



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**AKUMULACE ELEKTRICKÉ ENERGIE S VYUŽITÍM
ZKAPALNĚNÍ VZDUCHU**

ACCUMULATION OF ELECTRICITY USING LIQUEFIED AIR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Theodore Nicolas Laca

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Theodore Nicolas Laca
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Akumulace elektrické energie s využitím zkapalnění vzduchu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na zhodnocení možností a konkretizaci praktické realizace akumulátoru elektrické energie využívajícího zkapalnění vzduchu. V rámci řešení bude provedeno seznámení s problémem formou rešerše. Zpracován bude přehled technologických prvků tvořících akumulátor. Následně bude vypracován návrh konkrétního zařízení pro akumulaci.

Cíle diplomové práce:

- 1) Popis technologií pro zkapalnění vzduchu z pohledu energetické náročnosti.
- 2) Uvést možnosti skladování zkapalněného vzduchu.
- 3) Představení technologií pro zpětné uvolnění energie z kapalného vzduchu.
- 4) Návrh konkrétního zařízení pro akumulaci elektrické energie s využitím zkapalněného vzduchu (konkrétní návrh + dokumentace vybraného prvku).
- 5) Technicko–ekonomické posouzení navržené instalace.

Seznam doporučené literatury:

DVORSKÝ, E. a HEJTMÁNKOVÁ, P. , Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 8073001187.

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KANDLIKAR, S., Masahiro, S. a DHIR, V., Handbook of phase change: boiling and condensation. Philadelphia, PA: Taylor, xvii, 738 p., 1999. ISBN 15-603-2634-4.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

V rešeršnej časti je spracovaný základný prehľad termodynamiky pár. Zaoberá sa historickým vývojom systémov k skvapalňovaniu plynov, rozdelený podľa autorov daných návrhov. Súčasťou sú základné poznatky z termodynamiky skvapalňovania plynov. V oblasti skladovania skvapalnených plynov obsahuje stručný prehľad delenia skladovacích nádob a izolačných materiálov. Ďalej sa zaoberá spätným uvoľňovaním energie z kvapalného vzduchu. Obsahuje adiabatický návrh akumulácie elektrickej energie pomocou skvapalnenia vzduchu (LAES). Záver popisuje navrhnutý dizajn, ekonomický rozbor a perspektívy využitia LAES.

ABSTRACT

In the research part is a basic overview of vapor thermodynamics is processed. It deals with the historical development of gas liquefaction systems, divided according to the authors of the proposals. It includes basic knowledge of thermodynamics of gas liquefaction. In the field of liquefied gas storage, it contains a brief overview of the division of storage vessels and insulation materials. It also deals with the extract of energy from liquid air. It contains an adiabatic design of electrical energy storage using air liquefaction (LAES). The conclusion describes the proposed design, economic analysis and perspectives of using LAES.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Skvapalnenie plynu, Skladovanie skvapalneného plynu, Spätné uvoľnenie energie zo skvapalneného plynu, Návrh adiabatického LAES

KEYWORDS

Gas liquefaction, Liquefied gas storage, Energy extraction from liquefied gas, Adiabatic LAES design

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

LACA, Theodore Nicolas. Akumulace elektrické energie s využitím zkapalnění vzduchu [online]. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121604>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému **Akumulace elektrické energie s využitím zkapalnění vzduchu** vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených na zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

V Brne dňa 23.6.2020

.....

Bc. Theodore Nicolas Laca

POĎAKOVANIE

Ďakujem týmto doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. za cenné pripomienky, rady a za ochotný prístup pri vypracovaní diplomovej práce.

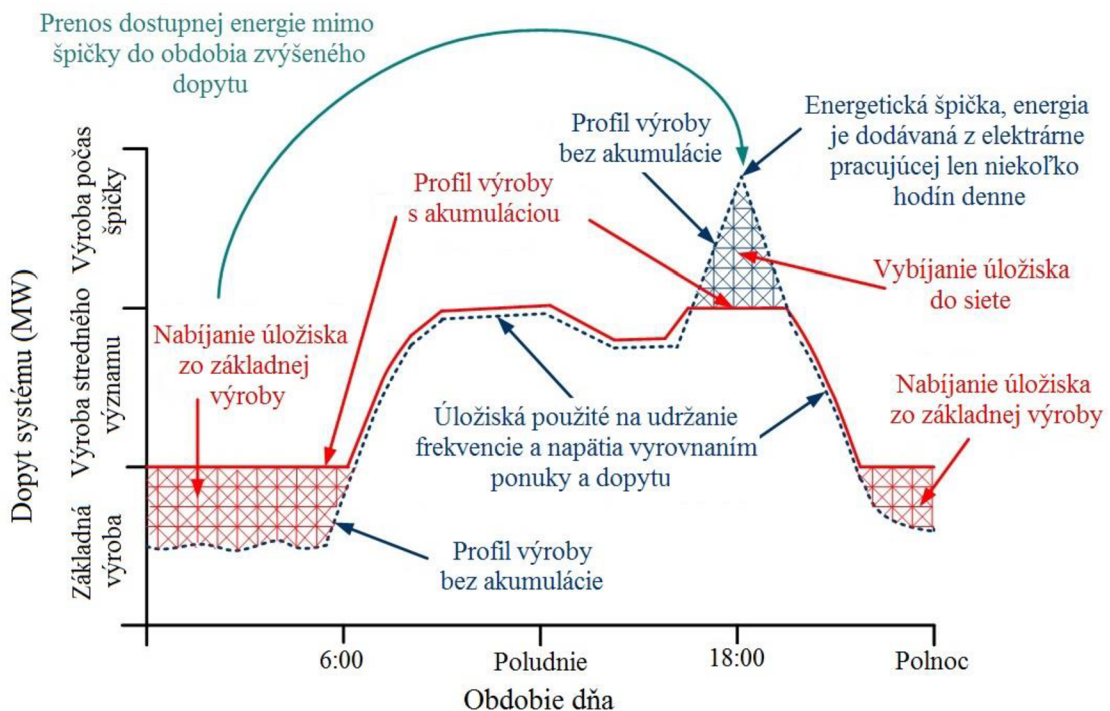
OBSAH

ÚVOD	11
1 AKUMULÁČNÉ SYSTÉMY NA SKVAPALNENIE VZDUCHU (LAES)	12
1.1 TERMODYNAMICKÉ DEJE V PARE	13
1.2 SKVAPALNENIE PLYNU (VZDUCHU)	17
1.2.1 Základný Linde–Hampsonov (LH) cyklus	19
1.2.2 Základný LH cyklus s predchladením	19
1.2.3 Dvojtakový Lindeho cyklus	21
1.2.4 Claudeho cyklus	22
1.2.5 Claudeho cyklus s predchladením	23
1.2.6 Dvojtakový Claudeho cyklus	23
1.2.7 Kapitsov cyklus	24
1.2.8 Heylandov cyklus	24
1.2.9 Kaskádový cyklus	25
1.2.10 Energetická efektívnosť vybraných cyklov	27
1.3 SKLADOVANIE SKVAPALNENÉHO VZDUCHU	28
1.3.1 Rozdelenie kryogénnych skladovacích nádob	28
1.3.2 Geografické hľadisko	30
1.3.3 Energetické straty cez vybrané druhy izolácie	31
1.4 SPÄTNÉ UVOLNENIE ENERGIE	32
1.4.1 Priame expanzné cykly	33
1.4.2 Priamy expanzný cyklus s ORC	33
1.4.3 S nepriamym Braytonovým cyklom	34
1.4.4 S kombinovaným cyklom	34
1.5 ENERGETICKÁ EFEKTÍVNOSŤ VYBRANÝCH LAES	35
2 LAES VO SVETE	37
2.1 MITSUBISHI / KISHIMOTO A KOL. (1998)	37
2.2 HIGHVIEW POWER / MORGAN A KOL.	37
3 NÁVRH ZARIADENIA LAES	39
3.1 SKLADOVANIE TEPELNEJ ENERGIE	39
3.2 SKLADOVANIE KRYOGÉNNEJ ENERGIE	40
3.3 NABÍJACÍ CYKLUS	41
3.3.1 Voľba parametrov	42
3.3.2 Výpočtové predpoklady a vzťahy	42
3.3.3 Číselné vyjadrenie parametrov v nabíjacom cykle	46
3.4 VYBÍJACÍ CYKLUS	54
3.4.1 Voľba parametrov	55
3.4.2 Výpočtové predpoklady a vzťahy	55
3.4.3 Číselné vyjadrenie parametrov vo vybíjacom cykle	57
3.5 OPTIMALIZÁCIA LAES	63
3.5.1 Účinnosť LAES	63
4 TECHNICKO–EKONOMICKÉ POSÚDENIE NÁVRHU	64
4.1 ODHADOVANÁ CENA ZARIADENIA	64
4.1 ROČNÉ TRŽBY A NÁVRATNOSŤ INVESTÍCIE	64
ZÁVER	66
ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	67
ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	70

ÚVOD

Akumulácia elektrickej energie bude mať pri zvyšovaní podielu výroby elektrickej energie z trvale udržateľných, spoločensky akceptovateľnejších a ekologicky prijateľnejších obnoviteľných zdrojov energie (OZE), stále dôležitejší význam pri zvyšujúcom sa dopyte po elektrickej energii. Trend je zřejmý, nie len vo vyspelých krajinách, zo stále početnejšieho implementovania nových akumulačných kapacít. Tieto sú schopné prispievať k stabilizácii siete kontinuálnym dodávaním elektrickej energie a niektoré akumulačné technológie aj rýchlo reagovať na zmeny v elektrizačnej sieti, a využívajú sa pre podporné služby. Ďalším dôležitým dôvodom akumulácie je nesúlad medzi výrobou z OZE a dopytom po elektrickej energii ako aj možnosť nahradenia špičkového zdroja výroby elektrickej energie akumulačnými zariadeniami čím by bolo možné zvýšiť inštalované výkony základných zdrojov (obr. 1). Týmto opatreniami by sa eliminovali značné kapacity určitých podporných zdrojov, čo by mohlo mať za následok nižšie konečné ceny elektrickej energie za predpokladu budovania akumulačných zariadení s dlhou životnosťou a dostatočnou účinnosťou [1], [3].

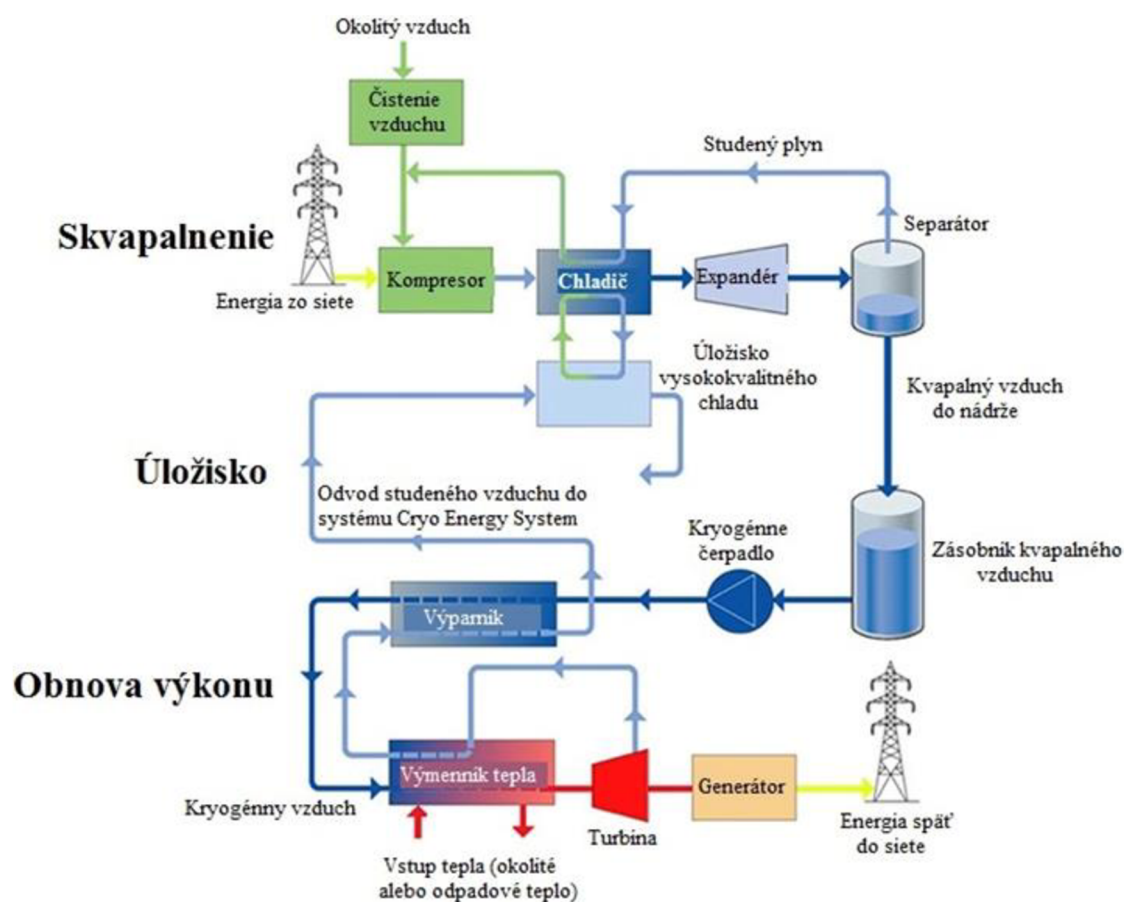
Známe technológie nie je vždy možné budovať v určitých lokalitách z ekonomických, geografických, ekologických, spoločenských alebo iných aspektov. Medzi akumulačné technológie s potenciálom najväčšej kapacity a výkonu ktoré sú schopné pokrývať dopyt v špičkách sa zaraďujú aj vo svete najrozšírenejšie (99 %) prečerpávacie vodné elektrárne (PHS) s účinnosťou do cca 80 % a technológia akumulácie pomocou stlačeného vzduchu (CAES) s účinnosťou do cca 60 % [2]. Sú dané obmedzenia pri ktorých nie je možné uvažovať nad ich stavbou a to najmä z geografických a geologických dôvodov. V niektorých prípadoch by sa riešením po komerčnom zvládnutí technológie mohla stať práve akumulácia elektrickej energie pomocou skvapalňovania vzduchu (LAES).



Obr. 1 Základná myšlienka skladovania energie [3], [12]

1 AKUMULAČNÉ SYSTÉMY NA SKVAPALNENIE VZDUCHU (LAES)

LAES, tiež nazývané kryogénne ukladanie energie (CES), je veľkokapacitná technológia vhodná na dlhodobé uskladnenie energie. Akumulačné systémy na skvapalnenie vzduchu využívajú lacnú elektrickú energiu mimo špičiek na ochladenie okolitého vzduchu pomocou štandardných priemyselných zariadení až pod teplotu -196 °C , čo je pri barometrickom tlaku teplota skvapalnenia. Pričom 700 l okolitého vzduchu predstavuje približne 1 l skvapalneného vzduchu. Proces nabíjania predstavuje čistenie, stláčanie, chladenie, expandovanie a následnú separáciu akumuláčného média (vzduchu) na plynnú a kvapalnú časť (obr. 2). Skvapalnený vzduch sa potom odvádza do izolovanej nádrže a je skladovaný pri tlaku blízkomu atmosférickému. Pri zvýšenom dopyte po elektrickej energii sa kvapalný vzduch odčerpá prostredníctvom kryogénneho čerpadla, zohreje prostredníctvom okolitého vzduchu, prípadne odpadovým teplom z priemyselných procesov. Ďalej je integrovaný systém na ukladanie tepla z kompresie pri nabíjaní, ktoré je využívané počas expanzie pri vybíjaní a systém na ukladanie chladu z expanzie využívané na ochladenie vzduchu po kompresii pri nabíjaní. Po prebehnutí varu a expanzie je použitý na pohon turbíny alebo piestového motora, ktorý roztáča generátor a vyrába elektrickú energiu. Vzhľadom na nízke teploty varu je všetko teplo potrebné na odpar a prehrev vzduchu využité z okolitého prostredia, avšak pri týchto parametroch je k zvýšeniu účinnosti možné použiť odpadové teplo z elektrární, teplární alebo iných tovární. Rovnako je možné pri skvapalňovaní použiť odpadový chlad z priemyselných procesov k zvýšeniu efektivity cyklu [4],[5],[6].



Obr. 2 Princíp fungovania LAES [5]

Akumulačným médiom po separácii môže byť aj kvapalný dusík ($\approx 78\%$ vo vzduchu). LAES môžu mať podobné výkonové parametre ako prečerpávacie vodné elektrárne. Výkon LAES sa môže pohybovať od jednotiek MW do stoviek MW. Kvôli nižšej účinnosti skvapalňovania je celková účinnosť akumulácie 50-60%. Pri použití tepla alebo chladu z iných procesov je účinnosť vyššia [4],[5].

Pri porovnaní objemových hustôt energií pri rôznych akumulátoroch má najmenšiu PHS len 0,5-1,5 Wh/L, CAES a prietokové batérie 3-6 Wh/L, LAES 60-120 Wh/L a najväčšiu objemovú hustotu energie dosahujú vodíkové úložiská 500-3000 Wh/L v závislosti od spôsobu skladovania [6]. V LAES je vysokokvalitná chladiaca energia uložená v kryogénnych teplotách čo predstavuje viac hodnotnú energiu ako v prípade ukladania do tepla a to kvôli uloženiu energie okrem citel'ného aj do latentného tepla. Ďalšou výhodou LAES je vyššia hustota exergie oproti CES na báze skladovania tepla. Technológia LAES v porovnaní s vodíkovým úložiskom má menej potenciálnych problémov a dajú sa ľahko kombinovať s OZE. Ďalej sú ekologické a šetrné [8].

1.1 TERMODYNAMICKÉ DEJE V PARE

V technickej praxi hovoríme o parách, ak teplota reálneho plynu (vzduchu) klesne pod kritickú teplotu a je blízko oblasti nasýtenia. Z hľadiska mnohých fyzikálnych vlastností je prechod medzi plynným stavom a parou kontinuálny. Avšak hranicou, kde sa mení priebeh stavových veličín, je medza sýtosti. Pary sa teda líšia od ideálnych plynov zložitejším tvarom vzťahov medzi stavovými veličinami a fyzikálnymi vlastnosťami. Ich hlavnou kvalitatívnou zvláštnosťou je prechádzanie medzi skupenstvami [11].

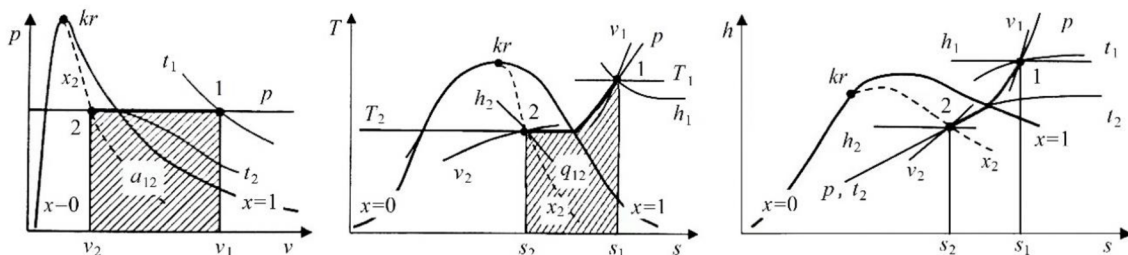
Pri izobarickom ochladzovaní chemicky čistého plynu po prechode oblasti prehriatia sa veľmi rýchlo mení jeho merná tepelná kapacita. Plyn sa už neriadi stavovou rovnicou pre ideálny plyn a už ho nepovažujeme ani za nedokonalý. Vzniká para a pre jej mernú tepelnú kapacitu c platí, že je funkciou teploty a tlaku. Ďalším ochladzovaním dôjde k stavu nasýtenia a hneď potom začne časť pary kondenzovať. Ak by sme pokračovali odvodom tepla, tak by sa pri izobaricko-izotermickom deji všetka para (plynná fáza) zmenila na kvapalinu [11].

Nasledujúce podkapitoly sa zaoberajú vybranými termodynamickými dejmi v oblasti pary.

Izobarický dej

Medzi izobarické deje ($p = \text{konst}$) patrí napríklad výroba, prehrievanie, transport, vyparovanie a kondenzácia pary, preto v praxi patrí medzi najdôležitejšie deje.

Izobarický dej na obr. 3 je daný počiatočným bodom 1 v priesečníku izobary p a izotermy t_1 . Tento stav je v oblasti prehriatej pary a vplyvom odvodu tepla sa dostávame po izobare do bodu 2, kde sa spolu pretnú s krivkou pomernej suchosti x_2 . Izobarický a izotermický dej sú v oblasti mokrej pary totožné [11].



Obr. 3 Izobarický dej v pare [11]

Pri izobarickom deji je merná objemová práca definovaná

$$a_{12} = \int_1^2 p dv = p(v_{x2} - v_1), \quad (1.1)$$

kde merný objem v_1 sa odčíta z diagramu alebo z tabuliek kvapaliny a prehriatej pary pre zadaný tlak p , teplotu t . Merný objem v_{x2} sa tiež odčíta z diagramu alebo vypočíta pomocou rovnice [11]

$$v_{x2} = v' + x_2(v'' - v'), \quad (1.2)$$

merné objemy na medzných krivkách v' (pre sýtu kvapalinu) a v'' (pre sýtu paru) sa určia pomocou tabuliek pre daný tlak p .

Výsledok mernej technickej práce je pre izobarický dej nulový

$$a_{t12} = - \int_1^2 v dp = 0. \quad (1.3)$$

Z druhej formy prvého zákona termodynamiky $dq = dh - v dp$ vypočítame merné teplo

$$q_{12} = h_{x2} - h_1. \quad (1.4)$$

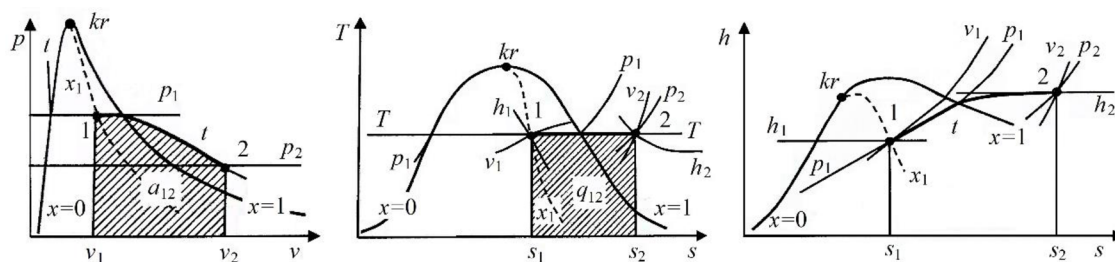
Hodnota mernej entalpie h_1 sa určí z diagramu alebo tabuliek pre daný tlak p a teplotu t_1 . Hodnota mernej entalpie h_{x2} sa odčíta z diagramu podobne pre stav 2 alebo vypočíta pomocou rovnice

$$h_{x2} = h' + x_2(h'' - h') = h' + x_2 l_{23}. \quad (1.5)$$

kde sa hodnoty merných entalpií na medzných krivkách h' a h'' určia z tabuliek sýtej kvapaliny a sýtej pary a rovnako aj hodnota merného výparného tepla l_{23} .

Izotermický dej

Izotermický dej ($t = \text{konst}$) na obr. 4 vykresľuje počiatočný bod 1, ktorý je daný tlakom p_1 a pomernou suchosťou pary x_1 . Vplyvom prívodu tepla prebieha dej po izoterme a konečný bod 2 je definovaný priesečníkom izotermy t prechádzajúcej bodom 1 a izobarou p_2 . Pri deji 1-2 nastáva spočiatku vysušenie pary a je súčasne aj izobarickou zmenou. Po prekročení krivky $x = 1$ sa objem prehriatej pary pri expanzii zväčšuje popri súčasnom znižovaní tlaku [11].



Obr. 4 Izotermický dej v parách [11]

Z definície entropie $ds = dq/T$ sa nasledovne určí merné teplo

$$q_{12} = T(s_2 - s_{x1}). \quad (1.6)$$

Merná objemová práca sa stanoví z prvej formy prvého zákona termodynamiky $dq = du + da$ nasledovne

$$a_{12} = q_{12} - \Delta u. \quad (1.7)$$

Zmena vnútornej energie sa do rovnice (1.7) vypočíta podľa rovnice

$$\Delta u = u_2 - u_{x1} . \quad (1.8)$$

Vnútornej energie sa stanoví zo vzťahov

$$u_{x1} = h_{x1} - p_1 v_{x1} \quad \text{a} \quad u_2 = h_2 - p_2 v_2 . \quad (1.9)$$

Merná technická práca sa stanoví z druhej formy prvého zákona termodynamiky $dq = dh + da_t$ nasledovne

$$a_{t,12} = q_{12} - \Delta h , \quad (1.10)$$

pre zmenu mernej entalpie platí

$$\Delta h = h_2 - h_{x1} . \quad (1.11)$$

Merný objem v_{x1} , entalpia h_{x1} a entropia s_{x1} mokrej pary sa určia pomocou diagramu alebo sa vypočítajú podľa rovníc [11]

$$v_{x1} = v_1' + x_1(v_1'' - v_1') , \quad (1.12)$$

$$h_{x1} = h_1' + x_1(h_1'' - h_1') = h_1' + x_1 l_{23,1} , \quad (1.13)$$

$$s_{x1} = s_1' + x_1(s_1'' - s_1') = s_1' + x_1 \frac{l_{23,1}}{T_{23}} . \quad (1.14)$$

Adiabatický dej

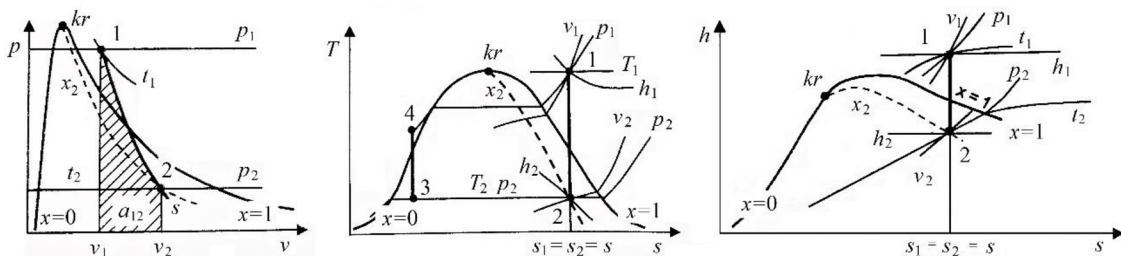
Adiabatickým dejom označujeme dej, ktorý nemá možnosť výmeny tepla s okolím ($dq = 0, q_{12} = 0$). Podľa zmeny entropie rozdeľujeme dej na vratný (izoentropický) a nevratný (reálny) [11].

