



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH ZKAPALŇOVACÍHO CYKLU HELIA

DESIGN OF HELIUM LIQUEFACTION CYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jana Bártová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Jana Bártová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, 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:

Návrh zkapalňovacího cyklu Helia

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hélium je hojně využívaným plynem v technické praxi, kdy jsou využívány jeho vlastnosti jako je inertnost, měrná hmotnost, velikost molekul či nízká viskozita. V kapalně podobě se k těmto vlastnostem přidává další zcela unikátní vlastnost supratekutost, což díky velice nízké teplotě kapalného hélia činí tuto látku ideálním chladicím médiem pro řadu aplikací jako jsou např. supravodivé materiály.

Vzhledem k uvedenému se dá očekávat, že význam a využití kapalného hélia v technické praxi poroste a zařízení na zkapalňování hélia budou zajímavým obchodním produktem.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je provést rešerši konstrukčního řešení zařízení na zkapalňování Héliu, provést jejich porovnání a pro vybraný postup zkapalňování navrhnout klíčové části zařízení.

Seznam doporučené literatury:

VAN SCIVER, Steven W. Helium cryogenics. 2nd ed. New York: Springer, c2012. ISBN 978-1-44-9-9978-8.

ĊENGEL, Yunus A., Michael A. BOLES a Mehmet KANOGLU. Thermodynamics: an engineering approach. Ninth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, [2019]. ISBN 978-125-9822-674.

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

Tato diplomová práce se zabývá principem zkapalňování helia. Součástí práce je popis historie zkapalňování, těžba, produkce a využití kapalného helia a také principy zkapalňovacích a ochlazovacích cyklů. V další části práce je proveden detailní návrh zkapalňovacího cyklu, pro který byla navržena oběžná kola radiálně axiálních turbín. Poslední část práce obsahuje ekonomickou analýzu vhodnosti použití expandéru s vířivou brzdou a expandéru s elektrickým generátorem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zkapalňovací cyklus, kapalně helium, radiálně axiální turbína, expandér, Joule – Thomsonův ventil, vířivá brzda, elektrický generátor

ABSTRACT

The present master thesis deals with the technologies for gas liquefaction focused on helium. The first part of the thesis contains a description of the history of liquefaction, production and usage of liquid helium, as well as the principles of liquefaction and cooling cycles. In the following part of the thesis is a detailed model of the liquefaction cycle for which radial-axial turbine wheels were designed. The last part of the thesis contains financial analysis of the suitability of using the expander with eddy current brake and the expander with an electric generator.

KEY WORDS

Liquefaction cycle, liquid helium, radial-axial turbine, expander, Joule-Thomson valve, eddy-current brake, electric generator

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÁRTOVÁ, Jana. *Návrh zkapalňovacího cyklu helia* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124395>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Hejčík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma Návrh zkapalňovacího cyklu helia jsem vypracovala samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Jiřího Hejčíka, Ph.D. Vycházela jsem z odborných konzultací a literatury uvedené v seznamu na konci mé práce.

V Brně dne 26. 6. 2020

Jana Bártová

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za odborné vedení práce, cenné rady a vstřícnost při konzultacích. Také bych ráda poděkovala Ing. Petru Lindovskému, Ing. Luboši Polákovi a Ing. Vojtěchu Kohutovi, ze společnosti První brněnská strojírna Velká Bíteš a. s., za podnětné konzultace a pomoc při výpočtech. V neposlední řadě bych chtěla poděkovat své rodině a kamarádům za jejich podporu v životě i při studiu.

Obsah

Úvod.....	11
1 Zkapalňování helia	13
1.1 Helium a jeho vlastnosti	13
1.2 Těžba helia.....	14
1.3 Historie zkapalňování plynů.....	16
1.4 Využití zkapalněného helia	18
1.5 Nejvýznamnější světoví producenti zkapalňovacích technologií.....	20
1.6 Nejpoužívanější zkapalňovací a dochlazovací cykly helia.....	23
1.6.1 Reverzní Braytonův cyklus	23
1.6.2 Joule – Thomsonův cyklus.....	25
1.6.3 Claudeův cyklus	26
1.6.4 Kombinace metod ochlazování	28
1.7 Hlavní součásti zkapalňovače.....	29
1.8 Konstrukční materiály	32
1.8.1 Materiály	32
1.8.2 Spojování materiálu.....	32
1.8.3 Těsnění	32
1.9 Typy expandérů vhodné pro zkapalňovače helia	33
1.9.1 Konstrukční řešení používaných expandérů	34
1.9.2 Způsoby zpracování energie odebrané ochlazovanému plynu.....	36
2 Návrh jednoduchého zkapalňovacího cyklu helia.....	40
2.1 Výpočtový model termodynamického cyklu zkapalňovače.....	41
2.1.1 Kapalný výtěžek.....	43
2.1.2 Jednotkové vyjádření hmotnostních průtoků	44
2.1.3 Stanovení parametrů cyklu.....	45
2.2 Optimalizace množství na turbínu a efektivity výměníku.....	58
2.3 Výsledky výpočtů	60
3 Návrh průtočných částí expandéru	61
3.1 Návrh expandéru.....	62
3.1.1 Bezrozměrné součinitele radiálního stupně turbíny	62
3.1.2 Termodynamický výpočet stupně expandéru.....	63
3.1.3 Výpočet hlavních rozměrů stupně expandéru	70
3.2 Výsledky výpočtu expandérů	73

3.3	Ověření výsledků	77
4	Ekonomické porovnání zkapalňovacích zařízení s nákupem kapalného helia	78
4.1	Posouzení návratnosti investice zkapalňovacího zařízení vůči nákupu kapalného helia.....	81
4.2	Posouzení vhodnosti el. generátoru vůči vířivé brzdě	82
4.3	Porovnání nákupu a výroby kapalného helia za 10 let.....	83
	Závěr.....	85
	Seznam použité literatury.....	87
	Seznam symbolů a zkratk.....	93
	Seznam obrázků	97
	Seznam tabulek	99
	Seznam grafů.....	100

Úvod

Kryogenika je obor zabývající se dosahováním a využíváním velmi nízkých teplot. Jedná se o složitý a také poměrně nákladný proces, který lze rozdělit na dvě základní odvětví, chladiřenství a kryogeniku. V chladiřenství dochází ke chlazení materiálů a látek za účelem snížení, nebo udržení jejich teploty pod teplotou okolí. V kryogenice se dosahuje hlubokých teplot, dochází ke zkapalnění takzvaných permanentních plynů (plynů, které za běžných teplot nelze zkapalnit pouze změnou tlaku). Hranice mezi kryogenikou a chlazením není přesně definována, nicméně většina vědců považuje plyn za kryogenní, pokud jej lze zkapalnit při nebo pod teplotou $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ (123 K). Americký národní institut naopak považuje oblast kryogeniky zahrnující teploty pod $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ (93 K). Tato hranice je stanovena bodem varu permanentních plynů, jako je helium, vodík, neon, dusík či kyslík [1, 2].