Vratný adiabatický dej

Vratný adiabatický dej ($s = \text{konst}$) je dôležitý pri expanziách v parných strojoch a turbínach, pri kompresii chladív v chladiacich zariadeniach a pri riešení prúdenia pár.

Rovnicu pre ideálny adiabatický dej $pv^\kappa = \text{konst}$ kvôli nekonztantnému adiabatickému exponentu κ pri parách (mimo oblasť vysoko prehriatej pary) nepoužívame. Hodnota adiabatického exponentu prehriatej pary je funkciou teploty a tlaku. Pri mokrej pary hodnota exponentu závisí aj na pomernej suchosti pary a je nižšia ako v oblasti prehriatej pary.

Na obr. 5 je izoentropická expanzia zo stavu 1 pri tlaku p_1 a teplote t_1 na stav 2 pri tlaku p_2 a teplote t_2 [11].



Obr. 5 Vratný adiabatický dej v pare [11]

Pri tomto deji vychádzame z jasnej podmienky

$$s_1 = s_{x2} = s = \text{konst} , \quad (1.15)$$

kde hodnota mernej entalpie s_1 sa určí pomocou ďalších stavových veličín v počiatočnom bode 1 odčítaním z tabuliek prehriatej pary alebo z diagramu.

Pomerná suchosť pary x_2 sa odčíta z diagramu alebo vypočíta z rovnice

$$s = s_{x2} = s_2' + x_2(s_2'' + s_2') , \quad (1.16)$$

kde po vyjadrení dostávame vzťah

$$x_2 = \frac{s - s_2'}{s_2'' - s_2'} . \quad (1.17)$$

Merné entropie s_2' a s_2'' sa pomocou tlaku p_2 určujú z tabuliek sýtej kvapaliny a sýtej pary.

Merné teplo vymenené s okolím je nulové

$$q_{12} = 0 . \quad (1.18)$$

Merná objemová práca a_{12} a podobne aj merná technická práca $a_{t,12}$ sú stanovené z prvého termodynamického zákona

$$a_{12} = -\Delta u = u_1 - u_{x2} \quad \text{a} \quad a_{t,12} = -\Delta h = h_1 - h_{x2} \quad (1.19)$$

kde merné vnútorné práce sa stanovujú z rovníc

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 \quad \text{a} \quad u_{x2} = h_{x2} - p_2 v_{x2} \quad (1.20)$$

Hodnoty je možné stanoviť z diagramu alebo hodnoty v_1 a h_1 určíme z tabuliek prehriatej pary. Potom v_{x2} a h_{x2} sa vyjadria podľa hodnôt na medzných krivkách z rovníc

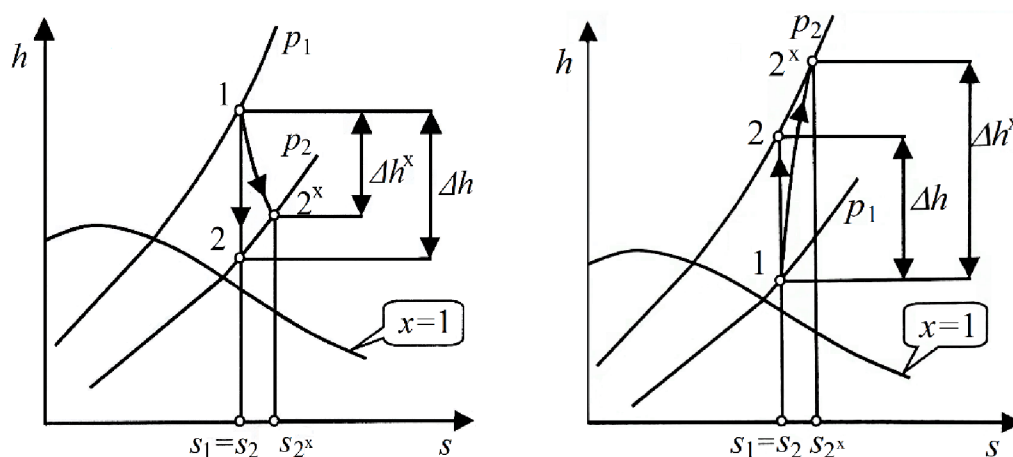
$$v_{x2} = v_2' + x_2(v_2'' - v_2') \quad (1.21)$$

a

$$h_{x2} = h_2' + x_2(h_2'' - h_2') = h_2' + x_2 l_{23,2} \quad (1.22)$$

Nevratný adiabatický dej

Reálny adiabatický dej je prevádzaný prírastkom entropie podľa druhého zákona termodynamiky ($ds > dq/T$). Porovnanie vratnej a nevratnej adiabetickej expanzie a kompresie v deji 1-2 je znázornené na obr. 6 [11].



Obr. 6 Nevratná adiabatická expanzia a kompresia [11]

Pre mernú objemovú prácu a_{12^x} a mernú technickú prácu $a_{t,12^x}$ rovnako ako pri izentropickom deji platia rovnice

$$a_{12^x} = u_1 - u_{2^x} \quad \text{a} \quad a_{t,12^x} = h_1 - h_{2^x} . \quad (1.23)$$

Z diagramov na obr. 6 je zrejma menšia technická práca pri reálnej adiabetickej expanzii 1-2^x v porovnaní s odpovedajúcou izentropickou expanziou 1-2. Naopak pri reálnej kompresii je absolútna hodnota reálnej technickej práce pri deji 1-2^x väčšia

v porovnaní s izoentropickou kompresiou. Pre expanziu je hodnotenie nevratného adiabatického deja dané vzťahom termodynamickkej účinnosti [11]

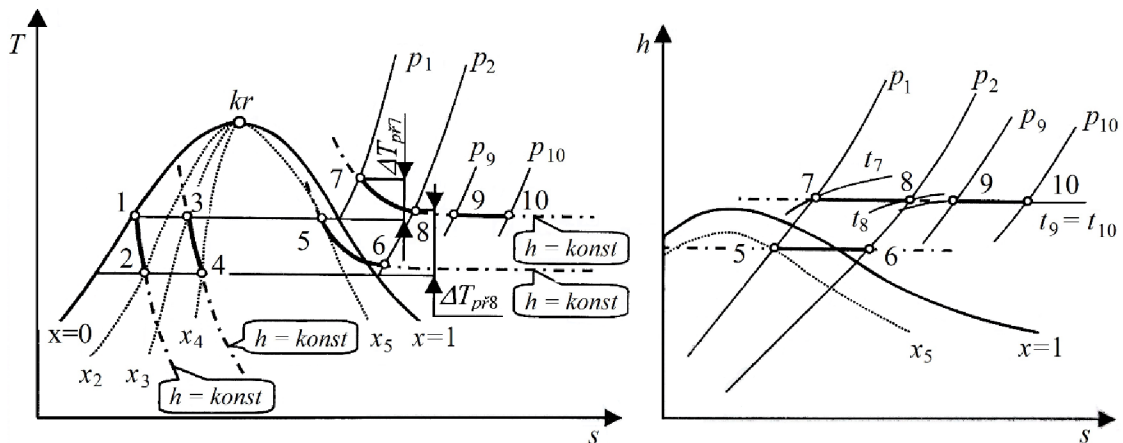
$$\eta_{td(e)} = \frac{a_{t,12^x}}{a_{t12}} = \frac{h_1 - h_{2^x}}{h_1 - h_2} = \frac{\Delta h^x}{\Delta h} < 1 \quad (1.24)$$

a obdobne pre kompresiu

$$\eta_{td(c)} = \frac{a_{t12}}{a_{t,12^x}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2^x}} = \frac{\Delta h}{\Delta h^x} < 1. \quad (1.25)$$

Izoentalpický dej

Izoentalpický dej je v technickej praxi podstatný pri izoentalpickom škrtení pár vo ventiloch pri regulácii alebo pri škrtení chladiv v odparovacích chladiacich zariadeniach. Pri škrtení skúmame len počiatočný a konečný stav izoentalpického deja. Počas priebehu deja sa entalpia mení a nemenná je len v dostatočnej vzdialenosti pred a za škrtiacim prvkom. Ak nie sme v oblasti veľmi prehriatej pary (viz. kap. 1.2), tlak a teplota sa po škrtení znižujú v závislosti od oblasti v ktorej dej prebieha (obr. 7). V oblasti mokrej pary sa škrtením dostávame na suchší stav pary prípadne na prehriatu paru [11].



Obr. 7 Izoentalpický dej v pare [11]

Pomerná suchosť sa vyjadří z predpokladu $h_1 = h_2$ nasledovne

$$h_1 = h'_1 = h_{x2} = h'_2 + x_2(h''_2 - h'_2), \quad (1.26)$$

potom výpočet pomernej suchosti má tvar

$$x_2 = \frac{h'_1 - h'_2}{h''_2 - h'_2}. \quad (1.27)$$

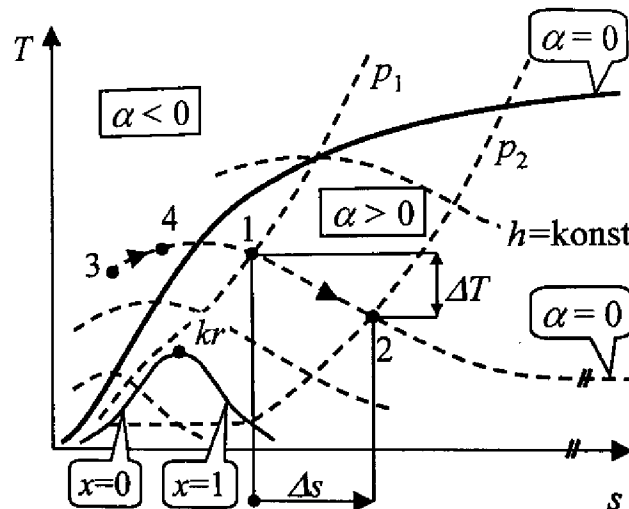
1.2 SKVAPALNENIE PLYNU (VZDUCHU)

Skvapalnenie plynu sa uskutočňuje prostredníctvom termodynamického procesu kde samotný plyn odovzdáva teplo pri teplotách nižších ako je teplota okolia. Pri výrobe skvapalneného plynu je vždy do procesu zahrnutá aj určitá teplota zariadenia, ktoré plyn stláča a teplo sa odvádza do chladiva. Počas procesu stláčania plynov o teplotu okolia sa zníži entalpia a entropia, a len zriedka teplota plynu. Zníženie teploty plynu sa zvyčajne uskutočňuje rekuperačným výmenníkom po ktorom nasleduje expanzia vysokotlakého plynu. Táto expanzia môže prebiehať buď pomocou škrtiaceho zariadenia (izoentalpická expanzia) pri ktorej dochádza iba k redukcii teploty (ak je Joule-Thomsonov koeficient

α kladný) alebo v zariadení na výrobu práce v motore/turbíne (izoentropická expanzia), kde teplota aj entalpia sú znížené. Z dôvodu efektívnosti môžu byť preferované pri skvapalňovaní plynov zariadenia s izoentropickou expanziou, avšak v minulosti sa kvôli jednoduchosti takmer v každom zariadení preferovali škrtiace prvky kde to umožňoval Joule-Thomsonov (J-T) koeficient [9]. J-T koeficient patrí medzi vlastnosť každého špecifického plynu a je funkciou teploty a tlaku [11]

$$\alpha = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = f(T, p). \quad (1.28)$$

Koeficient α môže mať kladnú, zápornú alebo nulovú hodnotu (obr. 8).



Obr. 8 Škrtenie reálnych plynov v T-s diagrame [11]

Napríklad vodík, hélium a neón (ktorých inverzné teploty sú 205 K, 45 K, 250 K [15]) majú pri normálnej teplote záporné hodnoty α z čoho vyplýva ich zahrievanie pri škrtení a preto je v prípade skvapalňovania nutné ich podchladiť prostredníctvom iného média alebo pomocou izoentropickej expanzie do oblastí kde majú $\alpha > 0$. Dusík, metán a ostatné plyny majú α pri normálnej teplote kladný a môžu sa ochladzovať prostredníctvom škrtiaceho prvku bez nutnosti predchladiť alebo expanzie s vykonávaním práce. Teplota inverzie pre vzduch pod ktorou platí $\alpha > 0$ je približne 330 °C (603 K) [9]. V tab. 1 je uvedených niekoľko termodynamických vlastností hlavných zložiek vzduchu.

Tab. 1 Termodynamické vlastnosti hlavných zložiek suchého vzduchu [14]

Zložka	T_{bp} [K]	T_{me} [K]	T_{tr} [K]	p_{tr} [10^5 Pa]	T_{kr} [K]	p_{kr} [MPa]	Latentné teplo L [kJ/l]	Objemové zloženie [%]
N ₂	77,4	63,3	63,15	0,15	126,2	3,39	160	78,1
O ₂	90,2	54,4	54,36	0,015	154,6	5,04	245	20,9
Ar	87,3	83,8	83,81	0,67	150,87	4,898	224	0,93

Teplota varu T_{bp} a teplota topenia T_{me} pri $p = 1$ bar, T_{tr} a p_{tr} sa vzťahujú k trojnému bodu, T_{kr} a p_{kr} sa vzťahujú ku kritickému bodu, latentné teplo L pri teplote T_{bp} .

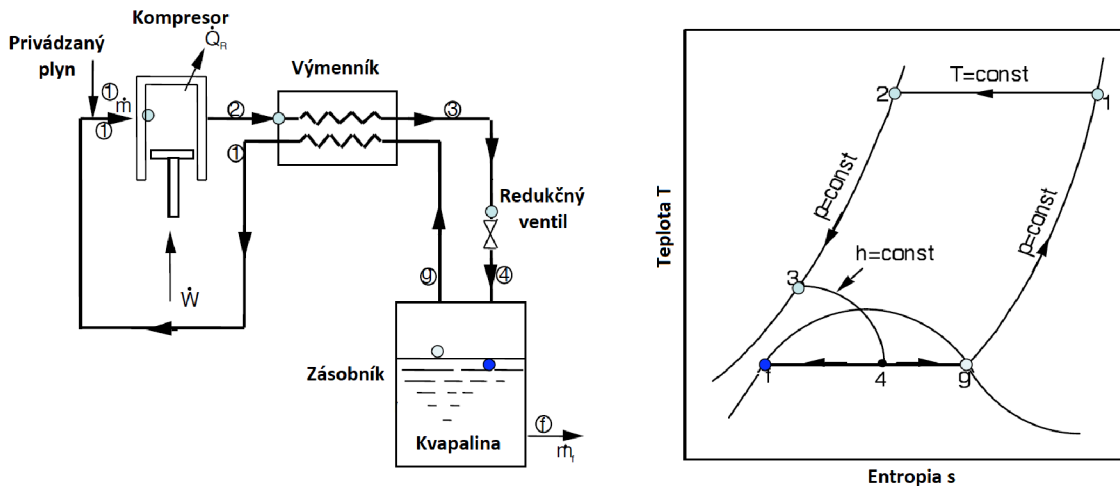
Použitie skvapalneného plynu sa používa v mnohých vedeckých a technických procesoch pri kryogénnych teplotách pod -150 °C (123 K). Skvapalnenie plynov sa používa na zvýšenie hustoty a zníženie objemu na jednotku hmotnosti čo je výhodné pri skladovaní a preprave a v závislosti na druhu plynu aj pre rôzne oblasti použitia.

Kvapalný dusík a kyslík majú využitie pri rôznych medicínskych postupoch, napríklad na účely kryokonzervovania a odstraňovania kožných výrastkov. V poslednom čase sa stále častejšie skúmajú možnosti LAES [8].

Skvapalnenie plynov sa z princípu uskutočňuje ochladením plynu pod kritickú teplotu, takže skvapalnenie prebieha pod určitým podkritickým tlakom. Existuje niekoľko základných cyklov z ktorých sa vytvorili rôzne modifikácie, ktoré môžu pre expanziu využívať viac kompresných prvkov ako škrtiaci ventil alebo expanznú turbínu/motor [9].

1.2.1 Základný Linde–Hampsonov (LH) cyklus

Privedený očistený plyn okolitej teploty je najskôr zmiešavaný s recyklovaným plynom zo separátora a približne z 1 atm sa stláča pomocou kompresora (obr. 9). Kompresiou vzniknuté teplo je odvádzané k dosiahnutiu izotermického deja. Za kompresorom je radený protiprúdy výmenník tepla, v ktorom sa stlačený plyn izobaricky ochladzuje prostredníctvom neskonzenovaného plynu vychádzajúceho zo zásobníka. Plyn ďalej pokračuje cez redukčný ventil, kde prebieha izoentalpická expanzia až pod kritickú teplotu do oblasti mokrého vzduchu a následne sa odseparuje plynná a kvapalná časť. Kvapalná časť je zo separátora vedená do zásobníka. Plynná časť prúdi cez výmenník, kde sa ohreje a ďalej pokračuje do kompresora [9].



Obr. 9 Zjednodušená schéma a T-s diagram LH cyklu [10]

Hmotnosť skvapalneného vzduchu \dot{m}_f vztiahnutého na 1 kg [11] sa dá vypočítať podľa vzťahu

$$y = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f}, \quad (1.29)$$

kde h_1 je merná entalpia privádzaného plynu do kompresora, h_2 merná entalpia za kompresorom a h_f merná entalpia skvapalneného plynu. Skombinovaný s výkonom kompresora P_{12} dostávame vzťah [10]

$$-\frac{P_{12}}{\dot{m}_f} = -\frac{P_{12}}{\dot{m} \cdot y} = (T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)) \cdot \left(\frac{h_1 - h_f}{h_1 - h_2} \right). \quad (1.30)$$

1.2.2 Základný LH cyklus s predchladením

Základný LH cyklus s predchladením sa zvyčajne používa na skvapalnenie tekutín, ktorých inverzná teplota je nižšia ako teplota okolia. Napríklad kvapalný dusík je

optimálnym chladivom pre vodíkové a neónové skvapalňovacie systémy. Zatiaľ čo tekutý vodík sa ako chladivo používa pri skvapalňovaní hélia.

Predchladený skvapalňovací cyklus a zodpovedajúci T-s diagram je na obr. 10. Vykonaním energetickej rovnováhy primárneho LH cyklu (s výnimkou hlavného kompresora) a cyklu chladiva s trojkanálovým výmenníkom tepla vrátane bodmi a a d dostávame rovnice [15]

$$\dot{m}h_2 + \dot{m}_r h_d = (\dot{m} - \dot{m}_f)h_1 + \dot{m}_r h_a + \dot{m}_f h_f, \quad (1.31)$$

kde \dot{m}_r je hmotnostný tok pomocného chladiva. Ak je pomer prietoku chladiva r definovaný ako \dot{m}_r/\dot{m} , potom je možné z rovnice (1.31) vyjadriť výťažok zo skvapalňovania

$$y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + r \left(\frac{h_a - h_d}{h_1 - h_f} \right). \quad (1.32)$$

Maximálny možný výťažok pre predchladený systém je obmedzený teplotou pomocného chladiva a je daný

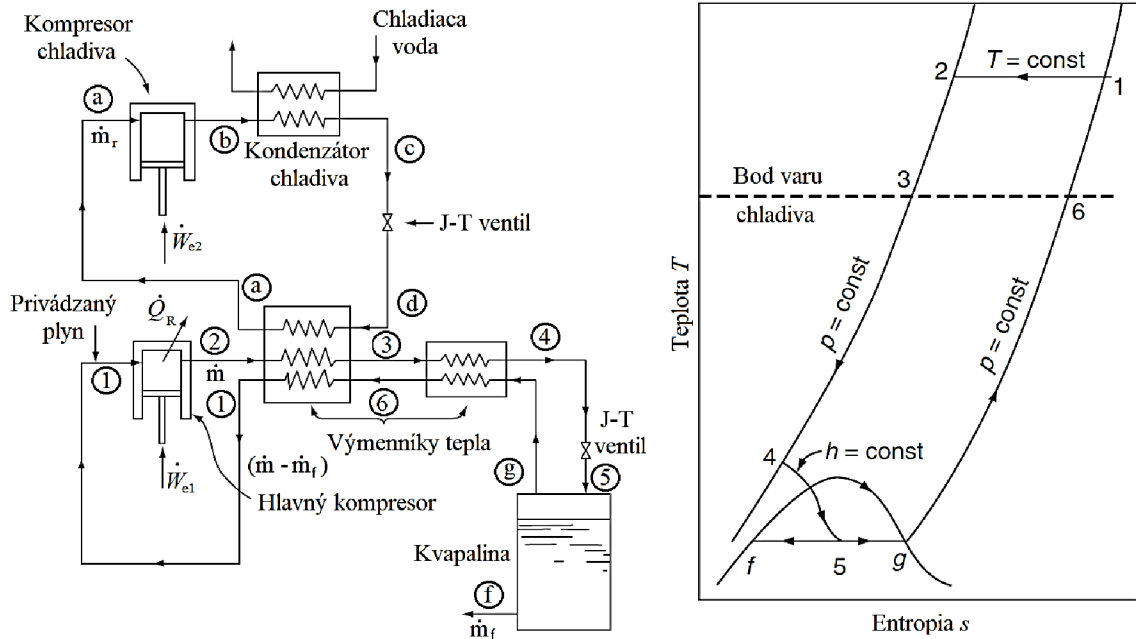
$$y_{max} = \frac{h_6 - h_3}{h_6 - h_f}, \quad (1.33)$$

kde h_3 a h_6 sú dané teplotou varu pracovného plynu.

Celková práca vyžadovaná predchladeným LH systémom je väčšia v porovnaní s jednoduchým LH cyklom kvôli pomocnému kompresoru. Za predpokladu, že deje pri oboch kompresoroch sú vratné a izotermické je výkon potrebný na 1 kg stlačeného plynu

$$-\frac{P_{12}}{\dot{m}} = (T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)) + r(T_a(s_a - s_b) - (h_a - h_b)), \quad (1.34)$$

kde posledná časť rovnice vyjadruje prídavnú prácu pre prídavný predchladzovací systém.



Obr. 10 Zjednodušená schéma a T-s diagram LH cyklu s predchladením [16]

1.2.3 Dvojtlakový Lindeho cyklus

K redukcii práce potrebnej k stlačeniu plynu je možné použiť dvojstupňový alebo dvojtlakový proces (obr. 11), pri ktorom sa tlak zníži dvoma po sebe nasledujúcimi izoentálpickými expanziami. Pretože práca kompresie je približne úmerná logaritmu tlaku a chladenie J–T je zhruba úmerné tlakovému rozdielu, dochádza k oveľa väčšiemu zníženiu kompresnej práce ako chladiaceho výkonu. Dvojtlakový proces teda produkuje dané množstvo chladenia s menším príkonom energie ako základný LH cyklus. Nevýhodou je zvýšená zložitosť cyklu a celková znížená spoľahlivosť procesu [15].

Z energetickej bilancie v okolí výmenníka tepla, redukčného ventilu a nádrže kvapaliny môžeme určiť rovnicu

$$\dot{m}h_3 = (\dot{m} - \dot{m}_f - \dot{m}_i)h_1 + \dot{m}_i h_a + \dot{m}_f h_f, \quad (1.35)$$

kde \dot{m}_i je hmotnostný prietok v spätnom stredotlakom toku. Po úprave dostávame rovnicu

$$\dot{m}_i(h_2 - h_1) + \dot{m}_f(h_f - h_1) = \dot{m}(h_3 - h_1). \quad (1.36)$$

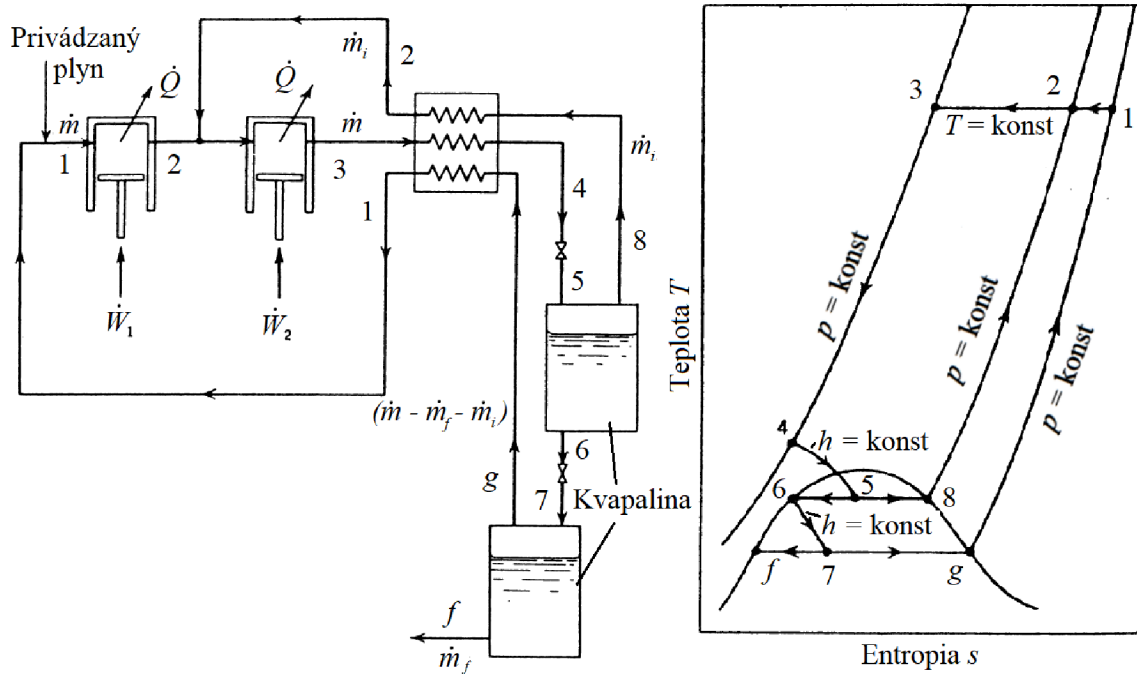
Ak $\dot{m}_i/\dot{m} = i$ a $\dot{m}_f/\dot{m} = y$, potom

$$i(h_2 - h_1) + y(h_f - h_1) = (h_3 - h_1) \quad (1.37)$$

alebo

$$y = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_f} - i \left(\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \right), \quad (1.38)$$

kde v rovnici (1.38) je na ľavej strane výťažok skvapalňovania pri základom LH cykle pracujúceho medzi horným (p_3) a dolným (p_1) pracovným tlakom. Pravá časť predstavuje zníženie výťažku skvapalňovania v dôsledku zníženia disponibilnosti chladenia.