S postupujícím vývojem technologií pro zkapalňování docházelo k dosahování stále nižších teplot. Nejprve byly navrženy jednoduché zkapalňovače kyslíku a dusíku, následně došlo ke zkapalnění vodíku. Helium byl prvek, který nejdéle odolával zkapalňování.

Tab. 1 Nejčastěji využívané kryogenní tekutiny [3]

Plyn	Teplota zkapalnění [$^{\circ}\text{C}$], za normálního tlaku
Kyslík	-183
Vzduch	-193
Dusík	-196
Vodík	-253
Helium	-268,9 (4,25 K)

Kapalné helium se v dnešní době používá v řadě aplikací pro své extrémně nízké teploty. Toho je využíváno v [4]:

- lékařství (magnetická rezonance)
- tokamacích
- urychlovačích částic
- elektronových mikroskopech
- kosmickém programu
- výzkumu supravodivosti

Z důvodu důležitosti využití kapalného helia se tato diplomová práce zabývá problematikou jeho zkapalňování. Cílem této práce je provést rešerši stávajících zařízení určených pro zkapalňování helia, provést jejich porovnání, vypočítat a navrhnout průtočné části expandéru.

1 Zkapalňování helia

Zkapalňování plynů je technologicky velmi náročný proces. Existuje několik zkapalňovacích a dochlazovacích cyklů, které pracují s různými typy expandérů, kompresorů, výměníků a dalších technických zařízení.

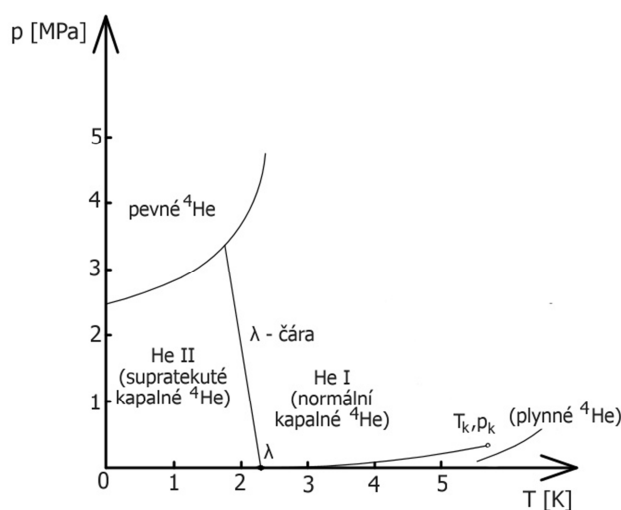
1.1 Helium a jeho vlastnosti

Helium je jedním ze základních chemických prvků patřících do skupiny vzácných plynů. Za běžných podmínek je helium bezbarvý plyn, bez chuti a zápachu, o nízké hustotě ($0,179 \text{ kg/m}^3$) a nízké chemické reaktivitě. Helium se vyskytuje ve dvou izotopech: izotop se čtyřmi nukleony ^4He , vyskytující se v přírodě, a izotop se třemi nukleony ^3He , vyskytující se pouze ve stopovém množství. Jedná se o chemicky inertní plyn, proto je helium používáno jako ochranný plyn při svařování, či pro plnění balonů a vzducholodí. Kapalné helium je používáno pro své extrémně nízké teploty, které jsou vyžadovány v různých lékařských a vědeckých aplikacích [4, 5].

Ačkoli je helium jeden z nejvíce vyskytujících se prvků ve vesmíru, na Zemi a v její atmosféře je přítomno velmi vzácně. Ve slunečním spektru bylo helium objeveno už v roce 1868, avšak na zemi bylo izolováno z uranových rud až v roce 1895. Helium je vytvářeno pod zemí radioaktivním rozpadem těžkých prvků, jako je uran a thorium. Část záření z těchto prvků se skládá z částic alfa, které tvoří jádra atomů helia. Některá jádra se dostanou na povrch a vstoupí do atmosféry, kde rychle stoupají a unikají do vesmíru. Zbytek se zachytí v nepropustných vrstvách kamene a mísí se s ostatními plyny, které se zde tvoří [6].

Helium je v současné době pravděpodobně nejobtížněji zkapalnitelný plyn a při jeho ochlazování se dosahuje velmi nízkých teplot [4]:

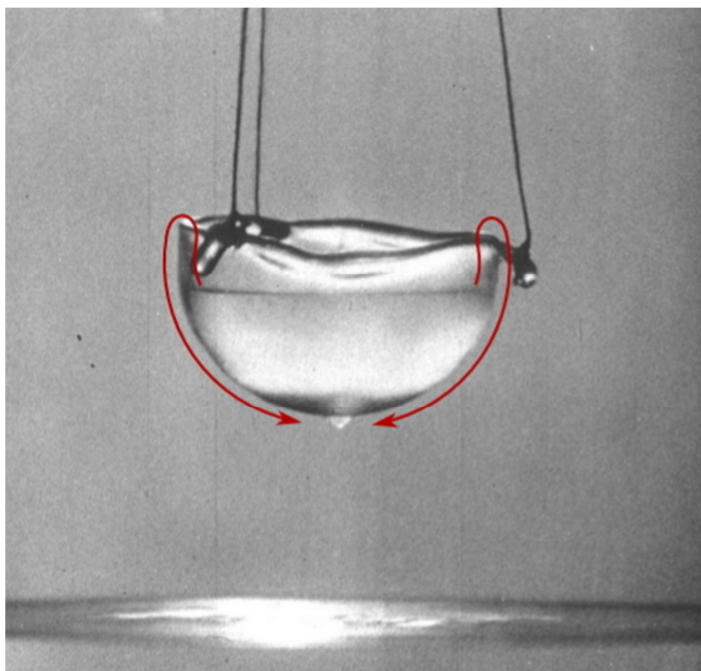
- bod varu $4,215 \text{ K}$
- kritická teplota $5,2 \text{ K}$ (kritický tlak $0,226 \text{ MPa}$)
- λ -teplota $2,17 \text{ K}$ (přechod z He I na He II, radikální změna vlastností)



Obr. 1 Fázový diagram ^4He , překresleno [7]

Z fázového diagramu helia, viz obr. 1, je patrné, že trojný bod neexistuje. Pevné helium je možné získat pouze za zvýšeného tlaku. Kapalné helium je těžké opticky rozlišit od plynu, z důvodu malého rozdílu optického indexu lomu světla [2, 4].