Obr. 11 Zjednodušená schéma a T-s diagram dvojtlakového Lindeho cyklu

1.2.4 Claudeho cyklus

Claudeho cyklus obsahuje kombináciu izoentalpickej a izoentropickej expanzie (obr. 12). To môže mať za následok technické problémy spojené s tvorbou kvapaliny v expandéri/motore. Vysokotlaký plyn z kompresora sa ochladí vo výmenníku a po výstupe sa napríklad 50 % z celkového toku odkloní a je vedený cez expandér, kde vykoná adiabatickú prácu a expanduje na tlak 1 atm a vracia sa do spätného toku neskondenzovaného plynu. Zvyšok plynu pokračuje cez 2 ďalšie výmenníky tepla a redukčný ventil, kde expanduje rovnako na 1 atm. Účelom protiprúdových výmenníkov je ohrievanie nízkotlakového plynu pred kompresiou a súčasné chladenie vysokotlakového plynu na najnižšiu možnú teplotu pred expanziou [9]. Hmotnosť skvapalneného vzduchu \dot{m}_f je možné vyjadriť z prvého zákona termodynamiky zo vzťahu [9],[10]

$$y = \left(\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \right) + x \left(\frac{h_3 - h_e}{h_1 - h_f} \right), \quad (1.39)$$

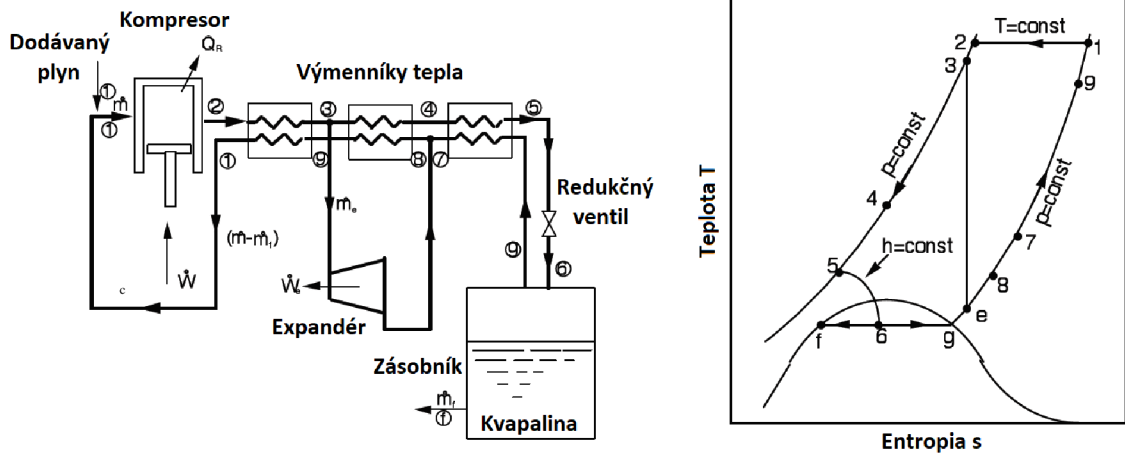
kde h_3 je entalpia plynu pred expandérom, h_e je entalpia plynu za expandérom a x je suchosť mokrého plynu vyjadrená zo vzťahu

$$x = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}}. \quad (1.40)$$

Pričom platí $x + y < 1$. V kombinácii s výkonom kompresora v prípade ideálnych dejov dostávame

$$-\frac{P_{12}}{\dot{m}_f} = \frac{(T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) - x(h_3 - h_e)) \cdot (h_1 - h_f)}{((h_1 - h_2) + x(h_3 - h_e))}. \quad (1.41)$$

Výkon sa optimalizuje parametrami p_2 , T_3 a x [9].



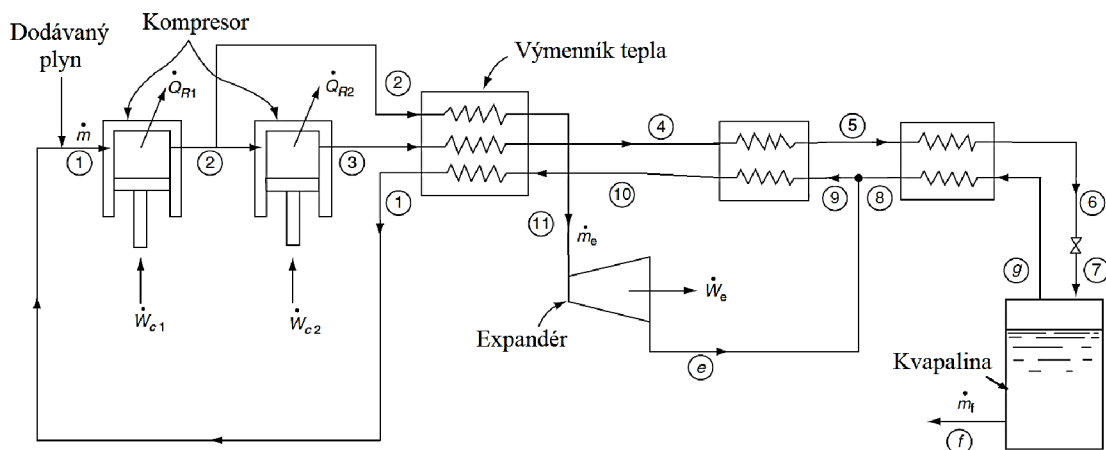
Obr. 12 Zjednodušená schéma a T-s diagram Claudeho cyklu [10]

1.2.5 Claudeho cyklus s predchladením

Claudeho cyklus sa môže používať bez úpravy na skvapalnenie vodíka alebo neónu pretože tento systém nie je k produkcii nízkych teplôt primárne závislý od expanzného ventilu. Avšak použitím predchladenia s tekutým dusíkom ako chladivom je možné dosiahnuť o 50 až 70 % väčšiu účinnosť ako pri predchladenom LH [15]. V súčasnosti dizajnéri zariadení na separáciu vzduchu používajú predchladenie ako štandardný postup. Výpočty sú rovnaké ako sa uviedli v (kap. 1.2.4), ale znižuje sa teplota privádzaného vzduchu na 278 K [16].

1.2.6 Dvojtľakový Claudeho cyklus

Dvojtľakový Claudeho cyklus (obr. 13) je v zásade podobný dvojtľakovému Lindeho cyklu, ale v Claudovom cykle je iba časť prúdu, prechádzajúceho cez expanzný ventil, z nízkeho tlaku stlačený na vyšší tlak [16]. Tým sú znížené požiadavky na prácu na jednotku hmotnosti skvapalneného plynu. Na ilustráciu výhod, R. Barron preukázal, že pri skvapalňovaní vzduchu môže byť kvapalný výťažok zdvojnásobený, zatiaľ čo práca na jednotku hmotnosti sa zníži na polovicu [15].



Obr. 13 Schéma dvojtľakového Claudeho cyklu, upravený z [16]

Energetická rovnováha v cykle, ale bez kompresorov má tvar [15]

$$\dot{m}_e h_2 + (\dot{m} - \dot{m}_e) h_3 = (\dot{m} - \dot{m}_f) h_1 + \dot{m}_e (h_{11} - h_e) + \dot{m}_f h_f, \quad (1.42)$$

ak $x = \dot{m}_e / \dot{m}$ a $y = \dot{m}_f / \dot{m}$, potom

$$y(h_1 - h_f) = x(h_3 - h_2) + (h_1 - h_3) + x(h_{11} - h_e). \quad (1.43)$$

Po úprave dostávame rovnicu pre výťažok skvapalňovania

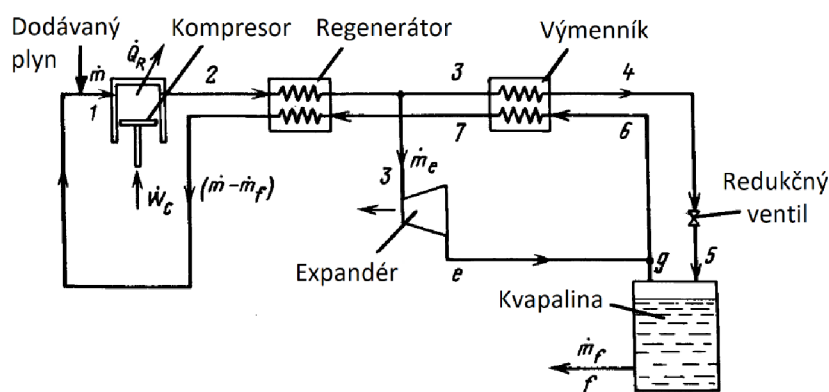
$$y = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_f} - x \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_f} + x \frac{h_{11} - h_e}{h_1 - h_f}. \quad (1.44)$$

Energetická bilancia na jednotku hmotnosti sa môže vypočítať sčítaním energetickej bilancie na jednotku hmotnosti dvoch kompresorov a následným odpočítaním práce expandéra alebo podľa vzťahu [16]

$$\begin{aligned} -\frac{P_{12}}{\dot{m}_{net}} &= T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) + (1 - x)(T_1(s_2 - s_3) - (h_2 - h_3)) - x(h_{11} - h_e) \\ &= T_1(s_1 - s_3) - (h_1 - h_3) - x(T_1(s_2 - s_3) - (h_2 - h_3)) - x(h_{11} - h_e). \end{aligned} \quad (1.45)$$

1.2.7 Kapitsov cyklus

Kapitza v roku 1939 modifikoval základný systém Claude odstránením tretieho alebo nízkoteplotného výmenníka tepla (obr. 14). Ďalej priniesol niekoľko významných technických zlepšení. Namiesto piestového expandéra bol použitý turboexpandér. Prvý alebo vysokoteplotný výmenník tepla v Kapitsovom systéme je v skutočnosti sada regenerátorov s ventilmi, v ktorých dochádza ku kombinovaniu procesu chladenia a čistenia. Prichádzajúci teplý plyn sa ochladí v jednej regeneračnej jednotke, kde sa súčasne usadia nečistoty. Zatiaľ čo výstupný prúd sa zahriat v druhej jednotke a vyniesol z nej zmrazené usadené nečistoty. Po niekoľkých minútach boli uvedené do činnosti ventily, ktoré prestriedali prúdy vysokého a nízkeho tlaku z jednej jednotky na druhú. Systém Kapitza obvykle pracoval pri relatívne nízkych tlakoch (približne 700 kPa) [13].

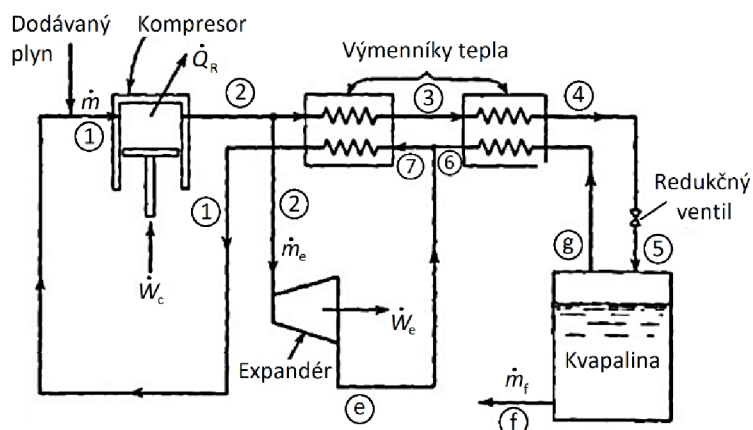


Obr. 14 Zjednodušená schéma Kapitsovho cyklu [13]

1.2.8 Heylandov cyklus

Podľa Heylanda, pre vysokotlakový cyklus s tlakom 20 MPa a s frakciou expandovaného prúdu približne 0,6 je optimálna teplota pred expanziou v expandéri blízka teplote okolia. Pri použití Claudeho systému (obr. 15) je teda možné vylúčiť prvý výmenník. Takto vylepšený systém Claude sa nazýva Heylandov systém podľa mena jeho autora a je široko používaný vo vysokotlakových zariadeniach na skvapalňovanie vzduchu. Jeho výhodou je jednoduché vyriešenie problému s mazaním v expandéri. V systémoch skvapalňovania vzduchu plyn vstupuje do expandéra pri izbovej teplote a vystupuje pri teplote približne 150 K (-123,15 °C), a preto je možné použiť bežné mazivá.

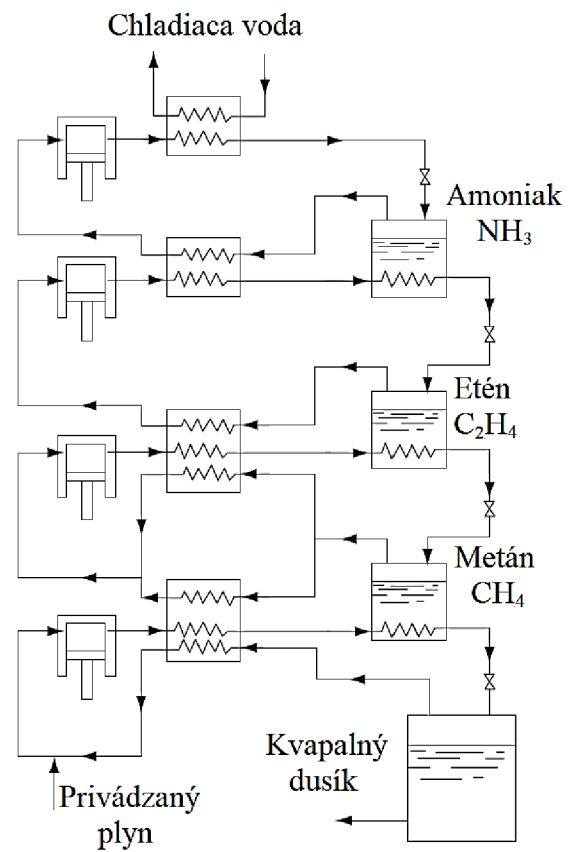
Expandér a škrtiaca klapka prispievajú približne v rovnakej miere k dosiahnutiu nízkych teplôt, zatiaľ čo pri obvyklom systéme Claude je úloha expandéra oveľa väčšia [13].



Obr. 15 Zjednodušená schéma Heylandovho cyklu [10]

1.2.9 Kaskádový cyklus

V kaskádovom cykle (obr. 16) sa použité chladiace plyny podrobujú kompresii, predchladeniu, expanzii pomocou škrtiaceho ventilu, skvapalneniu, odpareniu a následnej recyklácii do kompresorov v ich cykle. Chladivá sa skvapalňujú a odparujú postupne v konvenčných uzatvorených slučkách. Každé chladiivo je možné odparovať pri niekoľkých úrovniach tlaku za cieľom dosiahnutia nižších teplôt a k zvýšeniu účinnosti (ale pri vyšších nákladoch na investíciu a prevádzkovú zložitosť). Pri tomto cykle má každé chladiivo postupne nižší bod varu ako predchádzajúce chladiivo použité na predchladenie. Napríklad dusík (a teda aj vzduch) môže byť skvapalnený použitím štyroch cyklov v sérii: amoniak s teplotou varu 240 K, etylén s tep. varu 189 K, metán s tep. varu 112 K a konečne dusík s tep. varu 77 K. Expanzia ventilom nastáva pri nižšom tlaku a preto vedie k veľmi malému zvýšeniu entropie. Dnes sa vo veľkom meradle používa na skvapalňovanie zemného plynu (LNG), ale aj na skvapalňovanie vodíka a hélia [16]. V prípade použitia na skvapalňovanie LNG sú ako chladivá použité propán, etylén a metán [15].



Obr. 16 Schéma klasického kaskádového cyklu s použitím externých uzavretých slučiek chladiv: amoniak, etylén, metán, dusík [16]

1.2.10 Energetická efektívnosť vybraných cyklov

O energetickej efektívnosti niektorých vybraných cyklov s jednotnými parametrami na vstupe a s konkrétnymi parametrami pri špecifických bodoch jedná tab. 2, kde sú konkrétne cykly porovnávané s ideálnym reverzibilným cyklom.

Tab. 2 Porovnanie niekoľkých skvapalňovacích systémov používajúcich vzduch ako pracovnú tekutinu, vstupné podmienky 294 K a 0,101 MPa [15]

	Systémy skvapalňovania vzduchu	Výťažok skvapalňovania [$y = \dot{m}_f/\dot{m}$]	Práca na jeden kilogram výťažku [kJ/kg]	Účinnosť k ideál. systému
1.	Ideálny reverzibilný	1,000	715	1,000
2.	Jednoduchý LH: $p_2 = 20$ MPa, $\eta_c = 100$ %, $\varepsilon = 1$	0,086	5240	0,137
3.	Jednoduchý LH: $p_2 = 20$ MPa, $\eta_c = 70$ %, $\varepsilon = 0,95$	0,061	10620	0,068
4.	Jednoduchý LH, pozorovaný	–	10320	0,070
5.	Predchladený základný LH: $p_2 = 20$ MPa, $T_3 = 228$ K, $\eta_c = 100$ %, $\varepsilon = 1$	0,179	2240	0,320
6.	Predchladený základný LH: $p_2 = 20$ MPa, $T_3 = 228$ K, $\eta_c = 70$ %, $\varepsilon = 0,95$	0,158	3700	0,194
7.	Predchladený základný LH, pozorovaný	–	5580	0,129
8.	Dvojtľakový systém Linde: $p_3 = 20$ MPa; $p_2 = 6$ MPa; $i = 0,8$; $\eta_c = 100$ %; $\varepsilon = 1$	0,060	2745	0,261
9.	Dvojtľakový systém Linde: $p_3 = 20$ MPa; $p_2 = 6$ MPa; $i = 0,8$; $\eta_c = 70$ %, $\varepsilon = 0,95$	0,032	8000	0,090
10.	Dvojtľakový systém Linde, pozorovaný	–	6350	0,113
11.	Dvojtľakový systém Linde predchladený na 228 K, pozorovaný	–	3580	0,201
12.	Claudeho systém: $p_2 = 4$ MPa; $\varepsilon = 1$; $x = \dot{m}_e/\dot{m} = 0,7$; $\eta_c = \eta_e = 70$ %	0,260	890	0,808
13.	Claudeho systém: $p_2 = 4$ MPa; $\varepsilon = 0,95$; $x = \dot{m}_e/\dot{m} = 0,7$; $\eta_c = 70$ %; $\eta_{e,ad} = 70$ %; $\eta_{e,m} = 70$ %;	0,189	2020	0,356
14.	Claudeho systém, pozorovaný	–	3580	0,201
15.	Kaskádový systém, pozorovaný	–	3255	0,221

Kde: η_c – celková účinnosť kompresora, η_e – celková účinnosť expandéra, $\eta_{e,ad}$ – adiabatická účinnosť expandéra, $\eta_{e,m}$ – mechanická účinnosť expandéra, ε – účinnosť výmenníka tepla, $i = \dot{m}_i/\dot{m}$ – pomer medzi spätným stredotľakým hmotnostným tokom a hmotnostným tokom cez kompresor, \dot{m}_f/\dot{m} – hmotnostný tok skvapalnený ku hmotnostnému toku cez kompresor

Ako je vidieť z tab. 2 účinnosť výmenníkov, mechanická a adiabatická účinnosť expandéra významne ovplyvňujú účinnosť systému a prácu potrebnú na kilogram skvapalneného plynu.

1.3 SKLADOVANIE SKVAPALNENÉHO VZDUCHU

Pri návrhu skladovacej nádoby pre kryogénnu kvapalinu je potrebné brať do úvahy nasledujúce aspekty: Dĺžka skladovania kvapaliny, druh skladovanej kvapaliny a miera tolerancie straty tekutiny, stacionárnosť alebo mobilita zariadenia, očakávané účinky zrýchlenia v systéme, čas a náklady na chladenie, účinky stratifikácie a tlaku na systém, druh a hrúbka materiálu pre vnútorné/vonkajšie nádoby, a tepelná vodivosť materiálu. K ďalším dôležitým aspektom patrí optimálny typ izolácie, konštrukcia vnútorných podpier nádrže, plniace a vypúšťacie potrubia, parné prieduchy, difúzory pary a bezpečnostné zariadenia [15]. Z uvedených aspektov je z ekonomiky prevádzky najdôležitejšia izolácia a to kvôli akumuláčnej účinnosti, ktorá priamo súvisí s mierou vyparovania [9].

Skladovacie nádoby sa pohybujú z pohľadu energetickej náročnosti skladovacieho procesu od nízkoúčinných kontajnerov určených na krátkodobé niekoľkohodinové skladovanie až po vysokovýkonné nádrže, ktoré umožňujú menej odparenia ako 0,1 % kvapalného obsahu za deň. Tepelné straty pri týchto zásobníkoch sú vedením a žiarením cez izoláciu ako aj vedením cez vnútorné podpory nádrže, potrubie, meracie zariadenia a prístupové miesta. Účinnosť každého úložného systému závisí od toho, ako sa zníži strata kryogénnu v dôsledku nevyhnutných tepelných strát a ako dobre udržiava čistotu skladovaného obsahu [15]. Výber špecifického dizajnu zásobníka alebo nádoby, hlavne pri veľmi veľkých rozmeroch si vyžaduje kompletnú ekonomickú štúdiu. Kryogénne kvapaliny predstavujú fixný kapitál a ich výroba je nákladná na prevádzku [16].

Z pohľadu bezpečnosti skladovania a preprave nie je vhodné použiť materiály zo zliatin železa na miestach s výskytom kyslíka, ktorý by sa mohol ľahko vznietiť. Zliatiny železa s 9 % obsahom niklu majú v porovnaní s ocelami s obsahom niklu 8 % väčšiu odolnosť voči rázu. Ocele s obsahom niklu pod 3,5 % sa môžu vplyvom nízkych teplôt skrehnúť [16].

1.3.1 Rozdelenie kryogénnych skladovacích nádob

Podľa tvaru môžeme rozdeliť kryogénne nádoby na [16]:

sa môže nastaviť až na 90 % maximálneho povoleného pracovného tlaku a je automaticky udržiavaný pomocou regulátora a tlakovej cievky namontovanej na nádrži [17].



Obr. 17 Ukážka vertikálnych valcových nádrží s výparníkom

Horizontálne valcové nádrže

Horizontálne valcové nádrže sa zvyčajne používajú ako interné skladovacie systémy v blízkosti výrobného závodu. Vyrábajú sa do kapacity 222 000 l (250 t kvapalného kyslíka) a prevažne z materiálu X5CrNi18-10 alebo z 9 % niklových ocelí. Vo všeobecnosti sa neodporúča použitie 5 % niklovej ocele alebo hliníka kvôli obvyklému vnútornému pretlaku 1,72 bar a viac. Bežne sa používa vákuová izolácia s expandovaným perlitom, potom sú straty menšie ako 0,5 % za deň. Obvykle sa viac horizontálnych nádrží kvôli hospodárnosti neprepája [16]. Valcové horizontálne nádrže sa dajú namontovať aj na nákladné vozidlá a prepravovať k zákazníkom [17].

Sférické nádrže

Sférický dizajn nádrže (obr. 18) je pravdepodobne najhospodárnejšou voľbou v kapacitnom rozmedzí 450 000 až 900 000 l (500 až 1 000 t kvapalného kyslíka) a to kvôli maximálnemu objemu k minimálnemu vonkajšiemu povrchu. Tým sa znižuje investícia za materiál a zvyšuje účinnosť akumulácie. Nevýhodou sú vysoké náklady na prípravu plechov vonkajšieho plášťa a tiež na stavbu na mieste určenia. Priestor medzi vnútornou a vonkajšou stenou je zvyčajne vyplnený expandovaným perlitom a evakuovaný do vysokého vákua. Aj keď po dlhé roky sférické nádrže boli štandardom, ich pozíciu do značnej miery prevzali ekonomickejšie nádrže s plochým dnom [16].



Obr. 18 Ukážka sférickej nádrže na kvapalný vodík [18]

Nádrže s plochým dnem

Nádrže s plochým dnem sa používajú pre kapacity 800 až 5 000 t (tekutého kyslíka). Pretlak plynu v nádržiach sa pohybuje v rozmedzí 3–34 kPa. Dno nádrže nie je okrem tlaku kryogénu vystavené žiadnemu významnému namáhaniu a je vyrobené z relatívne tenkého materiálu. Parozábranou je zvarená kovová platňa. Pod touto platňou môže byť umiestnená jedna alebo dve nosné izolačné vrstvy celulárnej sklenenej dosky a prenáša zaťaženie na základy. Vnútorňá vertikálna stena sa kotví k základu a slúži k zachytávaniu všetkých síl spôsobených vnútornými tlakmi. Použité obmedzovacie zariadenia musia umožňovať tepelnú rozťažnosť vertikálneho plášťa. Pre materiál vnútornej nádrže sa používa 9 % niklová oceľ. V minulosti boli vyrobené nádrže do 2500 t tekutého kyslíka z 5 % niklovej ocele, ale nie bez povolenia konečného užívateľa [16].



Obr. 19 Nádrže s plochým dnom [19]

1.3.2 Geografické hľadisko

Z geografického hľadiska sa pri dizajne vhodnej nádoby posudzuje okolitá teplota, zaťaženie veterné, seizmické a snehové, pôdne podmienky a pozemkové náklady, externá korózia, dostupnosť infraštruktúry, charakteristika miestneho susedstva [16].

Okolitá teplota

Dôležité je mať záznam minimálnych a maximálnych teplôt v danej oblasti, čo priamo ovplyvňuje výber materiálov, hrúbku plechov, množstvo a kvalitu izolácie. Najúspornejšia skladovacia teplota je pri tlaku obsiahnutej kvapaliny mierne prekračujúca atmosférický tlak [16].

Veterné zaťaženie

Vzhľadom na veľký povrch zásobníkov je potrebné špecifikovať najvyššiu rýchlosť vetra v danej oblasti. Nedostatočné určenie možného zaťaženia vetrom s dôvodu hospodárnosti by mohlo byť potenciálne nebezpečné [16].

Seizmické zaťaženie

V oblastiach s vysokou seizmickou aktivitou musia byť nádrže projektované zodpovedajúcim spôsobom. Odporúča sa projekt zemetrasenia UBC divízie IV (Uniform Building Code). Výpočty sú komplexné a mali by byť zverejnené iba skúsenému technikovi alebo skupine špecializovanej na tento druh práce [16].

Snehové zaťaženie

Ak je možnosť snehu pri navrhovaní strešnej konštrukcie sa v prípade potreby zohľadňuje bremeno. Mrazivé počasie ovplyvňuje aj výber a konštrukciu pomocných zariadení ako sú čerpadlá, prístrojové vybavenie a všeobecnú údržbu [16].

Pôdne podmienky a pozemkové náklady

Je potrebné určiť prípustné zaťaženie oporných nôh na pôdu. Optimálna geometria zásobníka bude závisieť od ceny a dostupnosti pôdy, na ktorej bude umiestnený [16].

Externá korózia

Z dôvodu vysokých nákladov na nádrž, možného nebezpečenstva vylitia alebo pretlaku pár v nádrži je veľmi dôležité zachovať integritu skladovacieho izolačného systému. Vonkajšia vrstva sa chráni pred koróziou správnym výberom materiálov, prípravou a postupom lakovania. Vnútoraná nádrž je zvyčajne vyrobená z nehrdzavejúcej ocele, hliníka alebo 9 % zliatiny niklu a tým nie sú potrebné žiadne špeciálne postupy, okrem vysokého štandardu odstraňovania okují, odmasťovania a zvarovania. [16].

1.3.3 Energetické straty cez vybrané druhy izolácie

Tepelné straty medzi paralelnými povrchmi skrz vybrané druhy izolácie s najčastejšími hraničnými teplotami sú zapísané v tab. 3. Teploty v tabuľke: výpočtová izbová (300 K), teplota vyparovania dusíka (77 K) a vodíka (20 K). V skutočnom prípade je nutné pri výpočte zohľadňovať uhlový faktor pri výpočte radiácie [9].

Tab. 3 Prenos tepla medzi paralelnými povrchmi cez rôzne typy izolácií [9]

Izolácia		Prenos tepla cez izoláciu s hraničnými teplotami povrchov na teplej a studenej strane (mW/cm ²)		
		300 K, 77 K	300 K, 20 K	77 K, 20 K
Vysoké vákuum, $p = 133 \mu\text{Pa}$ (zvyškový H ₂). Emisivita povrchov 0,02.		0,45	0,46	0,002
Plyny pri atmosférickom tlaku (bez konvekcie), vzdialenosť medzi teplým a studeným povrchom 15 cm	H ₂	19,3 ($\bar{\lambda} = 1,30$)	19,6 ($\bar{\lambda} = 1,05$)	0,8 ($\bar{\lambda} = 0,22$)
	He	17,1 ($\bar{\lambda} = 1,15$)	17,7 ($\bar{\lambda} = 0,95$)	1,7 ($\bar{\lambda} = 0,45$)
	Vzduch alebo N ₂	2,68 ($\bar{\lambda} = 0,18$)	–	–
Evakuovaný prášok (expandovaný perlit s hustotou 80–96 kg/m ³), hrúbky 15 cm		0,16 ($\lambda = 0,011$)	0,13 ($\lambda = 0,007$)	0,007 ($\lambda = 0,0002$)
Prášok naplnený plynom (expandovaný perlit 80–96 kg/m ³), hrúbky 15 cm	He	18,7 ($\lambda = 1,26$)	18,7 ($\lambda = 1,0$ odhad)	2,2 ($\lambda = 0,05$)
	N ₂	4,8 ($\lambda = 0,32$)	–	–
Polystyrénová pena 32 kg/m ³ , hrúbky 15 cm		4,9 ($\lambda = 0,33$)	5,1 ($\lambda = 0,27$)	0,57 ($\lambda = 0,15$)

Kde λ je skutočná stredná tepelná vodivosť a $\bar{\lambda}$ zjavná účinná priemerná tepelná vodivosť pre daný interval v jednotkách mW/cmK.

Použitím izolácie s vysokým vákuom je prenos tepla, z povrchu 300 K na povrch 90 K alebo nižšej teploty, takmer úplne žiarením. Prenos sálavého tepla je prakticky

neovplyvnený znížením teploty studeného povrchu pod 90 K (pretože $300^4 \gg 90^4$). Avšak pri hraničnej teplote 77 K (rovnako 20 K a 4 K) aj malá časť zvyškového plynu (vodík alebo hélium) zodpovedá za veľkú časť celkového toku tepla. Ak je vzdialenosť medzi stenami teplôt 300 K a 90 K (alebo menej) niekoľko centimetrov, nahradenie samotného vysokého vákua evakuovaným práškom zlepši izoláciu znížením prenosu sálavého tepla. Predpoklad platí pre prakticky realizovateľné povrchy, ktorých emisivita je 1 až 2 % [9].

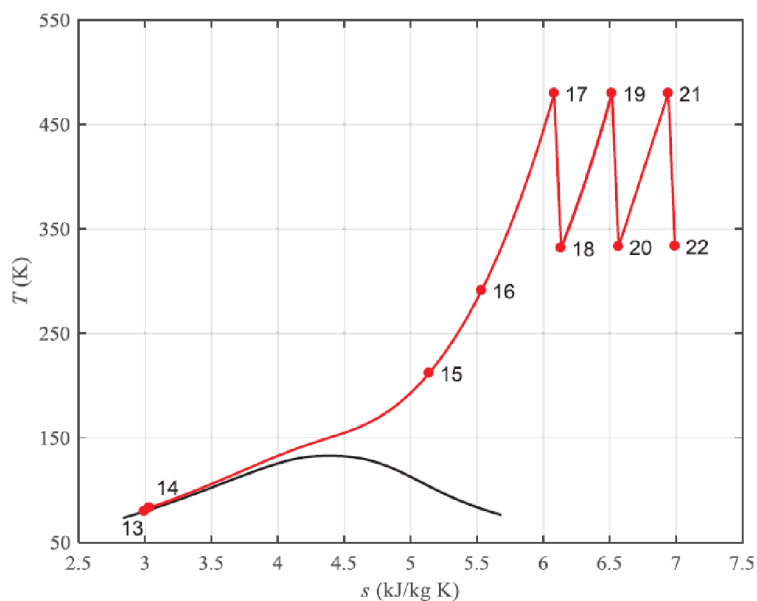
V praxi sa používajú tri izolačné technológie. V rastúcom poradí tepelnej účinnosti a nákladov sa jedná o evakuovanú perlitovú izoláciu, evakuovanú viacvrstvovú izoláciu a viacvrstvovú tienenú izoláciu tekutým dusíkom. Veľké stacionárne skladovacie kontajnery sú primerane efektívne vzhľadom na ich relatívne nízky pomer povrchu k objemu a používajú evakuovaný medzipriestor naplnený perlitom. Menšie stacionárne kontajnery a všetky prepravné kontajnery k prijateľnej účinnosti (nízka rýchlosť odparovania) vyžadujú viacvrstvovú izoláciu [9]. Straty v nízkotlakých nádržiach sa pohybujú v rozmedzí 0,05 až 0,2 % objemu a znižujú sa zväčšovaním nádrže [21].

Kvapalný vzduch sa v minulosti široko používal ako chladivo pre nízkoteplotné výskumy, ale relatívna jednoduchosť výroby (destilácia) kvapalného dusíka z kvapalného vzduchu viedla k postupnému znižovaniu použitiu vzduchu. Pretože ide o zmes dusíka a kyslíka, a tým nemá výhodu nemennej teploty varu. V zmesi s obsahom 80 % dusíka sa začína var asi pri teplote 79 K (viz tab. 1), ale pretože počiatočná para má zloženie bohatšie na dusík (viac ako 80 %), v zostávajúcej kvapaline sa pri vare postupne zvyšuje percentuálny obsah kyslíka. Zvyšuje sa tak teplota potrebná k varu zvyšnej kvapaliny a aj nebezpečenstvo spojené s kvapalinou bohatou na kyslík. Čo spôsobovalo výbuchy vo vákuových čerpadlách používaných na zníženie tlaku nad kvapalným vzduchom [9]. Riziko potenciálneho požiaru a nebezpečenstvo výbuchu sa zvyšuje koncentráciou kyslíka v kvapaline alebo výparoch. Maximálna bezpečná objemová koncentrácia kyslíka v uzatvorenom priestore je 23,5 %. Existuje zoznam bezpečnostných opatrení zaoberajúci sa bezpečným skladovaním a manipuláciou kyslíka: Použitie vhodnej izolácie nádrže, monitorovanie obsahu kyslíka a udržiavanie všetkých materiálov z organických látok mimo zdrojov kyslíka. Ďalej sú potrebné aj iné opatrenia v porovnaní so spracovaním vodíka alebo dusíka [20].

1.4 SPÄTNÉ UVOLNENIE ENERGIE

Spätné uvoľnenie energie zo skvapalneného vzduchu je v princípe extrakcia termomechanickej exergie a uskutočňuje sa po odparení cez expanzné turbíny. Zatiaľ čo zostávajúca exergia vo forme vysokokvalitného chladu môže byť prostredníctvom výmenníkov uložená v úložisku chladu [20]. Cykly využívajúce energiu vo forme chladu sú poháňané teplotným gradientom medzi dvoma zdrojmi. Chladivom pre chladný energetický cyklus je kryogén (skvapalnení vzduch) a zdrojmi tepla môže byť okolité prostredie, nízko/vysoko kvalitné odpadné teplo alebo tepelná energia zo spaľovania [21].

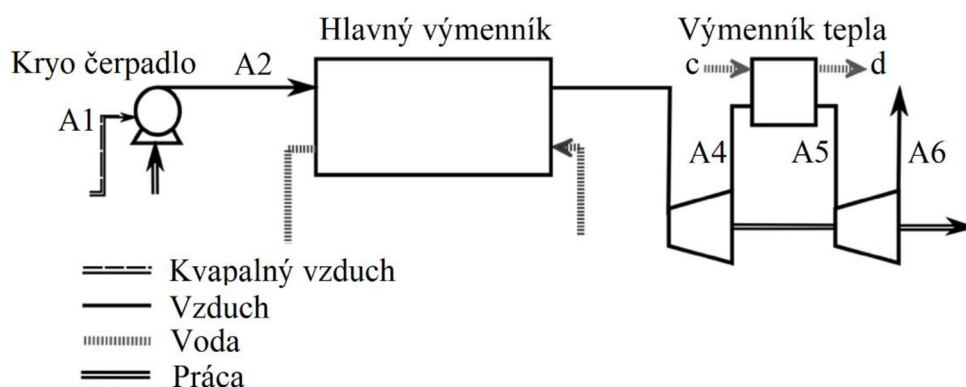
Vo všeobecnosti je možné spätné uvoľnenie energie rozdeliť na spôsoby [21], [22]:



Obr. 20 Príklad spätného uvoľnenia energie v T-s diagrame s využitím odpadného tepla s troma turbínami [22]

1.4.1 Priame expanzné cykly

Priame expanzné cykly (obr. 21) sa vzťahujú na výrobu energie pomocou expanzie vopred natlakovaného, odpareného a prehriateho kryogénneho vzduchu. Kvapalnú vzduch vstupuje do systému pri tlaku 1,3 bar a teplote $-190\text{ }^{\circ}\text{C}$ (A1) (parametre pilotného projektu Highview). Následne sa prostredníctvom kryogénneho čerpadla natlakuje nad nadkritický tlak 95 bar (A2) a pomocou výmenníka zohrieva na teplotu okolia. Vysokotlakový plyn následne expanduje vo viacstupňovej turbíne s prihrievaním pri strednom tlaku 15 bar. Energia prostredia sa považuje za jediný zdroj tepla a tým sa predpokladá vstupná teplota do turbíny $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [21]. V prípade dostupnosti odpadového tepla sa parametre menia [20].

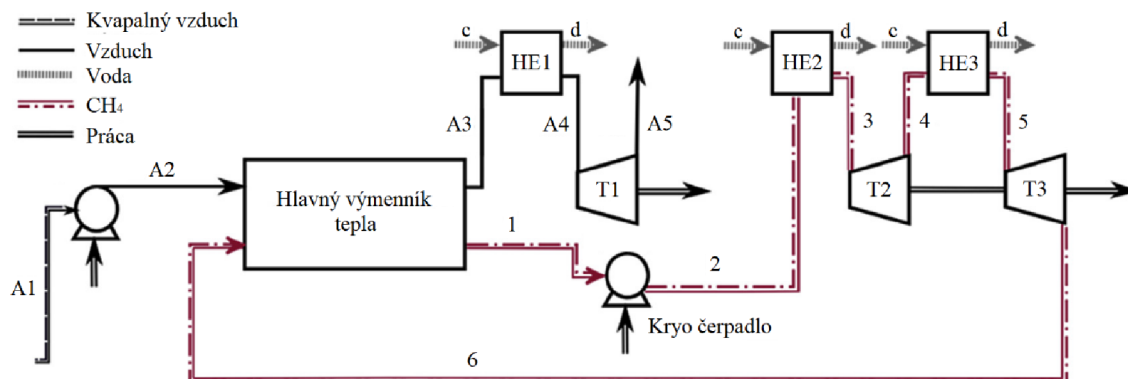


Obr. 21 Schéma priameho expanzného cyklu [21]

1.4.2 Priamy expanzný cyklus s ORC

Pri priamom expanznom cykle kvapalného vzduchu v kombinácii s ORC (obr. 22) je pracovnou tekutinou metán a vzduch (chladivo) sa používa na kondenzáciu pracovnej látky. Parametre privádzaného vzduchu sú ako v kap. 1.4.1. Kvôli zabezpečeniu dostatočného teplotného rozdielu pinch point, nemôže sa natlakovať vzduchu až do kritických tlakov. Tlak pre vzduch je zvolený na tlak 35 bar a kvôli jeho parametrom prebieha jeho priama expanzia prebieha v jednostupňovej turbíne. Pracovná tekutina

v ORC je skvapalnená (1), natlakovaná (2), odparená a prehriata (3) s použitím okolitej teploty alebo iného zdroja tepla a následne expandovaná vo vysokotlakovej (4) a nízkotlakovej (5) turbíne s medziprehrievaním [21].

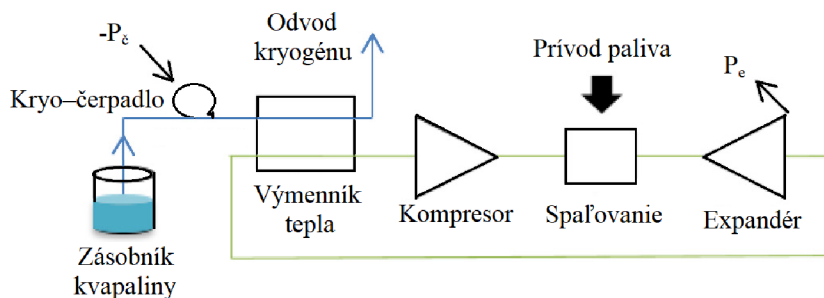


Obr. 22 Schéma priamej expanzie kvapalného vzduchu s ORC [21]

Metán, ako pracovná tekutina, bol pre tento cyklus vybraný z niekoľkých pracovných tekutín kvôli poskytovaniu najvyššieho špecifického výstupného výkonu. Teplota odparovania vzduchu pri tlaku 35 bar je $-142,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Za predpokladu teplotného rozdielu 5 K v pinch pointe hlavného výmenníka je skvapalňovací tlak metánu 5,5 bar a teplota $137\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pre metán sa maximálny tlak 60 bar (2) nastavuje podľa pomeru výkonu pridaného čerpadla a generovaného výkonu v ORC [21].

1.4.3 S nepriamym Braytonovým cyklom

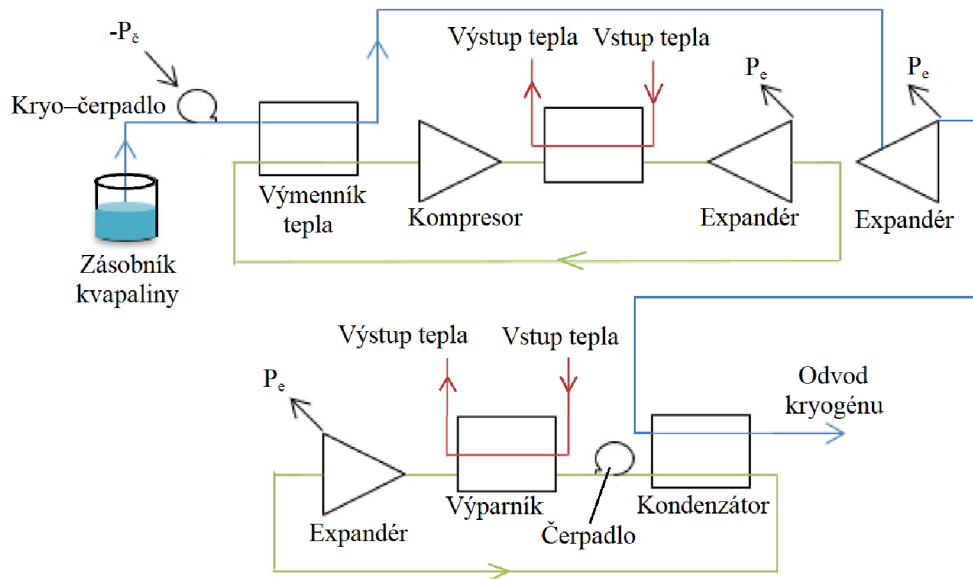
Pre nepriamy Braytonov cyklus (obr. 23) sa kryo čerpadlo používa k transportu kryogénneho vzduchu cez výmenník, čím sa zníži minimálna teplota pri Braytonovom cykle. Kvôli zvýšeniu účinnosti sú za výmenníkom tepla radené expandéry, cez ktoré odparený kryogén prechádza [20].



Obr. 23 Zjednodušená schéma s nepriamym Braytonovým cyklom [20]

1.4.4 S kombinovaným cyklom

Spätne uvoľňovanie energie s kombinovaným cyklom (obr. 24) môže zahrňovať priame expanzné cykly, nepriamy ORC cyklus a aj nepriamy Braytonov cyklus. Predpokladom je zvýšenie účinnosti a tým zisk väčšieho celkového výkonu.



Obr. 24 Zjednodušená schéma s kombinovaným cyklom [20]

1.5 ENERGETICKÁ EFEKTIVITA VYBRANÝCH LAES

Energetická efektivita LAES je závislá okrem metódy skvapalňovania aj od metódy extrakcie kryogénnej energie. Podľa vzájomnej prepojenosti môžu byť tieto subsystemy nezávislé alebo tepelne spojené. V procese skvapalňovania je potrebná energia chladu, ktorú je možné získať z vybíjania akumulátora. Podobne pre zvýšenie účinnosti vybíjania LAES je potrebné odpadové teplo, ktoré je možné uložiť a získať zo stáčania plynu pri skvapalňovaní. V mnohých nedávnych štúdiách je súčasťou LAES aj skladovanie tepelnej a kryogénnej energie [20].

Pokiaľ ide o rôzne systémy LAES (tab. 4), účinnosť akumuláčného cyklu (RTE) je pomer medzi systémom spotrebovanou energiou k produkcií skvapalneného vzduchu a energiou, ktorá je spätne uvoľnená počas vybíjania LAES. Účinnosť akumuláčného cyklu je daná vzťahom

$$RTE = \frac{P_{net,out}}{P_{net,in}}, \quad (1.46)$$

kde $P_{net,out}$ je výkon získaný zo systému a $P_{net,in}$ je výkon vložený do systému [20].

Negro a kol. (2018) definovali viac detailne formuláciu $P_{net,out}$ a metódu výpočtu pre obnovený teplo/chlad

$$RTE = \frac{\sum \text{Elektrická Energia Získaná} + \sum \frac{\text{Tepelná energia}}{COP_C}}{\sum \text{Elektrická Energia Vložená}} \quad (1.47)$$

Kde chladiaci faktor je daný vzťahom

$$COP_C = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (1.48)$$

Kishimoto a kol. (1998) definovali termálnu efektivitu ako pomer zmeny entropie v dôsledku spaľovania a entropiou vygenerovanou plynovou turbínou

$$\eta_t = \frac{\Delta s_{spaľovanie}}{\Delta s_{získaná}} \quad (1.49)$$

Účinnosť ukladania energie definovali Chino a Araki (2000) vzťahom

$$\eta_{\text{akumulátora}} = \frac{y(P_c - P_{\xi} - P_d - Q_h)}{P_c}, \quad (1.50)$$

kde y je výťažok skvapalňovania, P_c výkon kompresora, P_{ξ} výkon čerpadla kvapalného vzduchu a P_d výkon dúchadla.

Tab. 4 Hlavné metódy extrakcie kryogénnej energie v literatúre [20]

Návrh/Inovácia	Samostatný systém obnovy			Integ. systém		Účinnosť LAES [%]	Výpočtové rovnice
	C	S	C+S	C	S		
Kishimoto a kol. (1998) /Kombinovaný Rankinov a Braytonov cyklus			•			77	(1.49)
Chino a Araki (2000)/Nádrž kvapalného vzduchu umiestnená vo vnútri regenerátora				•		87	(1.50)
Vandor (2011)				•		>90	NM
Conlon (2016)/Kombinácia otvoreného Braytonovho cyklu so vzduchom a uzatvoreného ORC	•					(47–87)	NM
Ameel a kol. (2013)/Lindeho skvapalňovací cyklus a Rankinov regeneračný cyklus					•	43	(1.46)
Li (2011)/Prehrievače sú zásobované teplom z chladičov kompresorového stupňa		•			•	(20–60)/80	(1.46)
Morgan a kol. (2015)/ So zásobníkom chladu (malá účinnosť LAES kvôli nízkej účinnosti prvkov a zásobníka chladu [23])					•	8 demonšt., (40–60) teoreticky	(1.46)
Guizzi a kol. (2015)/ S kryo turbínou					•	50	(1.46)
Sciacovelli a kol. (2017)/ So zásobníkom chladu					•	50	(1.46)
Antonelli a kol. (2016)/Vrátane spaľovania zemného plynu	•					70	(1.46)
Negro a kol. (2018)/ Kryo-Rankinov cyklus kombinovaný k chladeniu skladov					•	(20–26)	(1.47)
Hamdy a kol. (2019)/ Exergická a ekonomická analýza pre 4 rozdielne cykly				•	•	(40–55)	NM

Kde C značí proces regenerácie na báze spaľovania, S regeneráciu na báze zahrievania a NM je nespomenutá metodika výpočtu.

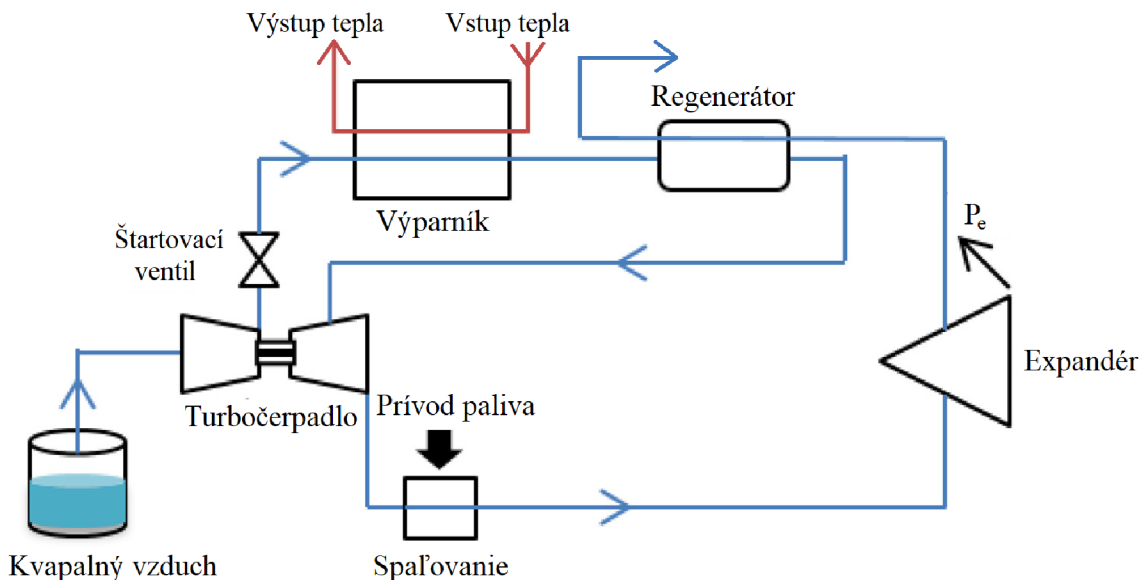
2 LAES VO SVETE

Využívanie LAES, ako veľkoobjemové ukladanie energie, sa s pribúdajúcim podielom stochastickej výroby z OZE stalo zaujímavým aj pre komerčné spoločnosti. Koncom deväťdesiatych rokov sa do vývoja zapojili niektoré spoločnosti, vrátane Mitsubishi a Hitachi (Kishimoto a kol.; Wakana a kol.), a nedávno aj Highview Power Ltd. Výkonnostné testy nasadených zariadení nezodpovedali teoretickým očakávaniam z dôvodu technických obmedzení a skutočnej efektívnosti prvkov akumulátora [20].

Wakana a kol. (2005) predstavili cyklus extrakcie energie, ktorý integroval spaľovanie medzi skvapalňovanie a spätné uvoľnenie energie. Tento systém LAES obsahoval druh úložiska chladu, ktorý bol súčasťou jednotky spätného uvoľnenia energie. Výskumné a vývojové činnosti boli vykonávané japonskou spoločnosťou Hitachi, Ltd, ktorá vykonala experimentálne práce na regenerátore. Podľa spoločnosti by mohla účinnosť akumulácie prekročiť 70 %. Pilotná prevádzka v plnom rozsahu nebola realizovaná [20].

2.1 MITSUBISHI / KISHIMOTO A KOL. (1998)

Mitsubishi Heavy Industry (Kishimoto a kol.) navrhli a postavili prvý prototyp v roku 1998, pričom nezverejnili žiadne informácie o návrhu skvapalňovacej časti zariadenia. Kvapalný vzduch sa čerpal priamo zo zásobníka (obr. 25) pomocou turbočerpadla, ktoré je poháňané expanznou turbínou. Následne je vzduch odparený, zahrievaný pomocou regenerátora, expandovaný a využitý k spaľovaniu paliva. Potom pomocou plynovej turbíny je vyrábaný výkon. Jediným ukazovateľom výkonnosti bola účinnosť spätného uvoľňovania energie, ktorá mohla dosiahnuť 77 %. Výpočet zohľadňoval iba chemickú energiu spaľovaného paliva v zariadení [20].