Při poklesu teploty pod λ -teplotu dochází u helia k výraznému snížení dynamické viskozity (téměř nulová hodnota). Kapalné helium je supratekuté. Za určitých podmínek může helium v otevřené nádobě vzlínat po stěnách nádoby, což je znázorněno na obr. 2 [2].



Obr. 2 Supratekutost helia, upraveno [8]

1.2 Těžba helia

Helium se obvykle vyrábí jako vedlejší produkt při zpracování zemního plynu. Zemní plyn také obsahuje metan, dusík, vodní páru, oxid uhličitý a další látky. Tyto látky jsou odstraňovány různými způsoby. Pokud plyn obsahuje více než 0,4 % objemového helia, často se pro získání helia používá metoda kryogenní destilace. Jakmile se helium oddělí od zemního plynu, podstoupí další rafinaci, aby se dosáhlo vysoké čistoty (> 99 %) a mohlo se dále využívat [6].

Popis extrakce a zpracování helia [6]:

1. Předúprava

Nejprve se ze zemního plynu odstraňují nečistoty, jako je vodní pára a oxid uhličitý. Při zpracování se využívá velmi nízkých teplot, aby tyto nečistoty ztuhly.

2. Oddělování

Zemní plyn se v této fázi rozdělí frakční destilací na dvě hlavní složky. Po oddělení dusíku a methanu získáme směs plynů obsahující vysoké procento helia. V každé fázi destilace se

úroveň koncentrace helia zvyšuje, dokud není separace dokončena. Upravený plyn v této fázi obsahuje přibližně 50-70 % helia.

3. Čištění

Surové helium musí být dále čištěno, aby se odstranila většina ostatních plynů. Jedná se o vícestupňový proces zahrnující několik různých metod separace v závislosti na čistotě surového helia. Je možno dosáhnout čistoty až 99,9999 %.

4. Distribuce

Helium je distribuováno jako plyn při normální teplotě nebo jako kapalina při velmi nízkých teplotách. Většinou se však helium převládá v kapalném stavu.

Tab. 2 Hlavní producenti helia [9]

Producenti	Poměr výroby
USA	55 %
Katar	32 %
Alžírsko	6 %
Austrálie	3 %
Rusko	2 %
Polsko	1 %

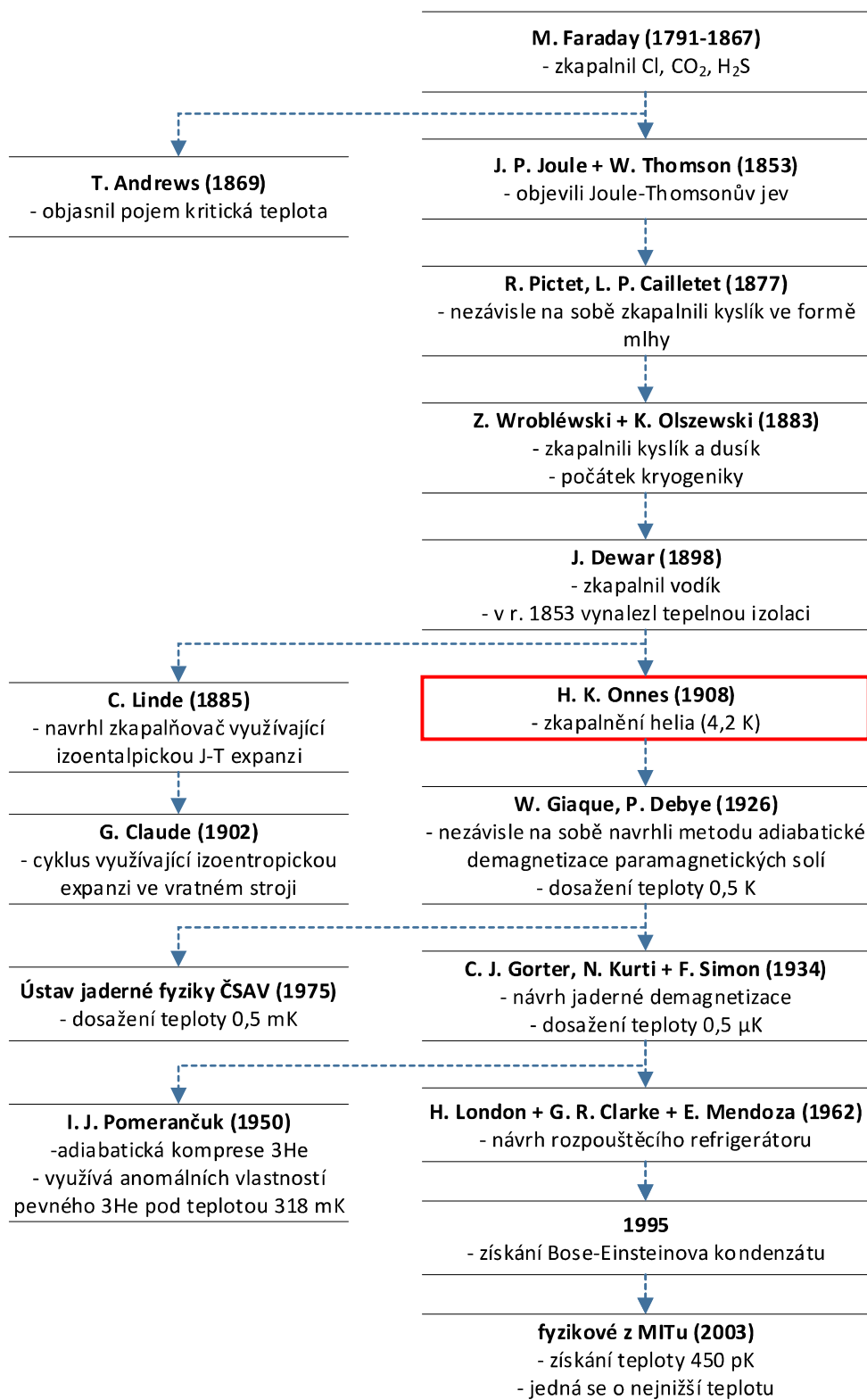
Z tab. 2 vyplývá, že hlavním producentem helia jsou Spojené státy americké. Produkují až 55 % světové výroby. Nejdůležitější zdroje helia se nachází v Texasu, Oklahomě a v Kansasu. Jedná se o Hugoton-Panhandle field complex. Další důležitý zdroj v USA se nachází v oblasti Rilex Ridge v jihozápadní části Wyomingu. V těchto oblastech dochází ke zpracování vytěženého zemního plynu, k získání a k prodeji čistého helia [10].