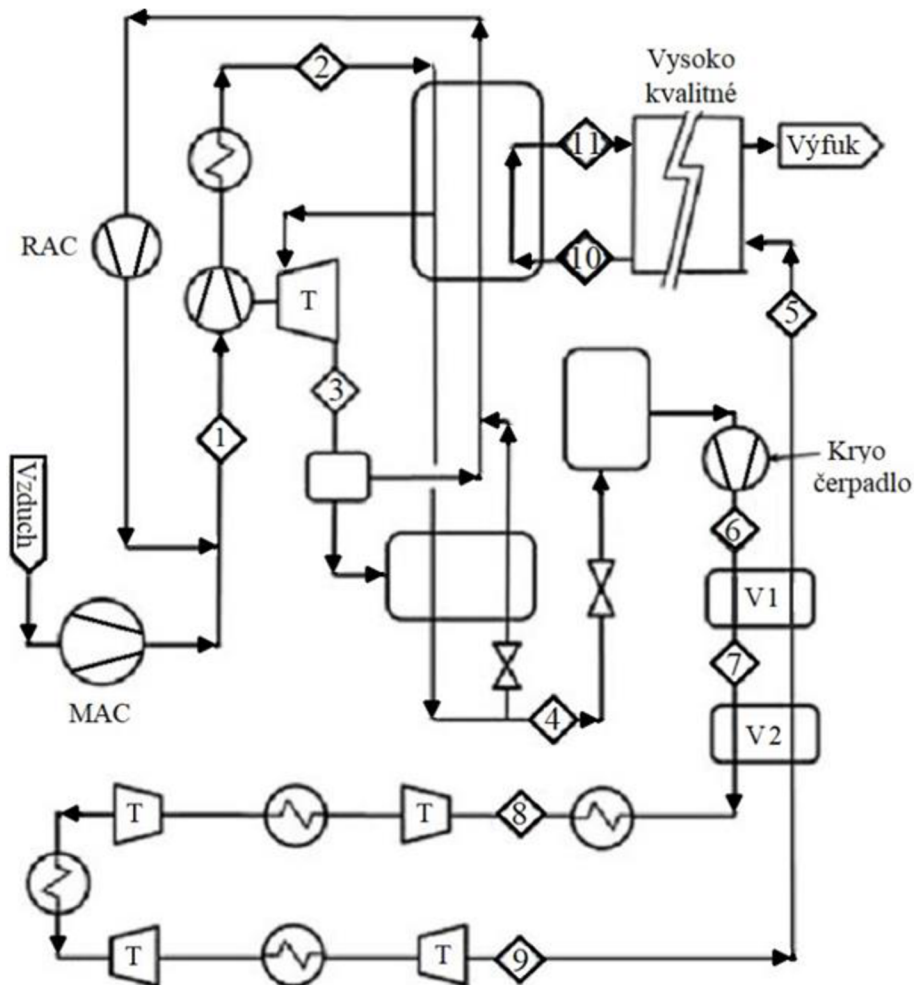
Obr. 25 Schéma spätného uvoľnenia tepla Mitsubishi LAES [20]

2.2 HIGHVIEW POWER / MORGAN A KOL.

Highview Power v spolupráci s University of Birmingham vybudovali prvý úplne integrovaný LAES na svete (obr. 26) s výkonom 350 kW/2,5 MWh, ktorý od roku 2011 fungoval v 80 MW elektrárni na biomasu v spoločnosti Scottish and Southern Energy's vo Veľkej Británii. Samostatne vyvinuté úložisko chladu (Morgan a kol.) sa pripojilo k systémom skvapalňovania a uvoľňovania energie. Nameraná účinnosť zariadenia

predstavovala 8 %. Podľa autorov bola nízka účinnosť zapríčinená malou veľkosťou zariadenia a neefektívnosťou dizajnu recyklovania studenej energie. Následne bolo navrhnuté zariadenie s výkonom 100 MW/ 600 MWh a dosiahnuteľnou účinnosťou 60 % [20].

Spoločnosť Highview dostala v roku 2014 grant od vlády Veľkej Británie vo výške 8 miliónov libier na realizáciu demonštračného LAES s výkonom 5 MW/15 MWh. Zariadenie by malo využívať odpadové teplo a tým zvýšiť účinnosť spätného uvoľnenia energie ako aj celkovú účinnosť akumuláčného cyklu. Odpadové teplo by malo pochádzať z prevádzky na výrobu skládkového plynu v meste Pilsworth [20].



Obr. 26 Procesná schéma pilotného zariadenia [23]

Tab. 5 Parametre procesu pilotného zariadenia[23]

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Tlak [bar]	10	12	1,3	12	1,2	56	56	51	1,7	1,2	1,0
Teplota [K]	301	298	84	98	106	104	109	337	262	115	296
Hmotnostný tok [kg/s]	2,3	2,3	1,8	0,4	2	2	2	2	2	0,4	0,4

3 NÁVRH ZARIADENIA LAES

Návrh zariadenia LAES bude pozostávať z niekoľkých hlavných častí. Prvá časť bude zahrňovať výber úložísk tepelnej a kryogénnej energie, a nabíjacieho cyklu. Po výpočte zvoleného nabíjacieho cyklu sa vypočíta cyklus spätného uvoľnenia energie.

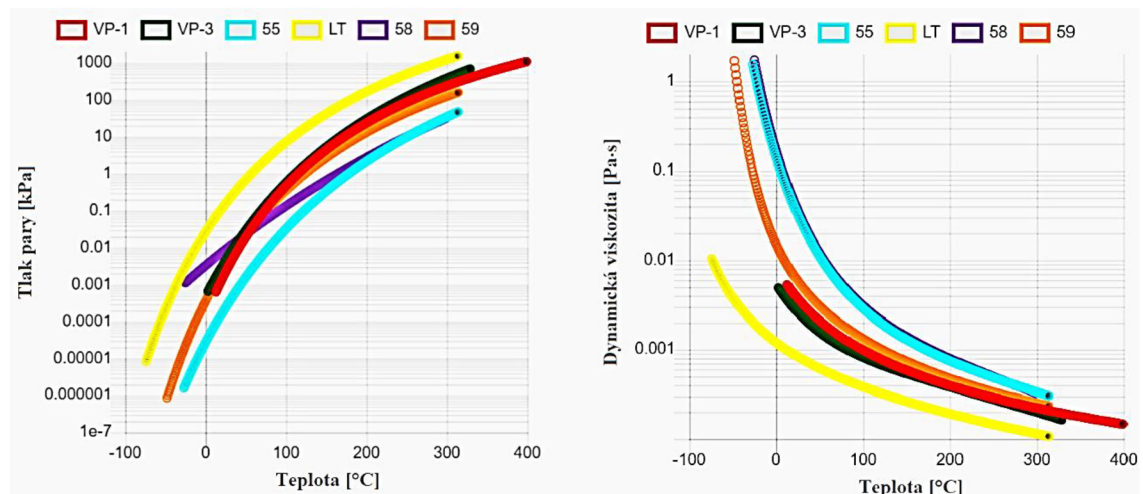
Výpočet cyklov a optimalizácia prebehne pomocou programu Microsoft Excel pomocou stavových veličín určených z voľne dostupného študentského softwaru mini-REFPROP pre suchý vzduch ($N_2 = 78,12\%$, $O_2 = 20,96\%$ a $Ar = 0,92\%$ molárne) [24], [26]. Výsledky obsiahnuté v tejto kapitole sú už po optimalizácii a viacnásobnej zmene vstupných parametrov (viz kap. 3.3.1).

Čas odozvy systémov LAES sa zvyčajne pohybuje pod 1 minútu pre vybíjanie a pod 20 minút pre nabíjanie. Čas nabíjania by potom podľa optimalizačných štúdií mal dosiahnuť 2–4 hodiny. Pomer nabíjacieho a vybíjacieho času sa zvyčajne volí medzi 2:1 a 4:1 [21]. Pre naše zariadenie volíme pomer 2:1 a teda 4 hodiny nabíjania a 2 vybíjania. Tento pomer volíme kvôli minimalizovaniu rozdielu medzi výkonmi nabíjacieho a vybíjacieho cyklu, čím chceme docieľiť aby nabíjací cyklus nebol výkonovo podstatne menší, čím by sa mohla znížiť jeho praktická účinnosť. Výkon zariadenia volíme podobne ako spoločnosť v kap. 2.2. Celkový výkon zariadenia bude 5 MW/ 10 MWh.

3.1 SKLADOVANIE TEPELNEJ ENERGIE

Skladovaním tepelnej energie sa v systémoch LAES rozumie odvod tepla vzniknutého kompresiou vzduchu pri skvapalňovaní a to pomocou medzichladičov s využitím akumuláčného média zo studeného zásobníka. K tomuto účelu sa v rozsahu od okolitej teploty po stovky °C bežne používajú syntetické a minerálne oleje. Ohriaty olej sa následne odčerpá do horúceho zásobníka. Pri vybíjaní sa privádza do medziprihrievačov a ohrieva vzduch pred vstupom do expanzných turbín. Ochladený následne vstupuje do studeného zásobníka a je znova použitý pri nabíjaní.

Vlastnosti vybraných olejov sú znázornené na obr. 27 a pri výbere budeme zohľadňovať teplotný interval použiteľnosti, dynamickú viskozitu v závislosti na teplote a tlak pary. Podľa závislosti tlaku pary na teplote sa určí tlak v olejovom systéme.



Obr. 27 Tlak pary a dynamická viskozita vybraných olejov v závislosti na teplote [27]

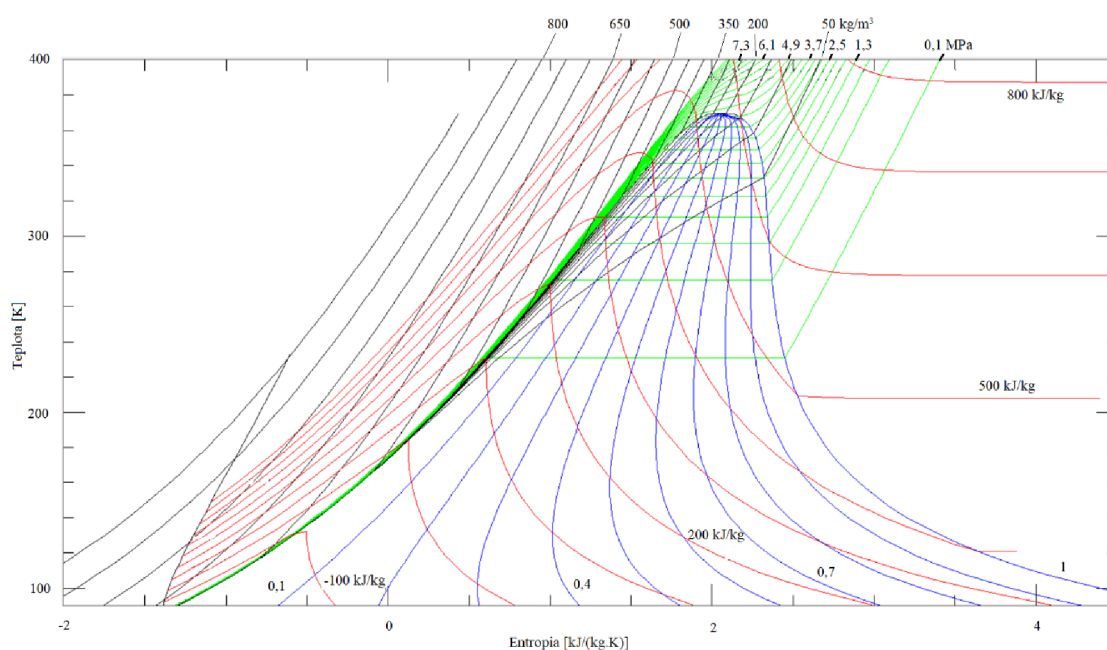
Účinnosť LAES pri adiabatických systémoch priamo súvisí s maximálnou teplotou v systéme skladovania tepla. Do 200 °C je účinnosť LAES na úrovni 45 až 50 %, ak je maximálna teplota nad 200 °C je možné dosiahnuť účinnosť od 50 až 55% [21].

Podľa rozsahu maximálnej teploty a zároveň dynamickej viskozity volíme olej Therminol VP-1.

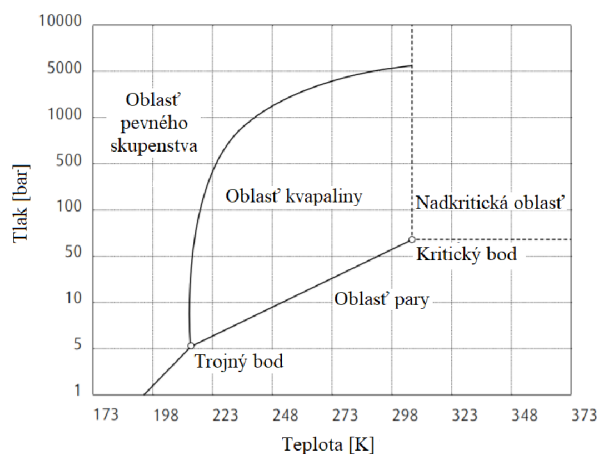
3.2 SKLADOVANIE KRYOGÉNNEJ ENERGIE

Skladovanie kryogénnej energie sa uskutočňuje pri vybíjaní LAES, kde je kvapalný vzduch odčerpávaný zo zásobníka a je zahrievaný akumulárnym médiom, ktoré je po ochladiení odvádzané do studeného zásobníka. Pri nabíjaní je toto akumulárné médium využité na ochladienie vzduchu a po ohriatí je odvedené do teplého zásobníka.

Skladovanie kryogénnej energie je možné v zásobníkoch, v ktorých je prostredníctvom vzduchu ako pracovnej tekutiny ukladaný chlad do materiálu z kameňa alebo na dvoch teplotných rozsahoch skrz propán (C_3H_8) (alebo R218) a metanol, prípadne inú kombináciu kryogénnych chladív [21]. Pre náš systém volíme kombináciu chladív propánu (obr. 28) a oxidu uhličitého (obr. 29), ktorým nahrádzame metanol. Tieto chladivá sa rovnako nachádzajú v databáze softwaru mini-REFPROP.



Obr. 28 T-s diagram propánu vygenerovaný pomocou softwaru mini-REFPROP

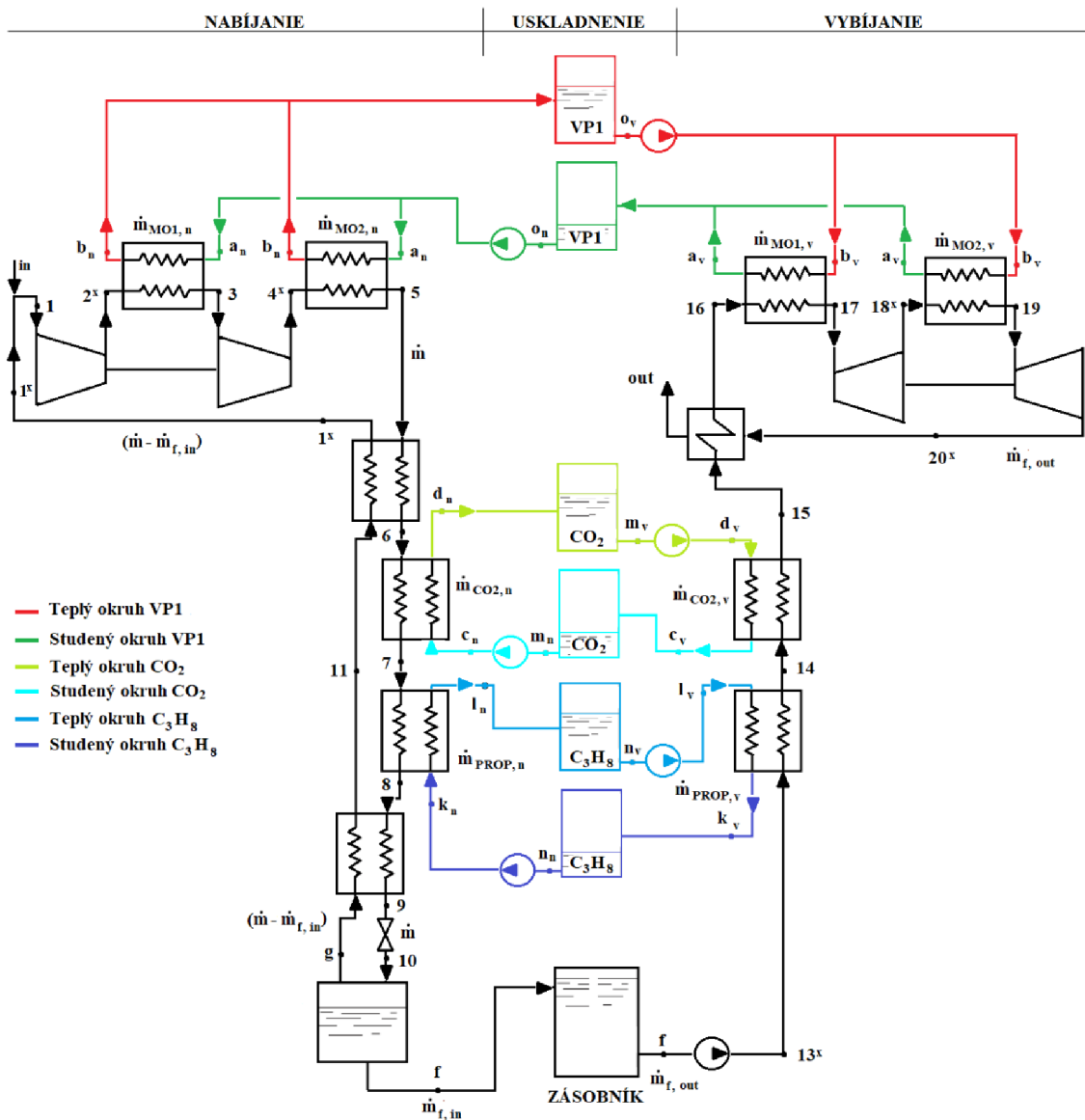


Obr. 29 Diagram p-T oxidu uhličitého [28]

3.3 NABÍJACÍ CYKLUS

Výber dizajnu nabíjacieho cyklu sa odvíja najmä od použitia akumuláčnych médií a kvôli funkčnosti sa viackrát prepracoval. Prvotný návrh predchladeného Heylandovho cyklu s integrovaným expandérom, z ktorého bol prúd vzduchu vedený do spätného toku (obr. 15), kvôli nevratnej adiabatickej expanzii (s účinnosťou 0,75 [29]) neprinášal v našej konfigurácii očakávané výhody ani pri uvedenom tlaku. Jedným dôvodom bola nedostatočne nízka teplota na výstupe z expandéra, ktorá bola vyššia ako teplota prúdu prichádzajúca od separátora a tým sa zvýšila teplota vystupujúceho vzduchu privádzaného z kompresorov cez prvý výmenník tepla.

Ďalej sa v odborných článkoch občas počíta s nahradením škrtiaceho ventilu za expandér pred separátorom. Kvôli absencii informácií o expandéri vzduchu, ktorý by bol navrhnutý do expanzie mokrej pary s nízkou suchosťou sa pri výpočte bude uvažovať s redukčným ventilom [20]. Výpočtová schéma nabíjania je prebraná z [22] a v kryogénnej časti skladovania energie je cyklus modifikovaný (obr. 30).



Obr. 30 Schéma počítaného LAES s priamym expanzným cyklom

3.3.1 Voľba parametrov

Volenými parametrami pri nabíjaní sú teplota vstupujúceho vzduchu, hraničné teploty akumuláčnych médií, účinnosť nevratnej adiabatickej kompresie, relatívny pokles tlaku za výmenníkom a nedohrev. Teplota vzduchu na vstupe sa volí štandardne 15 °C pri barometrickom tlaku 0,1013 MPa. Hraničná minimálna teplota pre akumuláčny olej VP-1 sa volí s ohľadom na teplotu kryštalizácie, ktorá je podľa výrobcu 12 °C. Maximálna teplota je stanovená po optimalizácii avšak je potrebné sa držať pod hodnotou 400 °C na prúdnicí [27]. Hraničné teploty pre CO₂ volíme v rozmedzí 265,97 až 225 K (hodnota 265,97 získaná po optimalizácii na základe nedohrevu, teploty v bode 6 a celkovej potreby energie v LAES). Teploty pre propán sa volia v rozmedzí 214 až 93 K, kde minimálna teplota je obmedzená teplotou tuhnutia [21]. Pri chladivách je nutné počas optimalizácie v súvislosti s maximálnou teplotou brať na zreteľ aj tlak pár, konkrétne pre chladivo VP-1 je teplota bodu varu pri barometrickom tlaku 257 °C. To znamená voľbu tlaku aby v celom rozsahu teplôt ostalo dané chladivo v kvapalnej fáze. Účinnosť nevratnej adiabatickej kompresie sa zvolila 0,9 [31]. Relatívny pokles tlaku za výmenníkom sa určil ako 1 % [22]. Tlak v separátore sa zvolil na hodnote 0,12 MPa. Nedohrev sa stanovil na hodnote 5 K [21], [22]. Pri výmenníkoch s takým nízkym nedohrevom, kde aj stredný logaritmickej spád vyjde podobný je nutné počítať s veľkými výmenníkmi a tým aj so súvisiacimi vysokými investičnými nákladmi. Na druhú stranu nám zvolený malý nedohrev zníži prietoky a aj celkové objemy na strane chladiva, tým aj investíciu do časti uskladnenia energií a tiež zvýši celkovú účinnosť LAES.

Tab. 6 Vstupné výpočtové parametre pri nabíjaní aj vybíjaní

Parameter	Symbol	Jednotka	Hodnota
Tlak vstupného vzduchu	p_{in}, p_l	MPa	0,1013
Teplota vstupného vzduchu	T_{in}	K	288,15
Minimálna teplota oleja	T_{an}	K	300
Maximálna teplota oleja	T_{bn}	K	649,56*
Minimálna teplota CO ₂	T_{cn}	K	225
Maximálna teplota CO ₂	T_{dn}	K	265,97*
Minimálna teplota propánu	T_{kn}	K	93
Maximálna teplota propánu	T_{ln}	K	214
Účinnosť nevratnej adiabatickej kompresie	$\eta_{td(c)}$	-	0,9
Nedohrev vo výmenníkoch	-	K	5
Relatívny pokles tlaku vo výmenníkoch	-	%	1
Tlak na vstupe a výstupe separátora a zásobníka	p_{10}, p_f, p_g	MPa	0,12

Hodnoty označené symbolom * sa stanovili pri optimalizácii cyklu (viz. kap. 3.5)

3.3.2 Výpočtové predpoklady a vzťahy

Výpočet nabíjacieho cyklu začneme s jednoduchým stanovením niektorých teplôt na základe maximálnych a minimálnych teplôt chladív, a nedohrevu vo výmenníkoch. Následne sa vyjadria rovnice pre jednotlivé body a parametre, do ktorých sa neskôr dosadia číselné hodnoty ku konkrétnemu vyriešeniu cyklu.

Stanovenie teplôt z teploty akumuláčného média

Stanovenie teplôt zo schémy cyklu (obr. 30) pomocou teplôt akumuláčného média (tab. 6) je možné pre teploty T_3, T_5, T_7, T_8

$$T_3 = 305 \text{ K}, \quad T_5 = 305 \text{ K}, \quad T_7 = 230 \text{ K} \quad a \quad T_8 = 98 \text{ K} . \quad (3.1)$$

Takýto postup bude mať v nasledujúcich bodoch výpočtu následok počítania presného množstva chladiva k docieleniu požadovaných teplôt z energetických bilancii výmenníkov.

Rovnakou jednoducho stanovíme aj teploty v bodoch T_{1x} a T_{11} , kde teplota v bode T_{1x} sa určí na základe teploty T_5 . Teplota v bode T_{11} sa stanoví na základe teploty T_8 .

$$T_{1x} = 300 \text{ K} \quad \text{a} \quad T_{11} = 93 \text{ K} . \quad (3.2)$$

Výtazok skvapalňovania a hmotnostné pomery chladív

Pre výpočet výtazku skvapalňovania použijeme energetickú rovnováhu cyklu nabíjania (s výnimkou kompresorovej časti) a cyklu chladív propánu a CO_2 vrátane bodov \mathbf{d}_n , \mathbf{c}_n , \mathbf{l}_n a \mathbf{k}_n dostávame rovnicu

$$h_5 \dot{m} + h_{cn} \dot{m}_{\text{CO}_2,n} + h_{kn} \dot{m}_{\text{PROP},n} = h_{1x} (\dot{m} - \dot{m}_{f,in}) + h_{dn} \dot{m}_{\text{CO}_2,n} + h_{ln} \dot{m}_{\text{PROP},n} + \dot{m}_{f,in} h_f . \quad (3.3)$$

Po vydelení rovnice hmotnostným tokom vzduchu \dot{m} a následnou parametrizáciou hmotnostných tokov spôsobom $r_{\text{CO}_2,n} = \dot{m}_{\text{CO}_2,n} / \dot{m}$, $r_{\text{PROP},n} = \dot{m}_{\text{PROP},n} / \dot{m}$ a $y = \dot{m}_{f,in} / \dot{m}$ dostávame

$$h_5 + h_{cn} r_{\text{CO}_2,n} + h_{kn} r_{\text{PROP},n} = h_{1x} - y h_{1x} + h_{dn} r_{\text{CO}_2,n} + h_{ln} r_{\text{PROP},n} + y h_f . \quad (3.4)$$

Po vyjadrení vzťah dostávame výtazok skvapalňovania

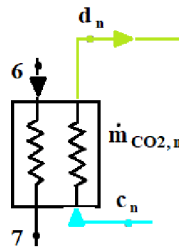
$$y = \frac{r_{\text{CO}_2,n} (h_{dn} - h_{cn}) + r_{\text{PROP},n} (h_{ln} - h_{kn}) + h_{1x} - h_5}{h_{1x} - h_f} . \quad (3.5)$$

V rovnici sú neznáme parametre $r_{\text{CO}_2,n}$ a $r_{\text{PROP},n}$. K výpočtu daného vzťahu urobíme v prvom rade energetickú bilanciu okolo výmenníka **6, 7/ \mathbf{d}_n , \mathbf{c}_n** (obr. 31)

$$h_6 \dot{m} + h_{cn} \dot{m}_{\text{CO}_2,n} = h_7 \dot{m} + h_{dn} \dot{m}_{\text{CO}_2,n} \quad (3.6)$$

a po parametrizácii a vyjadrení dostávame vzťah k výpočtu entalpie v bode **6**

$$h_6 = r_{\text{CO}_2,n} (h_{dn} - h_{cn}) + h_7 . \quad (3.7)$$



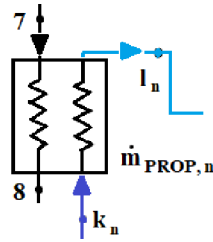
Obr. 31 Výmenník pri nabíjaní: vzduch – CO_2

Ďalšou energetickú rovnováhu spravíme okolo výmenníka **7, 8/ \mathbf{l}_n , \mathbf{k}_n** (obr. 31)

$$h_7 \dot{m} + h_{kn} \dot{m}_{\text{PROP},n} = h_8 \dot{m} + h_{ln} \dot{m}_{\text{PROP},n} . \quad (3.8)$$

Po parametrizácii hmotnostných tokov a vyjadrení dostávame vzťah pre výpočet pomeru hmotnostného toku propánu

$$r_{\text{PROP},n} = \frac{h_7 - h_8}{h_{ln} - h_{kn}} . \quad (3.9)$$



Obr. 31 Výmenník pri nabíjaní: vzduch – propán

K vyjadrovaniu z rovníc spravíme ešte jednu energetickú bilanciu okolo výmenníka **1^x, 11/5, 6** (obr. 30)

$$h_5 \dot{m} + h_{11} (\dot{m} - \dot{m}_{f,in}) = h_{1^x} (\dot{m} - \dot{m}_{f,in}) + h_6 \dot{m}, \quad (3.10)$$

kde po vyjadrení entalpie v bode **6** dostaneme

$$h_6 = h_5 + (h_{11} - h_{1^x})(1 - y) \quad (3.11)$$

Po sčítaní rovníc (3.7) a (3.11) dostávame vzťah

$$r_{CO_2,n} (h_{dn} - h_{cn}) + h_7 = h_5 + (h_{11} - h_{1^x})(1 - y), \quad (3.12)$$

z ktorého vyjadríme hmotnostný pomer oxidu uhličitého k hmotnosti vzduchu prechádzajúceho cez výmenník

$$r_{CO_2,n} = \frac{h_5 - h_7 + (h_{11} - h_{1^x})(1 - y)}{h_{dn} - h_{cn}}. \quad (3.13)$$

Rovnicu (3.13) následne dosadíme do rovnice (3.5) a dostávame

$$y = \frac{\frac{h_5 - h_7 + (h_{11} - h_{1^x})(1 - y)}{h_{dn} - h_{cn}} (h_{dn} - h_{cn}) + r_{PROP,n} (h_{ln} - h_{kn}) + h_{1^x} - h_5}{h_{1^x} - h_f}, \quad (3.14)$$

z ktorej po krátkej úprave dostaneme tvar rovnice pre výpočet výťažku skvapalňovania v ktorom už nemáme žiadnu neznámu

$$y = \frac{h_{11} - h_7 + r_{PROP,n} (h_{ln} - h_{kn})}{h_{11} - h_f}. \quad (3.15)$$

Energetické bilancie pred separátorom

K výpočtu nabíjania budú potrebné ďalšie energetické bilancie pred separátorom (obr. 32). Ďalší riešený výmenník je okolo bodov **11, g/8, 9** a jeho energetická bilancia

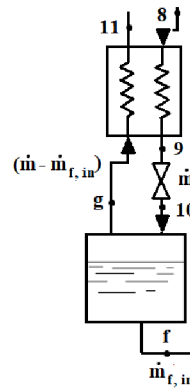
$$h_8 \dot{m} + h_g (\dot{m} - \dot{m}_{f,in}) = h_9 \dot{m} + h_{11} (\dot{m} - \dot{m}_{f,in}), \quad (3.16)$$

kde po parametrizácii hmotnostných tokov a vyjadrení dostávame mernú entalpiu pre bod **9** v tvare

$$h_9 = h_8 + (h_g - h_{11})(1 - y). \quad (3.17)$$

Bod **10** je v rámci izoentalpickej expanzie v redukčnom ventile daný

$$h_9 = h_{10}. \quad (3.18)$$



Obr. 32 Výmenník, redukčný ventil a separátor

Body okolo kompresorov a hmotnostné pomery chladív

Pri výpočte bodov okolo kompresora začneme okolo vstupu do kompresorov v bodoch **1**, **1^x** a **in** (obr. 33) ako inak, energetickou rovnicou. Hmotnostný tok v bode **in** je totožný s hmotnostným tokom na výstupe zo separátora v bode **f**. Takže $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{f,in}$ a potom

$$h_{in}\dot{m}_{f,in} + h_{1^x}(\dot{m} - \dot{m}_{f,in}) = h_1\dot{m}, \quad (3.19)$$

kde po úprave a vyjadrení mernej entalpie v bode **1** dostávame rovnicu

$$h_1 = h_{in}y + h_{1^x}(1 - y). \quad (3.20)$$

Pri nevratnej adiabetickej kompresii vychádzame zo vzťahu pre účinnosť pri kompresii

$$\eta_{td(c)} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2^x}}, \quad (3.21)$$

z ktorého po úprave dostaneme vzťah pre entalpiu v bode **2^x** pre nevratný adiabatický dej kde je rovnaká tlaková úroveň ako v bode **2** pre vratný adiabatický dej

$$h_{2^x} = \frac{\eta_{td(c)}h_1 - h_1 + h_2}{\eta_{td(c)}}. \quad (3.22)$$

Rovnakým spôsobom dostávame hodnotu mernej entalpie v bode **4^x**

$$h_{4^x} = \frac{\eta_{td(c)}h_3 - h_3 + h_4}{\eta_{td(c)}}. \quad (3.23)$$

K stanoveniu hmotnostného pomeru oleja VP-1 cez výmenník ochladzujúci prúd vzduchu po kompresii okolo bodov **2^x**, **3/ a_n**, **b_n** (obr. 33) zostavíme energetickú bilanciu

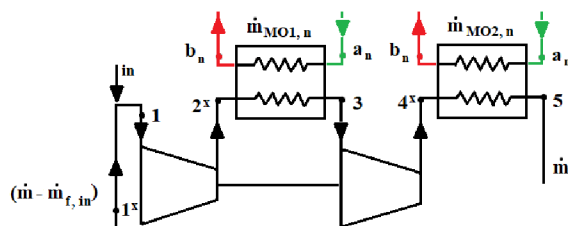
$$h_{2^x}\dot{m} + h_{a_n}\dot{m}_{MO1,n} = h_3\dot{m} + h_{b_n}\dot{m}_{MO1,n}, \quad (3.24)$$

kde po vydelení hmotnostným tokom \dot{m} a dosadením $r_{MO1} = \dot{m}_{MO1}/\dot{m}$, a následnej úprave dostávame vzťah pre hmotnostný pomer oleja ku vzduchu

$$r_{MO1,n} = \frac{h_3 - h_{2^x}}{h_{a_n} - h_{b_n}}. \quad (3.25)$$

Rovnakým spôsobom dostávame aj hmotnostný pomer oleja ku vzduchu $r_{MO2} = \dot{m}_{MO2}/\dot{m}$ v susednom výmenníku

$$r_{MO2,n} = \frac{h_5 - h_{4x}}{h_{an} - h_{bn}}. \quad (3.26)$$



Obr. 33 Body a výmenníky okolo kompresorov

3.3.3 Číselné vyjadrenie parametrov v nabíjacom cykle

Body v nabíjacom cykle začíname určovať podľa (3.1), kde poznáme teploty z teplôt akumuláčnych médií a nedohrevu. Podobne budeme parametre stanovovať z (3.2) a následne prejdeme na body vyjadrené zo vzťahov v kap. 3.3.2. Tlaky sa určili z optimalizácie (kap. 3.5) vzhľadom na naakumulované a potrebné teplo. Pri tlaku sa ďalej určila strata 1 % po každom prechode výmenníkom (tab. 6). Pri výpočte sa zvyšné stavové veličiny reálneho vzduchu určili pomocou programu mini-REFPROP.

Bod 3

Po kompresii, následnom ochladiení a optimalizácii poznáme teplotu a tlak vzduchu v bode 3

$$T_3 = 305 \text{ K} \quad a \quad p_3 = 1,4751 \text{ MPa}, \quad (3.27)$$

podľa ktorých určíme mernú entalpiu a entropiu vzduchu

$$h_3 = f(T_3, p_3) = 428,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad a \quad s_3 = f(T_3, p_3) = 3,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.28)$$

Bod 5

V bode 5 je teplota po výstupe z výmenníka volená totožná ako v bode 3

$$T_5 = 305 \text{ K} \quad a \quad p_5 = 17,8692 \text{ MPa}. \quad (3.29)$$

Rovnako určíme mernú entalpiu a entropiu vzduchu

$$h_5 = f(T_5, p_5) = 400,60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad a \quad s_5 = f(T_5, p_5) = 2,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.30)$$

Bod 7

V bode 7 je teplota závislá na minimálnej teplote chladiva CO₂ a vhodným tlakom

$$T_7 = 230 \text{ K} \quad a \quad p_7 = 17,5136 \text{ MPa}, \quad (3.31)$$

následne stanovíme mernú entalpiu a entropiu vzduchu

$$h_7 = f(T_7, p_7) = 298,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad a \quad s_7 = f(T_7, p_7) = 1,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.32)$$

Bod 8

Bod 8 je určený minimálnou teplotou propánu a zvoleným tlakom

$$T_8 = 98 \text{ K} \quad a \quad p_8 = 17,3385 \text{ MPa}, \quad (3.33)$$

a ďalej mernou entalpiou a entropiou vzduchu

$$h_8 = f(T_8, p_8) = 47,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad a \quad s_8 = f(T_8, p_8) = 0,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.34)$$

Bod 1^x

Bod 1^x je určený zvolenou teplotou v bode 5 (3.2) a optimalizovaným tlakom. Je vhodné určiť tlak nepatrne vyšší alebo rovný ako v bode 1

$$T_{1^x} = 300 \text{ K} \quad a \quad p_{1^x} = 0,117612 \text{ MPa}, \quad (3.35)$$

$$h_{1^x} = f(T_{1^x}, p_{1^x}) = 426,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad (3.36)$$

$$s_{1^x} = f(T_{1^x}, p_{1^x}) = 3,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}.$$

Bod in

Bode in je definovaný v tab. 6 a na základe zvolených parametrov určíme zvyšné stavové veličiny

$$T_{in} = 288,15 \text{ K} \quad a \quad p_{in} = 0,1013 \text{ MPa}, \quad (3.37)$$

a následne

$$h_{in} = f(T_{in}, p_{in}) = 414,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.38)$$

$$s_{in} = f(T_{in}, p_{in}) = 3,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}.$$

Bod 11

V bode 11 je teplota (3.2) stanovená na základe teploty ochladeného vzduchu prostredníctvom propánu (bod 8), teda minimálnou teplotou propánu a zvoleným nedohrevom. Hodnota tlaku p_{11} je znížená, kvôli prechodu cez výmenník (obr. 30), z tlakovej úrovne v separátore o 1 %.

$$T_{11} = 93 \text{ K} \quad a \quad p_{11} = 0,1188 \text{ MPa}, \quad (3.39)$$

a potom je merná entalpia a entropia

$$h_{11} = f(T_{11}, p_{11}) = 216,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.40)$$

$$s_{11} = f(T_{11}, p_{11}) = 2,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}.$$

Chladivá – oxid uhličitý a propán

Stavové veličiny chladív budú potrebné k ďalšiemu výpočtu a podľa známych parametrov teploty (tab. 6) a tlakov, ktoré sa volili s rezervou aby počas návrhových parametrov sa zachovalo kvapalné skupenstvo. Pre hraničnú teplotu oxidu uhličitého 266,72 K je hodnota minimálneho tlaku, pri ktorom ešte nachádza v kvapalnom stave 2,9231 MPa. Kvôli bezpečnosti volíme minimálny prípustný tlak vyšší (tab. 7). Pre hraničnú teplotu propánu 214 K je minimálny tlak potrebný k zachovaniu kvapalného skupenstva na hodnote 0,0446 MPa. Kvôli minimálnym požiadavkám na výšku tlaku v chladiacom propánovom okruhu volíme výšku tlaku pod dvojnásobok hodnoty barometrického tlaku. Pri výmenníkoch aj v cykloch chladív sa volila tlaková strata na úrovni 1 % medzi komponentami (obr. 30). Teploty v chladných vetvách sa volili totožné

pre nabíjanie (index n) a vybíjanie (index v). Hodnoty stavových veličín sa rovnako určili pomocou softwaru mini-REFPROP.

Tab. 7 Stavové veličiny oxidu uhličitého v navrhnutom cykle LAES

Oxid uhličitý						
Body	d_n	c_n	d_v	c_v	m_n	m_v
p [MPa]	3,5442	3,5800	3,5800	3,5442	3,5088	3,5088
T [K]	265,97	225,00	265,97	225,00	224,98	266,68
h [kJ/kg]	182,57	97,27	182,57	97,26	97,21	182,47
s [kJ/(kg·K)]	0,94	0,59	0,94	0,59	0,59	0,94

Tab. 8 Stavové veličiny propánu v navrhnutom cykle LAES

Propán						
Body	l_n	k_n	l_v	k_v	n_n	n_v
p [MPa]	0,1980	0,2000	0,2000	0,1980	0,1960	0,1960
T [K]	214,00	93,00	214,00	93,00	92,99	213,99
h [kJ/kg]	62,81	-182,06	62,81	-182,06	-182,06	62,81
s [kJ/(kg·K)]	0,44	-1,24	0,44	-1,24	-1,24	0,44

Pomer hmotnostného toku propánu

Číselná hodnota pomeru hmotnostného toku propánu je potrebná pre výpočet výťažku skvapalňovania a ďalším výpočtom. Po dosadení do vzťahu (3.9) dostávame potrebný hmotnostný pomer privádzaného propánu ku ochladzovanému vzduchu

$$r_{PROP,n} = \frac{298,76 - 47,32}{62,81 - (-182,06)} = 1,027 \quad (3.41)$$

Separátor

V separátore sa prúd vstupujúceho vzduchu (bod 10, parametrami v oblasti mokrej pary) rozdeľuje na plynnú fázu **g** a kvapalnú fázu **f**. K vygenerovaniu stavových veličín (obr. 34) nám postačuje zvolený tlak na vstupe a výstupe zo separátora na úrovni 1,2 MPa (tab. 6). Stavové veličiny sú ľahko vyčítateľne, kvôli počítaniu s nimi si merné entalpie vypíšeme

$$h_f = 2,94 \frac{kJ}{kg} \quad a \quad h_g = 205,86 \frac{kJ}{kg} \quad (3.42)$$

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)	Phase
1	80,417	0,12000	868,27	2,9432	0,036679	0,00000	Liquid
2	80,673	0,12000	38,455	23,501	0,29703	0,10000	2-Phase
3	80,933	0,12000	20,234	44,005	0,55496	0,20000	2-Phase
4	81,199	0,12000	13,996	64,453	0,81043	0,30000	2-Phase
5	81,468	0,12000	10,856	84,845	1,0634	0,40000	2-Phase
6	81,743	0,12000	8,9702	105,18	1,3138	0,50000	2-Phase
7	82,022	0,12000	7,7177	125,45	1,5616	0,60000	2-Phase
8	82,305	0,12000	6,8288	145,65	1,8068	0,70000	2-Phase
9	82,594	0,12000	6,1682	165,79	2,0493	0,80000	2-Phase
10	82,887	0,12000	5,6605	185,86	2,2891	0,90000	2-Phase
11	83,184	0,12000	5,2602	205,86	2,5261	1,0000	Gas

Obr. 34 Saturačné tabuľky vygenerované pomocou softwaru mini-REFPROP

Výt'azok zo skvapalňovania y

K určení ďalších bodov sa dostaneme cez hodnotu výt'azku zo skvapalňovania y, ktorý sme si vyjadrili v rovnici (3.15)

$$y = \frac{216,48 - 298,76 + 1,027 \cdot (62,81 + 182,06)}{216,48 - 2,94} = 0,7922 \quad (3.43)$$

Pomer hmotnostného toku oxidu uhličitého

Po vyjadrení výt'azku zo skvapalňovania môžeme vypočítať hodnotu pomeru hmotnostného toku CO₂ ku hmotnosti vzduchu zo vzťahu (3.13)

$$r_{CO_2,n} = \frac{414,12 - 324,10 + (216,48 - 426,26) \cdot (1 - 0,8168)}{184,36 - 97,26} = 0,683 \quad (3.44)$$

Bod 6

Po vypočítaní pomeru hmotnostného toku oxidu uhličitého je na rade výpočet entalpie v bode 6 a to podľa vzťahu (3.7), prípadne podľa (3.11)

$$h_6 = 0,683 \cdot (182,57 - 97,27) + 298,76 = 357,01 \frac{kJ}{kg} \quad (3.45)$$

Tlak v bode 6 je znížený o 1 % v porovnaní s tlakom v bode 5 a má hodnotu

$$p_6 = 17,6905 \text{ MPa}, \quad (3.46)$$

hodnota tlaku na tejto úrovni sa môže javiť ako zbytočná, keďže ďaleko prevyšuje kritické tlaky zložiek vzduchu. Avšak táto hodnota vzišla z optimalizácie (viz. kap. 3.5).

Rovnako ako doteraz určíme teplotu a mernú entropiu

$$T_6 = f(h_6, p_6) = 270,97 \text{ K}$$

$$s_6 = f(h_6, p_6) = 2,17 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (3.47)$$

Bod 1

Bod 1, ktorý je umiestnený v schéme zariadenia pred vstupom do prvej kompresnej časti (obr. 30), sme si vyjadrili prostredníctvom vzťahu (3.20) a zvolenej tlakovej úrovne

$$h_1 = 414,37 \cdot 0,7922 + 426,26 \cdot (1 - 0,7922) = 416,84 \frac{kJ}{kg} \quad (3.48)$$

a

$$p_1 = 0,1013 \text{ MPa},$$

a potom je teplota a merná entropia daná

$$\begin{aligned} T_1 &= f(h_1, p_1) = 290,60 \text{ K} \\ s_1 &= f(h_1, p_1) = 3,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \end{aligned} \quad (3.49)$$

Bod 9

Bod 9, situovaný pred redukčným ventilom, bol vyjadrený vo vzťahu (3.17) a po dosadení dostávame hodnotu mernej entalpie

$$h_9 = 47,32 + (205,86 - 216,48) \cdot (1 - 0,7922) = 45,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \quad (3.50)$$

Tlak v bode 9 je na hodnote tlaku v bode 8, znížený o 1 %, konkrétne

$$p_9 = 17,1651 \text{ MPa}. \quad (3.51)$$

Teplota a merná entropia je vyjadrená z už známych hodnôt mernej entalpie a tlaku

$$T_9 = f(h_9, p_9) = 96,86 \text{ K} \quad a \quad s_9 = f(h_9, p_9) = 0,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.52)$$

Bod 10

V bode 10 je po prechode redukčným ventilom rovnaká entalpia ako v bode 9 (3.18)

$$h_{10} = h_9 = 45,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \quad (3.53)$$

Zvolená tlak pred vstupom do separátora (tab. 6) je na hodnote

$$p_{10} = 0,1200 \text{ MPa}. \quad (3.54)$$

Následne sa zo známych hodnôt vyjadri teplota a merná entropia

$$\begin{aligned} T_{10} &= f(h_{10}, p_{10}) = 80,94 \text{ K} \\ s_{10} &= f(h_{10}, p_{10}) = 0,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \end{aligned} \quad (3.55)$$

Kontrola výťažku zo skvapalňovania

Výťažok zo skvapalňovania y nám vyšiel v rovnici (3.43) a jeho hodnota je 0,8168. Po vypočítaní bodu 10 môžeme skontrolovať danú hodnotu prostredníctvom softwaru mini-Refprop pre konkrétne stavové veličiny. V našom prípade sme použili hodnoty entalpie (3.50) a tlaku (3.51)

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)	Phase
1	80,948	0,12000	19,744	45,112	0,56884	0,20541	2-Phase
2							

Obr. 35 Kontrola stavových veličín v bode 10, pomocou mini-Refprop

Z obr. 35 si vypočítame hodnotu výtťažku skvapalňovania, kde je pomerná suchosť v stĺpci s názvom Quality

$$1 - \text{Quality} = 1 - 0,2054 = 0,7946 . \quad (3.56)$$

A konečne stanovenie chyby v percentách

$$1 - \frac{0,7922}{0,7946} = 3,033 \cdot 10^{-3} \doteq 0,30 \% . \quad (3.57)$$

Nepresnosťou zvolených metód sme vniesli do stanovenia výtťažku skvapalňovania chybu 0,30 %, čo je zanedbateľná hodnota.

Bod 2^x

Bod 2^x sa vypočíta až po určení ideálneho bodu 2, ktorý má hodnotu entropie rovnakú ako bod 1

$$s_2 = s_1 = 3,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} . \quad (3.58)$$

Tlak sa na základe optimalizácie množstva vytvoreného a odvedeného tepla stanovil pre ideálny (2) aj reálny (2^x) bod na úrovni

$$p_2 = p_{2^x} = 1,4900 \text{ MPa} . \quad (3.59)$$

Po zistení dvoch stavových veličín je merná entalpia v bode 2

$$h_2 = f(p_2, s_2) = 753,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} . \quad (3.60)$$

Následne môžeme zo vzťahu (3.22) vypočítať entalpiu v bode 2^x, kde hodnota účinnosti nevratnej adiabatickej kompresie sa stanovila (tab. 6) na hodnote 0,9

$$h_{2^x} = \frac{0,9 \cdot 416,84 - 416,84 + 753,74}{0,9} = 791,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} . \quad (3.61)$$

Pri poznaní dvoch veličín v bode 2^x môžeme typickým postupom určiť chýbajúce stavové veličiny

$$\begin{aligned} T_{2^x} &= f(h_{2^x}, p_{2^x}) = 654,56 \text{ K} , \\ s_{2^x} &= f(h_{2^x}, p_{2^x}) = 3,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} . \end{aligned} \quad (3.62)$$

Bod 4^x

Bod 4^x sa bude určovať podobne ako predchádzajúci bod a začneme entropiami ideálneho bodu 4

$$s_4 = s_3 = 3,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} . \quad (3.63)$$

Následne sa z optimalizácie stanoví tlaky pre body 4 a 4^x

$$p_4 = p_{4^x} = 18,0497 \text{ MPa} . \quad (3.64)$$

Pre bod 4 vieme potrebný počet stavových veličín k určení mernej entalpie

$$h_4 = f(p_4, s_4) = 757,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} . \quad (3.65)$$

Potom zo vzťahu (3.23) určíme hodnotu mernej entalpie v bode 4^x

$$h_{4x} = \frac{0,9 \cdot 428,37 - 428,37 + 757,42}{0,9} = 793,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \quad (3.66)$$

Zvyšné veličiny určíme už známym spôsobom

$$T_{4x} = f(h_{4x}, p_{4x}) = 654,56 \text{ K},$$

$$s_{4x} = f(h_{4x}, p_{4x}) = 3,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.67)$$

Chladivo – olej VP-1

Stavové veličiny oleja budú potrebné pre ďalšie výpočty avšak maximálna a minimálna teplota je známa (tab. 6) a určila sa aj pomocou nedohrevu a teplôt po kompresii vzduchu v bodoch 2^x a 4^x. V tab. 9 sa hodnoty mernej entalpie, mernej tepelnej kapacity a hustoty určili lineárnou interpoláciou z dostupnej tabuľky pre dané chladivo [30].

Tab. 9 Stavové veličiny oleja VP-1 v navrhnutom cykle LAES

VP-1						
	b _n	a _n	b _v	a _v	O _n	O _v
p [MPa]	0,9207	0,93	0,93	0,9207	0,911493	0,911493
T [K]	649,56	300	649,56	300	300	649,56
h [kJ/kg]	724,48	23,20	724,48	23,20	-	-
c _p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	2,532	1,569	2,532	1,569	-	-
ρ [kg/m ³]	739,56	1068,94	739,56	1068,94	1068,94	739,56

Pomer hmotnostného toku oleja

Po vypočítaní bodov po kompresii môžeme vypočítať pomer hmotnostného toku oleja ku ochladzovanému vzduchu po prvej fáze kompresie a to podľa vzťahu (3.25)

$$r_{MO1,n} = \frac{428,37 - 791,17}{23,20 - 724,48} = 0,517 \quad (3.68)$$

Podobne vypočítame pomer hmotnostného toku oleja ku ochladzovanému vzduchu po druhej fáze kompresie vzduchu podľa vzťahu (3.26)

$$r_{MO2,n} = \frac{400,60 - 793,98}{23,20 - 724,48} = 0,561 \quad (3.69)$$

Výpočet výkonu k skvapalňovaniu

Výpočet celkového výkonu zariadení P_n prevedieme sčítaním kompresných a čerpadlových prác, ktoré sa nachádzajú na pravej strane rovnice. Na ľavej strane sa nachádza výkon vzťahnutý na prietok 1 kg vzduchu

$$\frac{P_n}{\dot{m}} = a_{c,12^x} + a_{c,34^x} + a_{\check{c},CO2,n} + a_{\check{c},PROP,n} + a_{\check{c},MO,n}. \quad (3.70)$$

Avšak k výpočtu celkového výkonu zariadenia potrebného pre skvapalnenie 1 kg vzduchu ešte vydělíme daný vzťah výťažkom zo skvapalňovania

$$\frac{P_n}{\dot{m}_f} = \frac{P_n}{\dot{m} \cdot \gamma} = a_{c,12^x} + a_{c,34^x} + a_{\check{c},CO2,n} + a_{\check{c},PROP,n} + a_{\check{c},MO,n}. \quad (3.71)$$

Práca ku kompresii

Práca prvého kompresora má po vypočítaní hodnotu

$$a_{c,12^x} = h_1 - h_{2^x} = 416,84 - 791,17 = -374,33 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.72)$$

Rovnakým spôsobom sa vypočíta práca druhého kompresora

$$a_{c,34^x} = h_3 - h_{4^x} = 428,37 - 793,98 = -365,61 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.73)$$

Práca čerpadiel

Práca čerpadiel nám vyjde radovo menšia a preto by ju bolo rozumné zanedbať. Avšak pre úplnosť si ju uvedieme. Práca k čerpaniu oxidu uhličitého sa vypočíta

$$a_{\zeta,CO_2,n} = r_{CO_2}(h_{mn} - h_{cn}) = 0,683(97,21 - 97,26) = -0,034 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.74)$$

Potom k čerpaniu propánu budeme postupovať obdobne

$$\begin{aligned} a_{\zeta,PROP,n} &= r_{PROP}(h_{nn} - h_{kn}) = \\ &= 1,027(-182,064 + 182,059) = -0,005 \frac{kJ}{kg}. \end{aligned} \quad (3.75)$$

Nakoniec budeme počítat prácu potrebnú k čerpaniu oleja, avšak kvôli neznalosti rozdielu merných entalpií v týchto bodoch zvolíme trošku iný prístup cez merné energie kde zanedbáme rozdielne hustoty

$$a_{\zeta,MO,n} = \frac{p_{on} - p_{an}}{\rho_{an}} = \frac{911,49 - 930}{1068,94} = -0,017 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.76)$$

Po sčítaní vypočítaných prác podľa vzťahu (3.70) dostávame

$$\frac{P_n}{\dot{m}} = -740,017 \frac{kJ}{kg}, \quad (3.77)$$

kde po úprave (3.71) dostávame celkovú prácu potrebnú na skvapalnenie 1 kg vzduchu.

$$\frac{P_n}{\dot{m}_f} = \frac{P_n}{\dot{m} \cdot y} = \frac{-740,017}{0,7922} = -934,14 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.78)$$

Dostávame sa k hmotnostnému prietoku vzduchu pri nabíjaní \dot{m} pomocou ktorého sa vypočíta celkový výkon nabijacieho cyklu. Tu treba poznamenať, že daný prietok sa na konci vhodne volil aby z pomeru nabijania a vybíjania vzišlo zariadenie s celkovým výkonom 5 MW/ 10 MWh (viz. kap. 3.4.3). Pri akumuláčnych zariadeniach hovoríme o výkone a kapacite pri vybíjaní. Pri tomto postupe nám vyšiel hmotnostný prietok pri nabíjaní 6,654 kg/s.