Dalším významným producentem je katarská společnost Qatargas, která vyrábí až 32 % světové produkce. Závod zpracovává helium získané z katarského severního pole nacházejícího se v moři. Surové helium extrahované extrakčními jednotkami helia je zkapalňováno a dodáváno do továren a laboratoří po celém světě [11, 12].

Za zmínku stojí také produkce v Polsku, neboť se jedná o hlavního producenta helia ve střední Evropě. Zde se helium vyskytuje v polské nížině spolu se zemním plynem. Tato plynová pole se nacházejí v oblasti Zielona Góra - Rawicz – Odolanów. V této oblasti společnost PGNiG (Polskie Górnictwo Naftowe i Gazownictwo SA) rafinuje helium z vytěženého zemního plynu a dodává je plynárenským společnostem [13, 14].

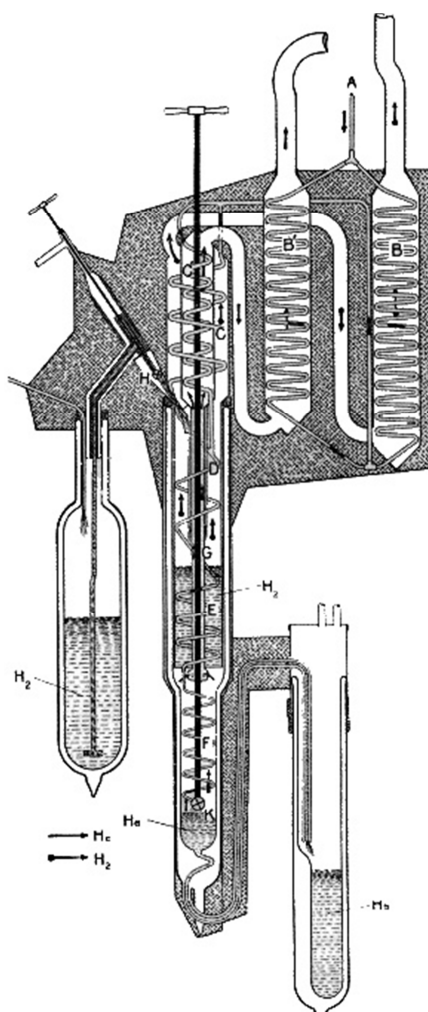
1.3 Historie zkapalňování plynů

Zkapalňování plynů a dosahování velmi nízkých teplot je technicky náročný proces, jak je patrné i z historie oboru. Na následujícím schématu jsou uvedeny nejvýznamnější historické milníky zkapalňování plynů a dosahování nízkých teplot.



Obr. 3 Nejvýznamnější historické milníky [4, 7, 15]

Největší obtíže nastaly při procesu zkapalnění helia. Povedlo se to až v roce 1908 profesoru Leidenské univerzity Heikemu Kamerlinghu Onnesovi. Kamerlingh Onnes vycházel z rovnice korespondenčních stavů reálných plynů vydanou Johannesem Diderikem Van der Waalsem. Nejprve byl v Leidenu sestaven zkapalňovač vodíku. Poté se Kamerlingh Onnes zaměřil na zkapalňování helia. Při zkapalňování bylo nejprve nutné odčerpat z armatury zbytky vzduchu, který by mohl způsobit zamrznutí armatury. Následně byl naplněn refrigerátor tekutým vodíkem a byla spuštěna cirkulace helia. Uvnitř kryostatu byl umístěn plynový termometr, který obsahoval helium a termočlánky. Teploměr se ustálil na teplotě 4,2 K. Hladina kapalného helia je těžko pozorovatelná, z důvodu malého rozdílu indexu lomu světla mezi plynem a kapalinou. Díky podsvícení nádoby mohl Kamerlingh Onnes a jeho kolegové pozorovat, že je nádoba naplněna tekutým heliem a experiment mohl být ukončen. Za svou činnost v oblasti kryogeniky získal Onnes v roce 1913 Nobelovu cenu za fyziku [2, 4, 7].



Obr. 4 Schéma prvního zkapalňovače helia [7]

Heike Kamerlingh Onnes se dokázal dostat až na teplotu 0,9 K, což byla až do třicátých let nejnižší dosažená teplota. Této teploty bylo dosaženo díky zmenšování tlaku par ^4He použitím velkého množství vývěv. V roce 1934 byl objeven vzácný izotop helia ^3He . Při odčerpání par tohoto izotopu bylo možné dosáhnout teploty 0,3 K [7, 15].

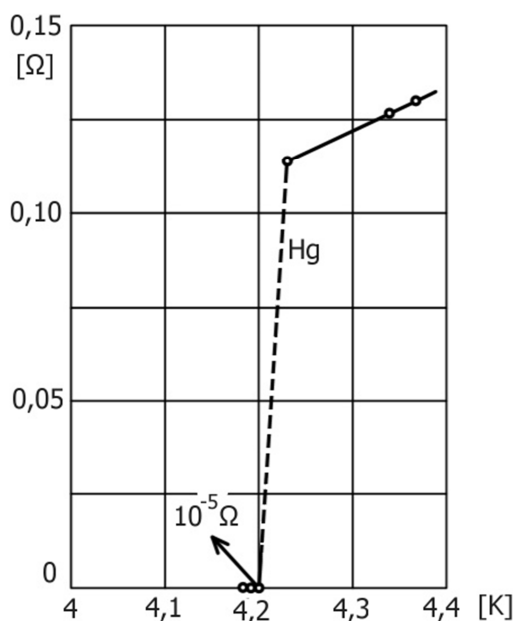
1.4 Využití zkapalněného helia

Kapalné helium je v dnešní době hojně využíváno v různých aplikacích. V této kapitole je proveden popis jednotlivých aplikací využívajících kapalné helium.

Supravodivost

Supravodivost byla objevena v roce 1911 nizozemským fyzikem Heike Kamerlinghem Onnesem. Na základě experimentu Onnes zjistil, že poklesne-li teplota pod kritickou hodnotu, odpor látky prudce klesá k nule. Tomuto jevu se říká supravodivost. Zvláštností je, že kovy, které jsou za běžných podmínek dobrými vodiči, např. měď, stříbro či zlato, mezi supravodivé látky nepatří.

Supravodiče lze dělit podle kritické teploty na nízkoteplotní (chlazení heliem) a vysokoteplotní. Vysokoteplotní supravodiče stačí chladit na vyšší teploty, například dusíkem (bod varu 77 K). Koncem 20. století byl vynalezen YBCO materiál dosahující kritické teploty až 138 K, což je prozatím nejvyšší dosažená teplota pro supravodivost. Je snahou vyvíjet vysokoteplotní supravodiče, neboť dosahování nízkých teplot prostřednictvím helia je násobně nákladnější [16].



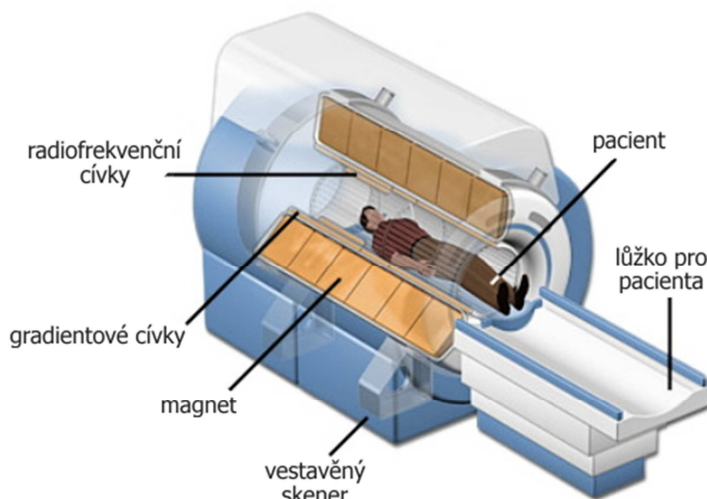
Obr. 5 Závislost elektrického odporu na teplotě rtuti, záznam z Onnesova měření, překresleno [17]

Supravodivé materiály se používají v řadě odvětví. Jednou z možností využití je ve vinutí magnetů. Supravodivé magnety jsou například využívány v urychlovači částic v CERNu. Za zmínku stojí také magneticky levitující vlaky typu MAGLEV. Díky magnetickému nadnášení současné vlaky dosahují rychlostí až 600 km/h. Další využití supravodivosti je v lékařství, např. v magnetické rezonanci, popsána níže [16, 18].

Magnetická rezonance

Magnetická rezonance, dále už jen MRI, je přístroj, který používá kombinaci rádiových vln a magnetického pole pro zobrazení vnitřních struktur, orgánů a tkání těla. Jedná se o neinvazivní postup, který se používá k produkci snímků s vysokým rozlišením pro diagnostické účely.

Přístroj MRI pro dosažení velkého magnetického pole využívá elektromagnety a velké množství energie. Aby mohl stroj fungovat, vodiče musí být supravodivé. Podmínkou supravodivosti je snížení teploty vodiče na teplotu blízkou absolutní nule. Pro toto chlazení se využívá kontinuálně dodávané kapalné helium. K chlazení během používání využívá přístroj průměrně 70 – 80 l tekutého helia, které musí být pravidelně kontrolováno a doplňováno, průměrně jednou za 5 let. Provoz MRI je poměrně drahý, neboť i cena helia je vysoká [19, 20].



Obr. 6 Magnetická rezonance, upraveno [21]

Urychlovač částic

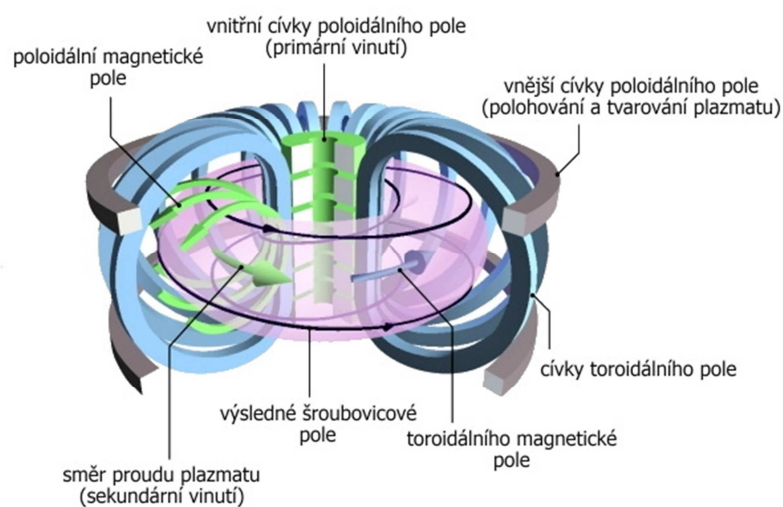
Urychlovač částic je zařízení, které používá elektromagnetické pole pro dodávání kinetické energie nabitým částicím za účelem dosažení vysoké rychlosti a energie. Také se používají k výzkumu elementárních částic. V urychlovači probíhají čelní srážky mezi částicemi stejného druhu. Pokud je energie při srážce dostatečná, vznikají další částice - produkty srážky.

Urychlovače můžeme dělit dle různých kritérií, např. na kruhové a lineární. Lineární urychlovače používají k urychlení pouze elektrické pole. Mají jednodušší konstrukci, ale dosahují velkých rozměrů. U kruhových urychlovačů dochází k opakovanému urychlování mezi elektrodami s nižším napětím. Nevýhodou je potřeba silných magnetů kvůli zakřivení dráhy. Tyto magnety jsou chlazeny tekutým heliem o velmi nízké teplotě.

Největší urychlovač částic na světě se nazývá Velký hadronový urychlovač, LHC, postavený evropskou společností zvanou CERN. Do provozu byl spuštěn 10. září 2008 a nachází se mezi pohořím Jura ve Francii a Ženevským jezerem ve Švýcarsku [22, 23].

TOKAMAK

Principem tokamaku je udržení vysokoteplotního plazmatu uvnitř vakuové komory a zamezení kontaktu plazmatu s povrchem komory. To je uskutečňováno pomocí dvou magnetických polí, polem proudu protékajícího plazmatem a toroidálním polem vytvořeným vnějšími magnetickými cívkami. Primární magnetické cívky vytvářejí toroidální magnetické pole. Nabité částice by teoreticky neměly opouštět komoru. V praxi však nastávají srážky částic, a proto může dojít k vychýlení částice. Pro omezení úniku částic je používání druhého magnetického pole okolo komory s plazmatem. Toto pole se nazývá poloidální a indukuje elektrický proud v plazmatu. Pro udržování a kontrolu poloidálního pole se v tokamaku používají sekundární cívky. Primární i sekundární cívky jsou chlazeny heliem na nízké teploty a využívají supravodivosti (reaktor ITER) [24, 25].