Hmotnostné prietoky chladív

Po uvedení hmotnostného prietoku vzduchu môžeme zo vzťahov (3.25), (3.26), (3.41) a (3.42) vypočítat hmotnostné prietoky chladív. Pre olej dostávame celkový prietok pre oba výmenníky za kompresormi pomocou hmotnostných pomerov

$$r_{MO,n} = r_{MO1,n} + r_{MO2,n}, \quad (3.79)$$

a potom po dosadení

$$\dot{m}_{MO,n} = \dot{m} \cdot r_{MO,n} = 6,654 \cdot (0,517 + 0,561) = 7,175 \frac{kg}{s}. \quad (3.80)$$

Hmotnostný prietok pre oxid uhličitý vypočítame rovnakým spôsobom

$$\dot{m}_{CO2,n} = \dot{m} \cdot r_{CO2,n} = 6,654 \cdot 0,683 = 4,544 \frac{kg}{s}. \quad (3.81)$$

Nakoniec vypočítame danú veličinu aj pre propán

$$\dot{m}_{PROP,n} = \dot{m} \cdot r_{PROP,n} = 6,654 \cdot 1,027 = 6,832 \frac{kg}{s}. \quad (3.82)$$

Hmotnosť skvapalneného vzduchu a chladív

Hmotnosť skvapalneného vzduchu začneme počítať cez hmotnostný prietok skvapalneného vzduchu

$$\dot{m}_f = \dot{m} \cdot y = 6,654 \cdot 0,7922 = 5,271 \frac{kg}{s}, \quad (3.83)$$

a potom už len vynásobíme nabíjacím časom, v našom prípade 4 hodinami (viz. kap. 3)

$$m_{kvapvzd} = \dot{m}_f \cdot \tau_n = 5,271 \cdot 4 \cdot 3600 = 75\,903,3 \text{ kg}. \quad (3.84)$$

Hmotnosť potrebného oleja VP-1 sa vypočíta rovnakým spôsobom s hodnotou z (3.80)

$$m_{MO,n} = \dot{m}_{MO,n} \cdot \tau_n = 7,175 \cdot 4 \cdot 3600 = 103\,316,36 \text{ kg}. \quad (3.85)$$

Obdobne pre oxid uhličitý sa použije výsledok z (3.81)

$$m_{CO2,n} = \dot{m}_{CO2,n} \cdot \tau_n = 4,544 \cdot 4 \cdot 3600 = 65\,432,22 \text{ kg}. \quad (3.86)$$

A rovnako pre propán

$$m_{PROP,n} = \dot{m}_{PROP,n} \cdot \tau_n = 6,832 \cdot 4 \cdot 3600 = 98\,382,14 \text{ kg}. \quad (3.87)$$

Výpočet nabíjacieho výkonu

Pre výpočet nabíjacieho výkonu použijeme celkovú prácu potrebnú na skvapalnenie a hmotnostný prietok kvapalného vzduchu (3.71)

$$P_n = -934,122 \cdot 5,271 = -6663,240 \text{ kW} = -4,924 \text{ MW}. \quad (3.88)$$

Pri zariadení sme stanovili dobu prevádzky 4 hodiny z čoho vypočítame energiu potrebnú za tento čas

$$P_n \cdot \tau_n = -4,924 \cdot 4 = -19,696 \text{ MWh}. \quad (3.89)$$

Tab. 10 Stavové veličiny vypočítaných bodov pri nabíjaní

Bod	in	1^x	1	2	2^x	3	4	4^x	5
p [MPa]	0,1013	0,1176	0,1013	1,4900	1,4900	1,4751	18,0497	18,0497	17,8692
T [K]	288,15	300,00	290,61	619,37	654,57	305,00	621,37	654,56	305,00
h [kJ/kg]	414,372	426,258	416,842	753,739	791,172	428,366	757,424	793,986	400,603
s [kJ/(kg·K)]	3,846	3,844	3,855	3,855	3,914	3,126	3,126	3,183	2,321
y =(1-x)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Bod	6	7	8	f	g	9	10	11	
p [MPa]	17,6905	17,5136	17,3385	0,1200	0,1200	17,1651	0,1200	0,1188	
T [K]	270,97	230,00	98,00	80,42	83,18	96,86	80,95	93,00	
h [kJ/kg]	357,009	298,755	47,319	2,943	205,863	45,112	45,112	216,481	
s [kJ/(kg·K)]	2,172	1,941	0,309	0,037	2,526	0,288	0,569	2,650	
y =(1-x)	-	-	-	1	0	-	0,7922	-	

3.4 VYBÍJACÍ CYKLUS

Vo vybíjacom cykle sa pre spätné uvoľnenie energie volil priamy expanzný cyklus, ktorý je jednoduchý a tým sa bude snažiť znížiť investičné náklady na tento návrh LAES. Výpočet súbežne prebiehal na viacerých podobách, nakoniec sa zvolila varianta s dvoma expandermi vybíjacieho cyklu (obr. 30).

3.4.1 Voľba parametrov

Parametre pri vybíjaní sú značne prepojené s nabíjacím cyklom a mnohé sme si zvolili v kap. 3.3.1. Medzi parametre, ktoré sme si ešte nezvolili patrí tlak na výstupe zo zariadenia a volíme ho na hodnote 0,1013 MPa. Adiabatická účinnosť kryogénneho čerpadla sa stanovila na hodnote 0,88 [32]. Účinnosť nevratnej adiabetickej expanzie sa zvolila na hodnote 0,88 [32]. Rovnako ako pri nabíjaní aj v tejto časti spätného uvoľňovania energie volíme nedohrev na hodnote 5 K [21], [22]. Relatívny pokles tlakov za prvkami vybíjacieho cyklu sa volí na hodnote 1 % [22]. Voľba parametrov je bližšie vysvetlená v kap. 3.3.1.

Tab. 11 Vstupné výpočtové parametre pri vybíjaní

Parameter	Symbol	Jednotka	Hodnota
Tlak výstupného vzduchu	p_{out}	MPa	0,1013
Minimálna teplota oleja	T_{av}	K	300
Maximálna teplota oleja	T_{bv}	K	649,56*
Minimálna teplota CO ₂	T_{cv}	K	225
Maximálna teplota CO ₂	T_{dv}	K	265,97*
Minimálna teplota propánu	T_{kv}	K	93
Maximálna teplota propánu	T_{lv}	K	214
Účinnosť nevratnej adiabetickej expanzie	$\eta_{td(e)}$	-	0,88
Adiabatická účinnosť kryogénneho čerpadla	$\eta_{td(č)}$	-	0,8
Nedohrev vo výmenníkoch	-	K	5
Relatívny pokles tlaku vo výmenníkoch	-	%	1
Tlak na vstupe a výstupe separátora a zásobníka	p_{10}, p_f, p_g	MPa	0,12

3.4.2 Výpočtové predpoklady a vzťahy

Výpočtové predpoklady začneme rovnako ako v kap. 3.3.2 a to určením teplôt vo vybíjacom cykle na základe chladív a zvolenom nedohreve. Vychádzajúci tok kvapalného vzduchu má známe parametre bodu **f** (kap. 3.3.3).

Stanovenie teplôt z teploty akumuláčného média

Na základe schémy LAES (obr. 30), tab. 11 a zvoleného nedohrevu sme schopní stanoviť teploty T_{14} , T_{15} , T_{16} , T_{17} a T_{19}

$$T_{14} = 209 \text{ K}, T_{15} = 260,97 \text{ K}, T_{16} = 295 \text{ K}, T_{17} = 644,56 \text{ K},$$

$$a \quad T_{19} = 644,56 \text{ K} . \quad (3.90)$$

Okolie kryogénneho čerpadla

Na výstupe z čerpadla stanovíme hodnotu entalpie podľa nevratného adiabatického deja pre kompresiu podľa vzťahu

$$\eta_{td(č)} = \frac{h_f - h_{13}}{h_f - h_{13x}} \quad (3.91)$$

po úprave dostávame hodnotu reálnej mernej entalpie za čerpadlom

$$h_{13^x} = \frac{\eta_{td(\zeta)} \cdot h_f - h_f + h_{13}}{\eta_{td(\zeta)}}. \quad (3.92)$$

Body za expandérmi

Účinnosť nevratnej adiabatickej expanzie je definovaná vzťahom

$$\eta_{td(e)} = \frac{h_1 - h_{2^x}}{h_1 - h_2}, \quad (3.93)$$

kde po úprave dostávame vzťah pre reálnu mernú entalpiu za prvým expandérom

$$h_{18^x} = h_{17} - \eta_{td(e)}(h_{17} - h_{18}), \quad (3.94)$$

a rovnako aj druhým expandérom

$$h_{20^x} = h_{19} - \eta_{td(e)}(h_{19} - h_{20}). \quad (3.95)$$

Hmotnostné pomery propánu a oxidu uhličitého

Začneme výpočtom hmotnostného pomeru propánu ku ohrievanému vzduchu a to energetickou rovnovahou okolo výmenníka (obr. 30) **13^x, 14/1_v, k_v**

$$h_{14}\dot{m}_{f,out} + h_{k_v}\dot{m}_{PROP,v} = h_{13^x}\dot{m}_{f,out} + h_{l_v}\dot{m}_{PROP,v}, \quad (3.96)$$

kde po vydelení \dot{m} a použitím $r_{PROP,v} = \dot{m}_{PROP,v}/\dot{m}_{f,out}$ dostávame potrebný pomer hmotnostného toku chladiča ku privádzanému vzduchu podľa nami definovanými energetickými predpokladmi

$$r_{PROP,v} = \frac{h_{13^x} - h_{14}}{h_{k_v} - h_{l_v}}. \quad (3.97)$$

Rovnakým postupom okolo výmenníka **14, 15/ c_v, d_v** dostávame aj hmotnostný pomer oxidu uhličitého k privádzanému vzduchu

$$r_{CO2,v} = \frac{h_{14} - h_{15}}{h_{c_v} - h_{d_v}}. \quad (3.98)$$

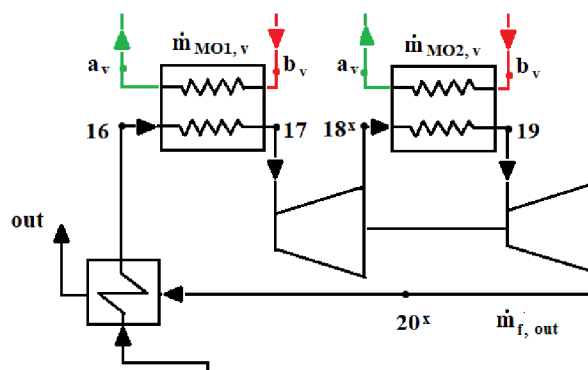
Hmotnostný pomer oleja

Rovnako ako v predchádzajúcom prípade začneme energetickou rovnovahou okolo výmenníka **16, 17/ a_v, b_v** (obr. 36)

$$h_{16}\dot{m}_{f,out} + h_{b_v}\dot{m}_{MO1,v} = h_{17}\dot{m}_{f,out} + h_{a_v}\dot{m}_{MO1,v} \quad (3.99)$$

a po podobnej úprave ako v prípade (3.97) dostávame vzťah pre hmotnostný pomer oleja ku vzduchu pred prvým expandérom

$$r_{MO1,v} = \frac{h_{16} - h_{17}}{h_{a_v} - h_{b_v}}. \quad (3.100)$$



Obr. 36 Okolie expandérov vo vybíjacom cykle LAES

A po podobnej úprave dostávame hmotnostný pomer oleja ku ohrievanému vzduchu aj pred druhým expandérom

$$r_{MO2,v} = \frac{h_{18^x} - h_{19}}{h_{av} - h_{bv}}. \quad (3.101)$$

Výstup vzduchu zo systému

Výstup vzduchu zo systému vypočítame pomocou energetickej bilancie okolo výmenníka **15, 16/ 20^x, out** (obr. 30)

$$h_{15}\dot{m}_{f,out} + h_{20^x}\dot{m}_{f,out} = h_{16}\dot{m}_{f,out} + h_{out}\dot{m}_{f,out} \quad (3.102)$$

po vydelení hmotnostným tokom vyjadríme mernú entalpiu vychádzajúceho vzduchu

$$h_{out} = h_{15} + h_{20^x} - h_{16} \quad (3.103)$$

3.4.3 Číselné vyjadrenie parametrov vo vybíjacom cykle

S číselným vyjadrovaním parametrov začneme od zásobníka kvapalného vzduchu kde poznáme všetky parametre bodu **f**.

Bod f

Bod f sme si definovali v kap. 3.3.3. pre úplnosť si zhrnieme stavové veličiny v tomto bode

$$T_f = 80,42 \text{ K}, p_f = 0,1200 \text{ MPa}, h_f = 2,94 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ a } s_f = 0,037 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.104)$$

Bod 13^x

K výpočtu reálneho bodu za čerpadlom 13^x budeme musieť vypočítať bod ideálny 13, ktorý má rovnakú veľkosť mernej entropie ako bod f

$$s_{13} = s_f = 0,037 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}. \quad (3.105)$$

Ďalej si určíme hodnotu tlaku, ktorá vyplynula z optimalizácie založenej na naakumulovaní väčšieho množstva tepelnej energie ako je spotreba (kap. 3.5)

$$p_{13} = p_{13^x} = 7,7000 \text{ MPa}. \quad (3.106)$$

Po zistení dvoch stavových veličín je merná entalpia v bode 13

$$h_{13} = f(p_{13}, s_{13}) = 11,62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}. \quad (3.107)$$

A konečne zo vzťahu (3.92) vyjadríme reálnu mernú entalpiu v bode 13^x

$$h_{13^x} = \frac{0,8 \cdot 2,94 - 2,94 + 11,62}{0,8} = 13,79 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.108)$$

Zvyšné stavové veličiny určíme už známym spôsobom

$$\begin{aligned} T_{13^x} &= f(h_{13^x}, p_{13^x}) = 83,44 \text{ K}, \\ s_{13^x} &= f(h_{13^x}, p_{13^x}) = 0,063 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \end{aligned} \quad (3.109)$$

Bod 14

V bode 14 poznáme teplotu (3.90) a tlak je znížený o 1 % oproti bodu 13^x

$$T_{14} = 209 \text{ K} \quad a \quad p_{14} = 7,6230 \text{ MPa}, \quad (3.110)$$

a na základe týchto stavových veličín si určíme zvyšné

$$\begin{aligned} h_{14} &= f(T_{14}, p_{14}) = 299,57 \frac{kJ}{kg} \\ s_{14} &= f(T_{14}, p_{14}) = 2,15 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \end{aligned} \quad (3.111)$$

Bod 15

Rovnako postupujeme aj v bode 15 a teda zo známej teploty (3.90) a relatívneho poklesu tlaku

$$T_{15} = 260,97 \text{ K} \quad a \quad p_{15} = 7,5468 \text{ MPa}, \quad (3.112)$$

kde zostáva už len totožným spôsobom vyjadriť mernú entalpiu a entropiu

$$\begin{aligned} h_{15} &= f(T_{15}, p_{15}) = 365,78 \frac{kJ}{kg} \\ s_{15} &= f(T_{15}, p_{15}) = 2,44 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \end{aligned} \quad (3.113)$$

Bod 16

Teplota v bode 16 je rovnako známa (3.90) ako tlak po relatívnom poklese

$$T_{16} = 295 \text{ K} \quad a \quad p_{16} = 7,4713 \text{ MPa}, \quad (3.114)$$

a po vyjadrení zvyšných stavových veličín

$$h_{16} = f(T_{16}, p_{16}) = 405,22 \frac{kJ}{kg} \quad a \quad s_{16} = f(T_{16}, p_{16}) = 2,59 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \quad (3.115)$$

Bod 17

Postup je známy a teda hodnoty teploty a tlaku sú

$$T_{17} = 644,56 \text{ K} \quad a \quad p_{17} = 7,3966 \text{ MPa}, \quad (3.116)$$

a ostatné veličiny

$$h_{17} = f(T_{17}, p_{17}) = 780,96 \frac{kJ}{kg} \quad a \quad s_{17} = f(T_{17}, p_{17}) = 3,43 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \quad (3.117)$$

Bod 18^x

Výpočet začne vypočítaním bodu 18 kde poznáme mernú entropiu

$$s_{18} = s_{17} = 3,431 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \quad (3.118)$$

Ďalej sme si zvolili tlak, jeho hodnota musela byť taká aby v reálnom bode 18^x sme dostali teplotu po expanzii 295 K. táto teplota je potrebná ochladeniu oleja na požadovanú úroveň. A teda tlak volíme na hodnote

$$p_{18} = p_{18^x} = 0,2467 \text{ MPa}. \quad (3.119)$$

A konečne môžeme určiť hodnotu mernej entalpie v bode po vratnej adiabatickej expanzii

$$h_{18} = f(p_{18}, s_{18}) = 371,83 \frac{kJ}{kg}, \quad (3.120)$$

ktorú použijeme do vzťahu (3.94) k výpočtu reálneho bodu po expanzii na základe zvolenej účinnosti nevratnej adiabatickej expanzie

$$h_{18^x} = 780,96 - 0,88 \cdot (780,96 - 371,83) = 420,93 \frac{kJ}{kg}. \quad (3.121)$$

A dostaneme zvyšné hodnoty

$$\begin{aligned} T_{18^x} &= f(h_{18^x}, p_{18^x}) = 295 \text{ K}, \\ s_{18^x} &= f(h_{18^x}, p_{18^x}) = 3,61 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \end{aligned} \quad (3.122)$$

Bod 19

Zo známej teploty (3.90) a tlaku

$$T_{19} = 644,56 \text{ K} \quad a \quad p_{19} = 0,2443 \text{ MPa}, \quad (3.123)$$

určíme zvyšné stavové veličiny

$$h_{19} = f(T_{19}, p_{19}) = 780,49 \frac{kJ}{kg} \quad a \quad s_{19} = f(T_{19}, p_{19}) = 4,41 \frac{kJ}{kg \cdot K}.$$

Bod 20^x

Ako pri každom reálnom bode aj tu budeme vychádzať z ideálneho bodu 20, konkrétne z mernej entropie

$$s_{20} = s_{19} = 4,42 \frac{kJ}{kg \cdot K}. \quad (3.124)$$

Tentokrát volíme tlak v bode 20 aby na výstupe v bode out sme docielili barometrický tlak.

$$p_{20} = p_{20^x} = 0,1023 \text{ MPa}. \quad (3.125)$$

Určíme hodnotu entalpie v ideálnom bode

$$h_{20} = f(p_{20}, s_{20}) = 637,12 \frac{kJ}{kg}, \quad (3.126)$$

z ktorého keď hodnotu dosadíme do vzťahu (3.95) dostaneme mernú entalpiu v reálnom bode

$$h_{20^x} = 780,49 - 0,88 \cdot (780,49 - 637,12) = 654,32 \frac{kJ}{kg} \quad (3.127)$$

a určíme zvyšné veličiny

$$\begin{aligned} T_{20^x} &= f(h_{20^x}, p_{20^x}) = 524,15 \text{ K} , \\ s_{20^x} &= f(h_{20^x}, p_{20^x}) = 4,45 \frac{kJ}{kg \cdot K} . \end{aligned} \quad (3.128)$$

Bod out

Bod out je výstupným bodom pre vzduch zo zariadenia LAES. Avšak v závislosti na energií, ktorú bude mať ho je možné ďalej vhodne využiť. Merná entalpia sa vypočíta podľa vzťahu (3.103)

$$h_{out} = 365,78 + 654,32 - 405,22 = 614,89 \frac{kJ}{kg} .$$

Podľa zvoleného barometrického tlaku sa vypočítajú zvyšné parametre

$$p_{out} = 0,1013 \text{ MPa} , \quad (3.129)$$

$$T_{out} = f(h_{out}, p_{out}) = 485,90 \text{ K} , s_{out} = f(h_{out}, p_{out}) = 4,37 \frac{kJ}{kg \cdot K} .$$

Tab. 12 Stavové veličiny vypočítaných bodov pri vybíjaní

	f	13	13^x	14	15	16	17
Bod	0,1200	7,7000	7,7000	7,6230	7,5468	7,4713	7,3966
p [MPa]	80,42	82,29	83,44	209,00	260,97	295,00	644,57
T [K]	2,943	11,623	13,793	299,565	365,781	405,219	780,957
h [kJ/kg]	0,037	0,037	0,063	2,155	2,441	2,586	3,431
s [kJ/(kg·K)]	1	-	-	-	-	-	-
	18	18^x	19	20	20^x	out	
Bod	0,2468	0,2468	0,2443	0,1023	0,1023	0,1013	
p [MPa]	246,34	295,01	644,57	507,50	524,15	485,90	
T [K]	371,835	420,930	780,490	637,118	654,323	614,885	
h [kJ/kg]	3,431	3,613	4,417	4,417	4,451	4,376	
s [kJ/(kg·K)]	-	-	-	-	-	-	

Pomer hmotnostného toku propánu a oxidu uhličitého

Pomer hmotnostného toku propánu k ohrievanému vzduchu vypočítame podľa vzťahu (3.97) dosadením hodnôt do menovateľa z tab. 8

$$r_{PROP,v} = \frac{13,79 - 299,57}{-182,06 - 62,81} = 1,167 . \quad (3.130)$$

Pomer hmotnostného toku oxidu uhličitého podľa vzťahu (3.98) a do menovateľa dosadzujeme merné entalpie z tab. 7

$$r_{CO2,v} = \frac{299,57 - 365,78}{97,26 - 182,57} = 0,776 \quad (3.131)$$

Pomer hmotnostného toku oleja

Začneme s výpočtom pred prvým expandérom a zo vzťahu (3.100) po dosadení merných entalpií aj z tab. 9 dostávame

$$r_{MO1,v} = \frac{405,22 - 780,96}{23,20 - 724,48} = 0,536 \quad (3.132)$$

Rovnakým postupom vypočítame zo rovnice (3.101) hmotnostný pomer oleja ku ochladzovanému vzduchu pred druhým expandérom

$$r_{MO2,v} = \frac{420,93 - 780,49}{23,20 - 724,48} = 0,513 \quad (3.133)$$

Hmotnostný prietok a celková hmotnosť vzduchu

K výpočtu spätného uvoľnenia výkonu musíme najskôr vypočítať hmotnostný prietok vzduchu počas vybíjania $\dot{m}_{f,out}$. Výpočet bude obsahovať množstvo skvapalneného vzduchu počas nabíjania, stratu počas skladovania a čas, ktorý bude vybíjanie prebiehať. Stratu počas skladovania volíme na úrovni 0,2 % za deň (viz. kap. 1.3.3). Hmotnosť vzduchu, ktorý máme k dispozícii k vybíjaniu sa vypočíta

$$\begin{aligned} m_{kvapvzd,v} &= m_{kvapvzd} - (m_{kvapvzd} \cdot 0,002) = \\ &= 75\,903,3 - (75\,903,3 \cdot 0,002) = 75\,751,49 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.134)$$

Následne môžeme vypočítať hmotnostný prietok počas vybíjania po dobu 2 hodín

$$\dot{m}_{f,out} = \frac{m_{kvapvzd,v}}{\tau_v} = \frac{75\,751,49}{2 \cdot 3600} = 10,521 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.135)$$

Hmotnostný tok chladív

Výpočet hmotnostného toku chladív začneme s olejom, kde pre hmotnostné toky platí

$$r_{MO,v} = r_{MO1,v} + r_{MO2,v}, \quad (3.136)$$

a potom po dosadení

$$\dot{m}_{MO,v} = \dot{m}_{f,out} \cdot r_{MO,v} = 10,521 \cdot (0,536 + 0,513) = 11,031 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.137)$$

Hmotnostný prietok pre oxid uhličitý vypočítame rovnakým spôsobom

$$\dot{m}_{CO2,v} = \dot{m}_{f,out} \cdot r_{CO2,v} = 10,521 \cdot 0,776 = 8,166 \frac{\text{kg}}{\text{s}}. \quad (3.138)$$

Nakoniec vypočítame danú veličinu aj pre propán

$$\dot{m}_{PROP,v} = \dot{m}_{f,out} \cdot r_{PROP,v} = 10,521 \cdot 1,167 = 12,278 \frac{\text{kg}}{\text{s}}. \quad (3.139)$$

Hmotnosť chladív

Hmotnosť potrebného oleja VP-1 sa vypočíta pomocou hmotnostného prietoku a času kedy bude zariadenie vybíjané, v našom prípade 2 hodiny rovnakým spôsobom s hodnotou z (3.137)

$$m_{MO,v} = \dot{m}_{MO,v} \cdot \tau_v = 11,031 \cdot 2 \cdot 3600 = 79\,425,7 \text{ kg}. \quad (3.140)$$

Obdobne pre oxid uhličitý sa použije výsledok z (3.138)

$$m_{CO2,v} = \dot{m}_{CO2,v} \cdot \tau_v = 8,166 \cdot 2 \cdot 3600 = 58\,795,7 \text{ kg}. \quad (3.141)$$

A rovnako pre propán

$$m_{PROP,v} = \dot{m}_{PROP,v} \cdot \tau_v = 12,278 \cdot 2 \cdot 3600 = 88\,402,3 \text{ kg}. \quad (3.142)$$

Výpočet spätného uvoľnenia výkonu

Výpočet spätného uvoľnenia výkonu bude zahŕňať prácu expandérov, od ktorých musíme odčítať prácu, ktorú spotrebuje kryogénne čerpadlo.

$$\frac{P_v}{\dot{m}_{f,out}} = a_e + a_{\check{c},v} \quad (3.143)$$

Práca expandérov

Práca expandérov sa vypočíta podľa vzťahu

$$a_e = a_{e,18^{x17}} + a_{e,20^{x19}} = h_{17} - h_{18^x} + h_{19} - h_{20^x} \quad (3.144)$$

a po dosadení dostávame

$$a_e = 780,96 - 420,93 + 780,49 - 654,32 = 486,19 \frac{kJ}{kg} \quad (3.145)$$

Práca čerpadiel

Práca čerpadiel sa vypočíta podľa vzorca

$$a_{\check{c},v} = a_{\check{c}kryog} + a_{\check{c},CO_2,v} + a_{\check{c},PROP,v} + a_{\check{c},MO,v}, \quad (3.146)$$

kde práca kryogénneho čerpadla sa vypočíta podľa vzťahu

$$a_{\check{c}kryog} = h_f - h_{13^x} = 2,94 - 13,79 = -10,85 \frac{kJ}{kg} \quad (3.147)$$

Potom práca pre čerpanie oxidu uhličitého sa vyjadří

$$\begin{aligned} a_{\check{c},CO_2,v} &= r_{CO_2}(h_{mv} - h_{dv}) = 0,776(182,46 - 182,57) \\ &= -0,073 \frac{kJ}{kg}. \end{aligned} \quad (3.148)$$

Potom k čerpaniu propánu budeme postupovať obdobne

$$\begin{aligned} a_{\check{c},PROP,v} &= r_{PROP}(h_{nv} - h_{lv}) = \\ &= 1,167(62,810 + 182,815) = -0,005 \frac{kJ}{kg}. \end{aligned} \quad (3.149)$$

Nakoniec budeme počítat prácu potrebnú k čerpaniu oleja, avšak kvôli neznalosti rozdielu merných entalpií v týchto bodoch zvolíme trochu iný prístup cez merné energie kde zanedbáme rozdielne hustoty

$$\begin{aligned} a_{\check{c},MO,v} &= (r_{MO1,v} + r_{MO2,v}) \frac{p_{ov} - p_{bv}}{\rho_{bv}} = \\ &= (0,536 + 0,513) \cdot \frac{911,49 - 930}{739,56} = -0,026 \frac{kJ}{kg}. \end{aligned} \quad (3.150)$$

Po dosadení do (3.146) dostávame celkovú prácu čerpadiel

$$a_{\check{c},v} = -10,85 - 0,07 - 0,005 - 0,03 = -10,95 \frac{kJ}{kg} \quad (3.151)$$

Po dosadení (3.136) a (3.137) do vzťahu (3.134) dostávame

$$\frac{P_v}{\dot{m}_{f,out}} = 486,19 - 10,95 = 475,24 \frac{kJ}{kg} \quad (3.152)$$

Po vynásobení hmotnostným prietokom dostávame výkon vybíjacieho cyklu

$$P_v = \dot{m}_{f,out} \cdot 475,34 = 10,521 \cdot 475,24 = 5000 \text{ kW} = 5 \text{ MW}. \quad (3.153)$$

Po následnom vynásobení časom dostaneme vybijaciu kapacitu zariadenia LAES

$$P_v \cdot \tau_v = 5 \cdot 2 = 10 \text{ MW}. \quad (3.154)$$

3.5 OPTIMALIZÁCIA LAES

Optimalizácia LAES spočívala v nájdení takých tlakov, teplôt chladív a aj samotného dizajnu aby vygenerované citeľného teplo na jednej strane bolo väčšie ako požiadavka tepla na strane spotreby. Výpočet prebiehal vynásobením hmotnosti konkrétneho akumuláčného média merným teplom vypočítaného zo vstupu a výstupu výmenníkov.