Obr. 7 Schéma tokamaku, upraveno [26]

1.5 Nejvýznamnější světoví producenti zkapalňovacích technologií

Zkapalňování plynů je vysoce specializovaný trh, na kterém se pohybuje pouze omezené množství firem. Nejvýznamnější výrobci jsou uvedeni v tab. 3.

Tab. 3 Nejvýznamnější světoví producenti zkapalňovacích technologií

Název firmy	Sídlo
Air Liquide S. A.	Francie
Linde Kryotechnik AG	Německo/Švýcarsko
IHI	Japonsko
Cryogenmasch	Rusko
Hangyang Cryogenic Liquefy Equipment Co., Ltd	Čína
NASA	USA

Air Liquide S. A.

Jedná se o francouzskou nadnárodní společnost, která vyrábí zkapalňovače a zároveň i dodává průmyslové plyny různým lékařským, chemickým a elektronickým výrobcům. Společnost byla založena v roce 1902 francouzským inženýrem Georgem Claude a Paulem Delorme, který se stal prvním prezidentem firmy [27].



Obr. 8 Oficiální logo firmy Air Liquide S. A. [27]

The Linde Group

The Linde Group je nadnárodní společnost, která vznikla fúzí německé firmy Linde Kryotechnik AG (založena v roce 1879) a firmou Praxair, která sídlí ve Spojených státech. Jedná se o největší průmyslovou plynárenskou firmu na světě. Německá pobočka Linde Kryotechnik AG má mnohaleté zkušenosti s konstrukcí systémů zkapalňovačů helia. Jedná se o systémy od 20 až více než 3500 litrů za hodinu zkapalněného helia z jediné chladicí komory [28, 29].



Obr. 9 Oficiální logo firmy Linde [29]

IHI Corporation

Jedná se o japonskou společnost, která pracuje v několika oblastech. Jedním z oborů je kryogenika. Společnost vyrábí kryogenní rotační stroje, které se používají zejména pro výzkumná zařízení jaderné fúze a urychlovače částic. Tato firma hrála klíčovou roli v modernizaci Japonska, byla založena již v roce 1853 [30].



Obr. 10 Oficiální logo firmy IHI [30]

Cryogenmash

Cryogenmash je největším ruským producentem v oblasti výroby zkapalňovačů a dodávek zkapalněných plynů. Zaměřuje se také na vývoj různých řešení v oblasti zkapalňování. Firma byla založena v roce 1945 a od té doby postavila více než 600 kryogenních jednotek pro separaci vzduchu a více než 2000 skladovacích jednotek a zplyňovačů [31].



Obr. 11 Oficiální logo firmy Cryogenmasch [32]

Hangyang Cryogenic Liquefy Equipment Co., Ltd

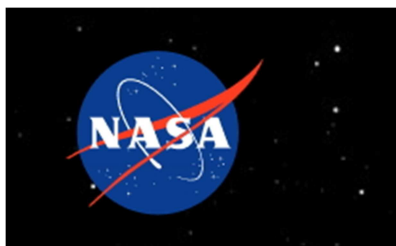
Tato společnost patří mezi největší výrobce vzduchových separačních a kryogenních zařízení v Číně. Jedná se o dceřinou společnost firmy Hangyang Co, která byla založena v roce 1950. Firma se zabývá jak výrobou zkapalňovačů, tak i dodávkou zkapalněných plynů. Vyrobená zařízení prodávají zejména v Číně, ale společnost se snaží expandovat i do západních zemí [33].



Obr. 12 Oficiální logo firmy Hangyang Cryogenic Liquefy Equipment Co., Ltd [33]

NASA

Tato americká vládní agentura se věnuje zkapalňování plynů kvůli svému kosmickému programu. Používá helium k odstranění vodíku kolem odpalovacích plošin. NASA byla založena v roce 1958 jako nástupce Národního poradního výboru pro letectví. NASA zodpovídá za americký kosmický program a za celkový výzkum v oblasti letectví [34, 35].



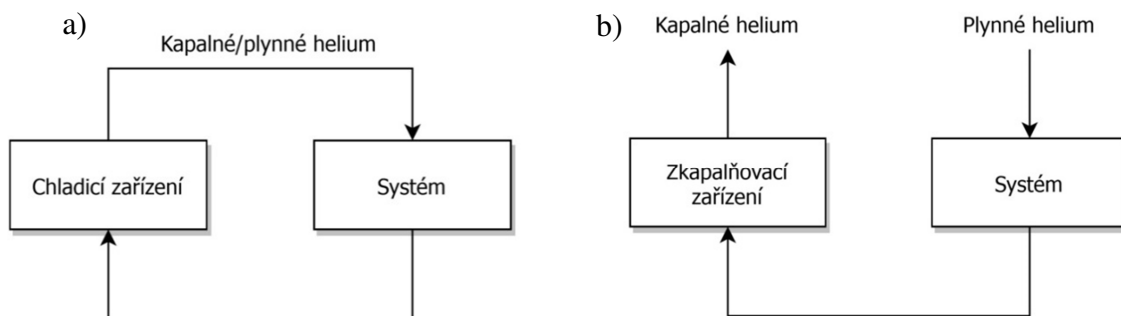
Obr. 13 Oficiální logo vládní agentury NASA [34]

1.6 Nejpoužívanější zkapalňovací a dochlazovací cykly helia

Pro svou nízkou inverzní teplotu (popsána níže) nelze helium zkapalňovat v kontinuálních zkapalňovacích pouze jednou metodou ochlazování. Jedná se o kombinace jednoduchých cyklů.

Rozdělení cyklů [36]:

- dochlazovací
 - systémy s uzavřeným cyklem (veškerý hmotnostní tok se vrací na začátek)
 - zajišťují chlazení, ale může docházet i ke zkapalňování
 - např. reverzní Stirlingův motor, reverzní Braytonův cyklus
- zkapalňovací
 - systémy s otevřeným cyklem
 - dochází ke zkapalnění látek (cyklus může sloužit i jen k ochlazení látek)
 - aby mohl cyklus pokračovat, nutno dodávat do systému nové množství látky
 - např. Lindeho cyklus s předchlazením, Claudeho cyklus



Obr. 14 Rozdíl mezi chlazením a) a zkapalňováním b), upraveno [36]

Z výše uvedených cyklů je dnes využíváno především Braytonova cyklu a Claudeho cyklu, který je založen na J-T jevu.