Tab. 13 Citeľné teplo potrebné v rôznych častiach LAES s ohľadom na časť vzniku

Vytvorené	Celková naakumulované tepelná energia (citeľné teplo) [kJ]				
	Potrebné	Nabíjanie	Vybíjanie	Nad potreby cyklu	Využitie
VP-1		78 126 785,72	58 401 608,67	19 725 177,05	74,75 %
CO ₂		3 811 650,39	3 893 190,77	81 540,38	97,91 %
C ₃ H ₈		24 736 848,30	25 262 957,68	526 109,38	97,92 %

Z tab. 13 vyplýva nižšia spotreba tepla pri expanzii vo vybijanej časti v porovnaní s množstvom vytvoreného tepla v časti nabíjacej. Toto teplo sa bude musieť mariť a počas výpočtu bolo považované za stratovú energiu.

3.5.1 Účinnosť LAES

Celková účinnosť cyklu LAES sa vypočíta z pomeru energie, ktorú počas vybijania dostaneme zo systému a potrebného množstva energie na nabitie. Vzťah potom vyzerá nasledovne a vypočíta sa z hodnôt (3.141) a (3.89)

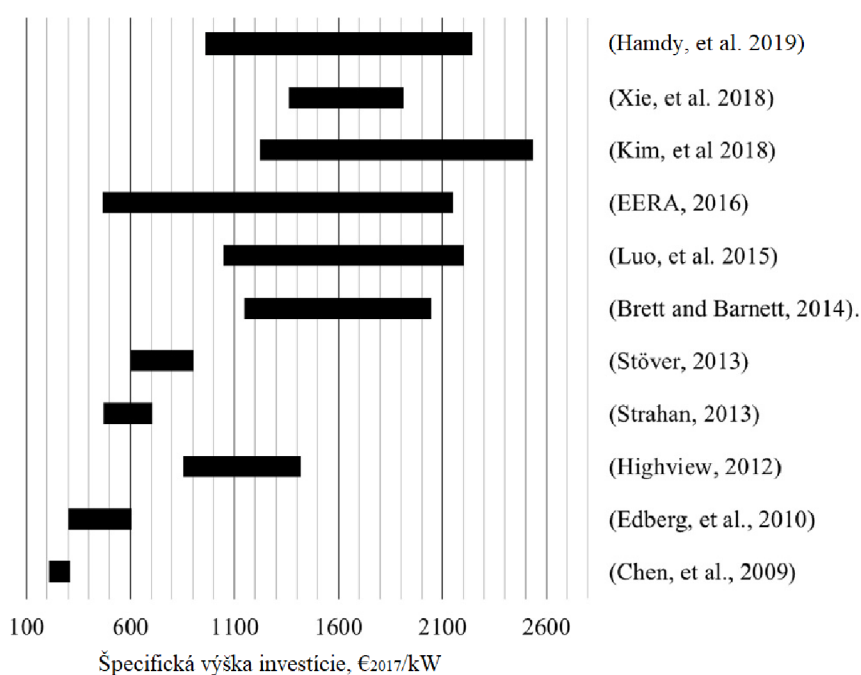
$$\eta = \frac{P_v \cdot \tau_v}{P_n \cdot \tau_n} = \frac{5 \cdot 2}{4,9235 \cdot 4} = 0,5077 = 50,77 \%. \quad (3.155)$$

4 TECHNICKO–EKONOMICKÉ POSÚDENIE NÁVRHU

Posudzovanie návrhu začneme odhadom výšky investície do zariadenia LAES. Následne zaradíme LAES do sekundárnej regulácie a určíme možné ročné tržby z prevádzky zariadenia. Na základe týchto parametrov odhadneme možnú návratnosť investície. Už na začiatku posudzovania je zrejmé, že pri dosiahnutej účinnosti LAES budú značne obmedzené možnosti dosiahnutia rentabilnosti investície bez predpokladu dotácií na výstavbu zariadenia.

4.1 ODHADOVANÁ CENA ZARIADENIA

K relevantnému odhadu ceny zariadenia nám pomôže obr. 37, ktorý zobrazuje ceny špecifickej výšky investície vzťahovanej na 1 kW výkonu pre zariadenia na základe kryogénnych úložísk podľa jednotlivých štúdií.



Obr. 37 Špecifická výška investície pre úložiská energia na základe kryogénneho úložiska, prerobený z [21]

Pre naše zariadenie budeme počítať s cenou 2132 €/kW, ktorú stanovili Hamdy a kol. pre adiabatické zariadenia LAES. Ekonomická životnosť elektrárne sa určí na hodnote 40 rokov [21]. Výkon zariadenia je braný ako súčet výkonov expandérov a potom

$$Cena\ zariadenia_{\epsilon} = a_e \cdot \dot{m}_{f,out} \cdot 2132 = 10\,660\,056\ \epsilon, \quad (4.1)$$

kde cena v CZK sa určí podľa aktuálneho stredného kurzu 26,7 CZK/€

$$Cena\ zariadenia_{CZK} = Cena\ zariadenia_{\epsilon} \cdot 26,7 = 284\,623\,499\ CZK. \quad (4.2)$$

4.1 ROČNÉ TRŽBY A NÁVRATNOSŤ INVESTÍCIE

Pre výpočet ročných tržieb z investície si stanovíme počet prevádzkových dní na 345. Čo bude zahrňovať 20 dní na každoročnú odstávku a údržbu zariadenia. Cena predávanej kladnej regulačnej elektrickej energie zo sekundárnych regulačných zdrojov,

ktorú by účtoval prevádzkovateľ zariadenia LAES operátorovi trhu je na základe rozhodnutia energetického úradu z dňa 1.1.2020 stanovená na výške 2350 CZK/MWh. Cena zápornej regulačnej energie, teda energie, ktorou by sa teoreticky nabíjalo zariadenie LAES z prebytočných výkonov v prevádzkovej sieti je regulačným úradom stanovená na 1 CZK/ MWh a účtuje ju poskytovateľ regulačnej energie operátorovi trhu [34]. Keďže cena zápornej regulačnej energie je radovo nižšia, pri výpočte bude zanedbaná. Na základe stanovených veličín vypočítame ročné prevádzkové tržby z denných cyklov nabíjania a vybíjania zariadenia.

Začneme vyrobeným množstvom elektrickej energie za rok, v našom prípade 345 dní

$$\text{Elektrická energia}_{rok} = P_v \cdot \tau_v \cdot 345 = 3450,02 \frac{MWh}{rok}, \quad (4.3)$$

a jednoduchým vynásobením ceny za kladnú regulačnú energiu získame ročné tržby v CZK

$$\text{Tržby}_{rok} = \text{Elektrická energia}_{rok} \cdot 2350 = 8\,107\,542,7 \text{ CZK} \quad (4.4)$$

Ku stanovenie návratnosti v rokoch dáme do pomeru cenu zariadenia (4.2) a ročné tržby (4.4)

$$\text{Návratnosť} = \frac{\text{Cena zariadenia}_{CZK}}{\text{Tržby}_{rok}} = \frac{284\,623\,499}{8\,107\,542,7} = 35,11 \text{ rokov} \quad (4.5)$$

Vzhľadom k očakávanej ekonomickej životnosti sa bez emisný adiabatický systém v našej konfigurácii a s použitými predpokladmi bez dotácií ekonomicky neoplatí. Avšak v prípade štátnej dotácie ako tomu je pri projekte v kap. 2.2, kde výška dotácie predstavovala 8 miliónov libier, čo pri kurze 29,61 CZK/GBP predstavuje dotáciu 236 865 200 CZK by sa samozrejme pohľad na technológiu celkom zmenil a išlo by o rentabilný projekt s orientačnou návratnosťou 6 rokov.

ZÁVER

Rýchly vývoj a značné investície v oblasti energetiky zameranej na obnoviteľné zdroje postupne prinášajú stále lacnejšiu elektrickú energiu z týchto zdrojov. Stochastický charakter výroby má za následok veľké výkyvy okamžitej ceny energií na trhoch. Prostredníctvom implementovania väčších kapacít do akumulčných technológií elektrickej energie je možné uloženú energiu z obnoviteľných zdrojov predávať v čase dopytu za výhodnejších podmienok. Akumulačné zariadenia môžu mať potenciál nielen pre oblasť obnoviteľných zdrojov energie, ale aj pre základnú výrobu, kde umožňujú navýšenie kapacít a kontinuálne vyrábať aj v čase nižšieho dopytu po energií. Uloženú energiu je možné využiť v špičke, čím klesá potreba kapacít podporných služieb a pri akumulátoroch s dostatočnou účinnosťou aj cena pre konečného spotrebiteľa. Naopak sa zvyšuje ziskovosť prevádzkovateľov základných zdrojov.

Medzi hlavné výhody technológie akumulácie elektrickej energie pomocou skvapalneného vzduchu (LAES) patrí využitie vzduchu ako pracovnej kvapaliny a vysoká objemová hustota energie, ktorá je radovo vyššia oproti prečerpávacím vodným elektrárnam, ale aj akumulátorom na báze stlačeného vzduchu. V prípade implementovania ekologických akumulčných médií do subsystémov skladovania tepelnej energie adiabatických LAES aj ekologickosť a šetrnosť. Medzi ďalšou nespornou výhodou LAES je nezávislosť na geologických podmienkach.

Napriek mnohým návrhom aj komerčných spoločností sa táto technológia doteraz vo svete nepresadila. Praktická aplikácia Highview Power/ Morgan a kol. (2011), ktorá dosiahla pri výpočtovej účinnosti 40–60 % v praktickom meraní s 8 % účinnosťou značne zaostala oproti očakávaniam. Autori práce ju zdôvodnili neefektívnym dizajnom na strane úložiska chladu, nízkou účinnosťou súčastí a malý výkon zariadenia. Svoj návrh následne prepracovali.

V práci bol vypracovaný výpočtový návrh adiabatického LAES pomocou softwaru mini-REFPROP. K akumulácií citel'ného tepla boli zvolené 3 subsystémy akumulčných médií na troch teplotných intervaloch. Zvolené akumulčné médiá boli olej VP-1, propán a oxid uhličitý. Oxid uhličitý sa volil namiesto metanolu ako ekologickejšia a z pohľadu požiarnej bezpečnosti aj vhodnejšia alternatíva. Výpočtová celková účinnosť cyklu zariadenia LAES o výkone 5 MW/10 MWh dosiahla úroveň 50,8 % s prebytkom tepelnej energie a s potenciálom jej ďalšieho využitia. Z ekonomického posúdenia vyplynula potreba využitia dotácií k rentabilnosti investovania do daného návrhu.

Medzi možné vylepšenia dizajnu patrí nahradenie redukčného ventilu expandérom. Po komercializácii tohto prvku to prinesie vyššiu účinnosť skvapalňovacej časti zariadenia a tým aj vyššiu celkovú účinnosť akumulčného cyklu. Prípadným využitím odpadného tepla alebo chladu je možné ďalej zvýšiť celkovú účinnosť zariadenia. Ako vhodný zdroj chladu sa javí implementovanie vyparovania LNG do systému. Rovnako sa dá zvýšiť účinnosť aj pridaním spaľovania do procesu vybíjania LAES.

Pri zariadeniach LAES sú podstatnou časťou úložiská citel'nej energie. Pri výkonnejších návrhoch využívajúcich kvapalné akumulčné médiá sú kladené značné nároky na ich skladovanie. Naopak pri menších výkonoch je náročné dosiahnuť výpočtovú účinnosť zariadení. Po vylepšení a komercializácii technológie skladovania energie môžu mať zariadenia LAES značný potenciál v akumulácii elektrickej energie.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] ZOBAA, Ahmed Faheem. 2013. ENERGY STORAGE – TECHNOLOGIES AND APPLICATIONS. Novi Sad: InTech. ISBN 978-953-51-0951-8.
- [2] SMITH, Steven C., P.K. SEN a Benjamin KROPOSKI. Advancement of energy storage devices and applications in electrical power system. 2008 IEEE Power and Energy Society General Meeting - Conversion and Delivery of Electrical Energy in the 21st Century [online]. IEEE, 2008, , 1-8 [cit. 2019-01-24]. DOI: 10.1109/PES.2008.4596436. ISBN 978-1-4244-1905-0. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/4596436/>
- [3] LACA, T. N. Využití stlačeného vzduchu pro akumulaci energie. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 58 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=147867
- [4] Liquid Air Energy Storage (LAES). In: *Energy Storage Association* [online]. Washington: Energy Storage Association, c2019 [cit. 2019-01-26]. Dostupné z: <http://energystorage.org/energy-storage/technologies/liquid-air-energy-storage-laes>
- [5] WILLIAMS, Richard Andrew, Jonathan RADCLIFFE, David STRAHAN a et al. *Liquid Air in the energy and transport systems* [online]. York: The Centre for Low Carbon Futures, 2013 [cit. 2019-01-26]. ISBN 978-0-9575872-2-9. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/257651831_Liquid_air_in_the_energy_and_transport_systems
- [6] DING, Yulong, Lige TONG, Peikuan ZHANG a Yongliang LI. Liquid Air Energy Storage. LETCHER, Trevor M. *Storing energy: with special reference to renewable energy sources* [online]. Amsterdam: Elsevier, [2016], s. 167-181 [cit. 2019-01-30]. ISBN 9780128034408. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128034408000099?via%3Dihub>
- [7] GICQUEL, R. Cryogenics. In: *La Thermodynamique appliquée aux systèmes énergétique* [online]. 2018, 2018 [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://diren.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/en/co/cryogenie.html>
- [8] LIM, YVONNE, MUSHTAK AL-ATABI a RICHARD A. WILLIAMS. LIQUID AIR AS AN ENERGY STORAGE: A REVIEW. *Journal of Engineering Science and Technology*. School of Engineering, Taylor's University, 2016, 11(No. 4), 496 - 515. Dostupné také z: [http://jestec.taylors.edu.my/Vol%2011%20issue%204%20April%202016/Volume%20\(11\)%20Issue%20\(4\)%20496-515.pdf](http://jestec.taylors.edu.my/Vol%2011%20issue%204%20April%202016/Volume%20(11)%20Issue%20(4)%20496-515.pdf)
- [9] FLYNN, Thomas M. *Cryogenic engineering*. 2nd ed., rev. and expanded. New York: Marcel Dekker, c2005. ISBN 08-247-5367-4.
- [10] *Refrigeration & Liquefaction*. University of Wisconsin Madison. Dostupné také z: http://uspas.fnal.gov/materials/10MIT/Lecture_2.1.pdf
- [11] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [12] ROHIT, Amit Kumar a Saroj RANGNEKAR. An overview of energy storage and its importance in Indian renewable energy sector: Part II – energy storage

- applications, benefits and market potential. *Journal of Energy Storage*. 2017, **13**, 447-456. DOI: 10.1016/j.est.2017.07.012. ISSN 2352152X. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352152X1730049X>
- [13] BARRON, R. F. *КРИОГЕННЫЕ СИСТЕМЫ*. 2-е издание. МОСКВА: ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ, 1989. ISBN 5-283-02431-8.
- [14] VENTURA, Guglielmo a Lara RISEGARI. *The art of cryogenics: low-temperature experimental techniques*. Boston: Elsevier, 2008. ISBN 00-804-4479-2.
- [15] TIMMERHAUS, Klaus D. a Thomas M. FLYNN. *Cryogenic process engineering*. New York: Springer Science+Business Media New York, c1989. ISBN 03-064-3283-8.
- [16] KERRY, Frank G. *Industrial gas handbook: gas separation and purification*. Boca Raton, FL: CRC Press, c2007. ISBN 0-8493-9005-2.
- [17] LINDE AG. *Cryogenic Standard Tanks LITS 2*. Engineering Division Schalchen Plant Carl-von-Linde-Strasse 15 83342 Tacherting/Germany. Dostupné také z: https://www.linde-engineering.com/en/images/P_3_3_e_12_150dpi_tcm19-5774.pdf
- [18] Innovative Liquid Hydrogen Storage to Support Space Launch System. In: *National Aeronautics and Space Administration* [online]. NASA's Kennedy Space Center: NASA, 2018 [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: https://www.nasa.gov/sites/default/files/thumbnails/image/0-43485369735_45b9ffa8b6_1.jpg
- [19] HEALY, Rhea. Messer completes Hungarian Air Liquide acquisition. *Gasworld* [online]. gasworld, 1 June 2016 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: https://daykfmoc67thr.cloudfront.net/Pictures/2000x2000fit/7/0/8/1020708_Messer-Group-cropped.jpg
- [20] DAMAK, Cyrine, Denis LEDUCQ, Hong Minh HOANG, Daniele NEGRO a Anthony DELAHAYE. Liquid Air Energy Storage (LAES) as a large-scale storage technology for renewable energy integration – A review of investigation studies and near perspectives of LAES. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2020, 110, 208-218 [cit. 2020-04-04]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.009. ISSN 01407007. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700719304748>
- [21] HAMDY, Sarah, Tatiana MOROSUK a George TSATSARONIS. Cryogenics-based energy storage: Evaluation of cold exergy recovery cycles. *Energy* [online]. 2017, 138, 1069-1080 [cit. 2020-04-06]. DOI: 10.1016/j.energy.2017.07.118. ISSN 03605442. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544217312549>
- [22] PENG, Xiaodong, Xiaohui SHE, Lin CONG, et al. Thermodynamic study on the effect of cold and heat recovery on performance of liquid air energy storage. *Applied Energy* [online]. 2018, 221, 86-99 [cit. 2020-04-07]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.03.151. ISSN 03062619. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261918304963>
- [23] MORGAN, Robert, Stuart NELMES, Emma GIBSON a Gareth BRETT. Liquid air energy storage – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant. *Applied Energy* [online]. 2015, 137, 845-853 [cit. 2020-04-07]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.07.109. ISSN 03062619. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914008009>

- [24] Mini-REFPROP - Version 10.0. NIST National Institute of Standards and Technology [online]. Gaithersburg: NIST [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://trc.nist.gov/refprop/MINIREF/MINIREF.HTM>
- [25] XIE, Yingbai a Xiaodong XUE. Thermodynamic Analysis on an Integrated Liquefied Air Energy Storage and Electricity Generation System. *Energies* [online]. 2018, 11(10) [cit. 2020-04-16]. DOI: 10.3390/en11102540. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1073/11/10/2540>
- [26] LEMMON, Eric W., Ian H. BELL a Marcia L. HUBER. REFPROP-wrappers. In: National Institute of Standards and Technology [online]. Boulder: NIST National Institute of Standards and Technology, ©2020 [cit. 2020-05-04]. Dostupné z: <https://github.com/usnistgov/REFPROP-wrappers/tree/master/wrappers/Excel>
- [27] Therminol Calculator. THERMINOL [online]. Kingsport: EASTMAN, c2020 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://calculators.therminol.com/>
- [28] Safety advice. Carbon Dioxide. Linde AG Gases Division, Carl-von-Linde-Strasse 25, 85716 Unterschleissheim, Germany. Dostupné také z: https://www.linde-gas.com/en/images/LMB_Safety%20Advice_01_tcm17-165650.pdf
- [29] ATREY, M. D. Lecture 16 - Gas Liquefaction and Refrigeration Systems - IX. In: DIGIMAT [online]. Bombaj: NPTEL, 2014 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.digimat.in/nptel/courses/video/112101004/L16.html>
- [30] THERMINOL® VP-1: heat transfer fluid. Eastman Corporate Headquarters P.O. Box 431 Kingsport, TN 37662-5280 U.S.A., 2019. Dostupné také z: https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF09A_Therminol_V P1.pdf
- [31] FARRES-ANTUNEZ, Pau, Haobai XUE a Alexander J. WHITE. Thermodynamic analysis and optimisation of a combined liquid air and pumped thermal energy storage cycle. *Journal of Energy Storage* [online]. 2018, 18, 90-102 [cit. 2020-06-24]. DOI: 10.1016/j.est.2018.04.016. ISSN 2352152X. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352152X1730600X>
- [32] LIN, Xipeng, Liang WANG, Ningning XIE, Guoyue LI a Haisheng CHEN. Thermodynamic analysis of the cascaded packed bed cryogenic storage based supercritical air energy storage system. *Energy Procedia* [online]. 2019, 158, 5079-5085 [cit. 2020-06-25]. DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.639. ISSN 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610219306721>
- [33] BEDNÁŘ, František. Analýza možností akumulární tepelné elektrárny v podmínkách ČR [online]. Brno, 2014 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/33538>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.
- [34] Energetický regulační V Ě S T N Í K. In: Energetický regulační úřad [online]. Jihlava: ERU, 2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://www.eru.cz/documents/10540/5228943/ERV8_2019.pdf/a5385f13-b36f-487a-8783-6c46cb01a9ca

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Jednotka	Veličina
a	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Merná práca
A	J	Práca
a_t	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Merná technická práca
A_t	J	Technická práca
c	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Merná tepelná kapacita
E_{el}	J	Elektrická energia
f	s^{-1}	Otáčky
h	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Merná entalpia
L	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Latentné teplo
m	kg	Hmotnosť
\dot{m}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostný tok
n	–	Polytropický exponent
p	Pa	Tlak
P	W	Výkon
q	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Merné teplo
Q	J	Teplo
r	-	Hmotnostný pomer
s	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Merná entropia
t	$^{\circ}\text{C}$	Teplota
T	K	Termodynamická teplota
u	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	Merná vnútorná energia
v	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	Merný objem
y	–	Výťažok skvapalňovania
α	–	J-T súčiniteľ
ε	–	Účinnosť výmenníka tepla
η	–	Účinnosť
λ	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Tepelná vodivosť
$\bar{\lambda}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Priemerná tepelná vodivosť
τ	s	Čas
\dot{Q}	$\text{J}\cdot\text{s}^{-1} = \text{W}$	Tepelný tok

Skratka	Význam
CAES	Akumulačné systémy na stlačený vzduch
CES	Kryogénne ukladanie energie
ESS	Akumulačné systémy elektrickej energie
HE	Výmenník tepla
J-T	Joule–Thomsonov
Kryo	Kryogénne
LAES	Akumulačný systém elektrickej energie za pomoci skvapaľňovania vzduchu
LH	Linde–Hampsonov
MAC	Hlavný vzduchový kompresor
ORC	Organický Rankinov cyklus
OZE	Obnoviteľné zdroje energie
PHS	Prečerpávacie vodné elektrárne
RAC	Spätný vzduchový kompresor
RTE	Účinnosť akumulačného cyklu
V	Výparník

Indexy

Symbol	Stav
ad	Adiabatický
bp	Pre bod varu
c	Pre kompresor
CO ₂	Pre oxid uhličitý
č	Pre čerpadlo
d	Pre dúchadlo
e	Pre expandér
f	Pre skvapaľnenú časť
i	Pre stredný tlak
in	Pre nabíjanú časť
kr	Pre kritický bod
kryo	Pre kryogénny
m	Mechanický
me	Pre topenie

MO	Pre olej
n	Pre nabíjanie
out	Pre vybíjanú časť
PROP	Pre propán
t	Tepelný
td	Termodynamický
tr	Pre trojný bod
v	Pre vybíjanie