1.6.1 Reverzní Braytonův cyklus

Reverzní Braytonův cyklus dosahuje chladicího účinku obrácením Braytonova cyklu plynové turbíny: plyn je stlačen, ochlazován a poté expandován. Když je konec expanzní teploty nízký, může být tento plyn použit pro chlazení buď přímým kontaktem, nebo prostřednictvím tepelného výměníku [37].

Ideální reverzní Braytonův cyklus [38]:

1–2 Adiabatická komprese v kompresoru

Plyn pod nízkým tlakem je izoentropicky stlačen ze stavu 1 do stavu 2. Při tomto ději nastává nárůst teploty, přičemž entropie zůstává konstantní.

2–3 Izobarické odvádění tepla ve výměníku

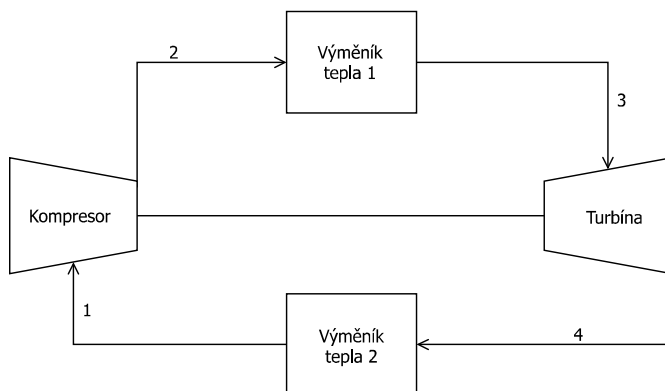
Horký a vysokotlaký plyn protéká tepelným výměníkem, kde je izobaricky odváděno teplo. Nedochází k žádnému přenosu práce a entropie plynu klesá.

3–4 Adiabatická expanze v turbíně

Vysokotlaký plyn z tepelného výměníku protéká turbínou, nastává izoentropická expanze a expanze plynu poskytuje čistý pracovní výkon. Nastává pokles teploty.

4–1 Absorpce izobarického tepla při výměně tepla

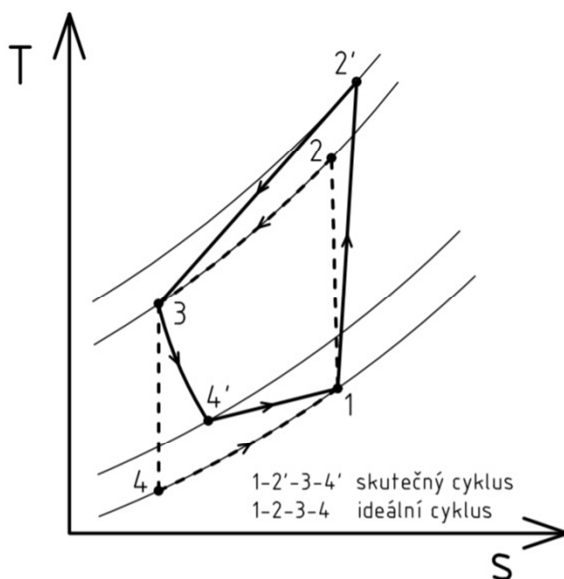
Chladný a nízkotlaký plyn z turbíny protéká nízkoteplotním tepelným výměníkem, který odvádí teplo, což poskytuje užitečný chladicí účinek. Během procesu nedochází k žádnému přenosu práce a zvyšuje se entropie plynu.



Obr. 15 Reverzní Braytonův cyklus, překresleno [38]

Reálný reverzní Braytonův cyklus [38]:

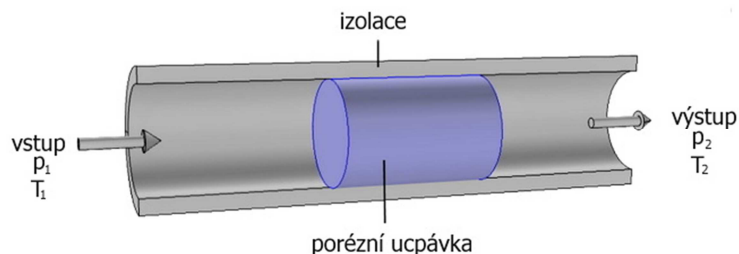
Skutečný reverzní Braytonův cyklus se od ideálního cyklu liší nevratnými ději. U skutečného Braytonova cyklu neprobíhá adiabatická komprese a expanze a nastávají tlakové poklesy v chladných a horkých výměnících. Na obr. 16 je znázorněn T-s diagram skutečného a ideálního Braytonova cyklu. V důsledku nevratných dějů se zvyšuje příkon kompresoru a snižuje se pracovní výkon turbíny. U skutečného cyklu je tedy účinnost výrazně nižší než u ideálních cyklů.



Obr. 16 T-s diagram skutečného a ideálního Braytonova cyklu, překresleno [38]

1.6.2 Joule – Thomsonův cyklus

Jedná se o jednoduchý cyklus založený na adiabatické expanzi plynu přes ventil (označován jako J-T ventil) nebo přes porézní ucpávku. Při tomto nevratném jevu nedochází k žádným změnám energie, entalpie na vstupu a výstupu zůstává stejná, dochází pouze ke změně teploty [39].

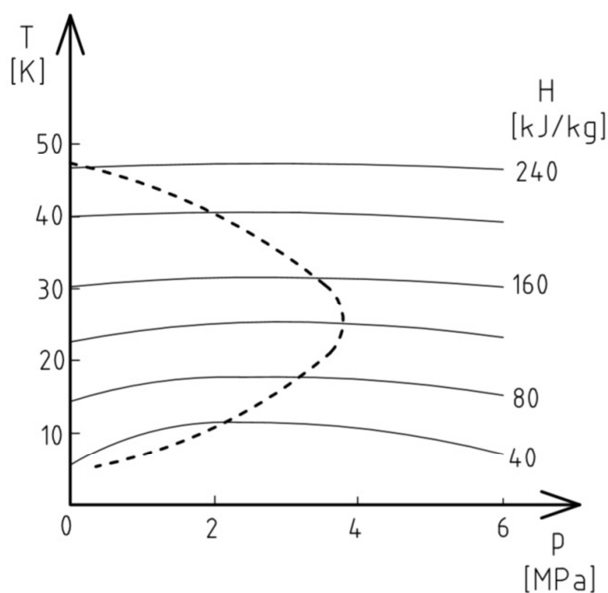


Obr. 17 Joule-Thomsonův jev, upraveno [40]

Joule-Thomsonův efekt je charakterizován Joule-Thomsonovým koeficientem μ , který lze vyjádřit vzorcem (1). J-T koeficient udává změnu teploty ΔT při změně tlaku Δp , za konstantní entalpie H [41].

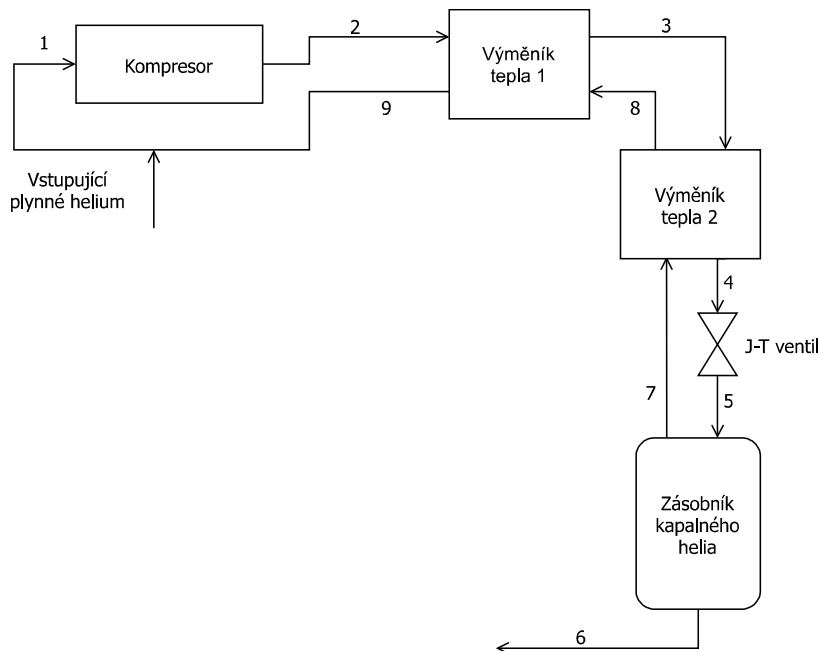
$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_{H=\text{konst.}} \quad [-] \quad (1)$$

Pro ideální plyn platí $\mu = 0$ a po zanesení do grafu získáváme inverzní křivku. Na obr. 18 je čárkovaně znázorněna křivka inverzních teplot pro He [4]. Inverzní teplota představuje teplotu plynu, nad kterou se reálný plyn při expanzi zahřívá, a pod touto teplotou se reálný plyn při expanzi ochladí. Když skutečný plyn expanduje skrz škrticí zařízení, může se teplota plynu buď zvýšit, nebo snížit v závislosti na počátečním tlaku a teplotě plynu [41, 42].



Obr. 18 Závislost $T(p)_{H=\text{konst.}}$ pro He, překresleno [4]

Zkapalňovací cyklus začíná stlačováním plynu a jeho vedením přes první a druhý tepelný výměník a expanzní ventil. Při expanzi se plyn zchladí, ale zkapalní pouze částečně. Nezkapalněný, vracející se nízkotlaký plyn ve druhém, protiproudém výměníku chladí plyn proudící do expanzního ventilu a vrací se do nízkotlaké části kompresoru. Proces se cyklicky opakuje, do systému se postupně přidává další plyn. Zkapalněný plyn je odváděn jako finální produkt k dalšímu využití [41].



Obr. 19 J-T cyklus, překresleno [41]

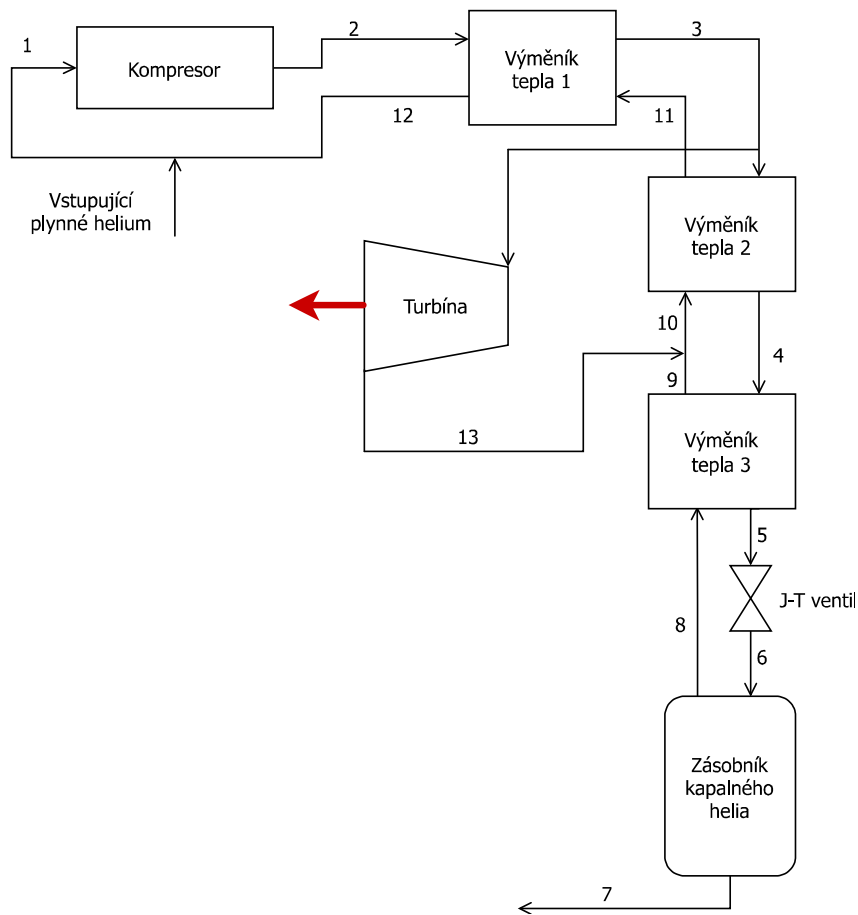
Tuto metodu zkapalňování lze využít pouze pro plyny s inverzní teplotou vyšší než pokojová teplota (dusík, methan). Plyny s nízkou inverzní teplotou, jako je Ne, H_2 a He, je nutné nejprve předchladit pod inverzní teplotu [4, 41].

1.6.3 Claudeův cyklus

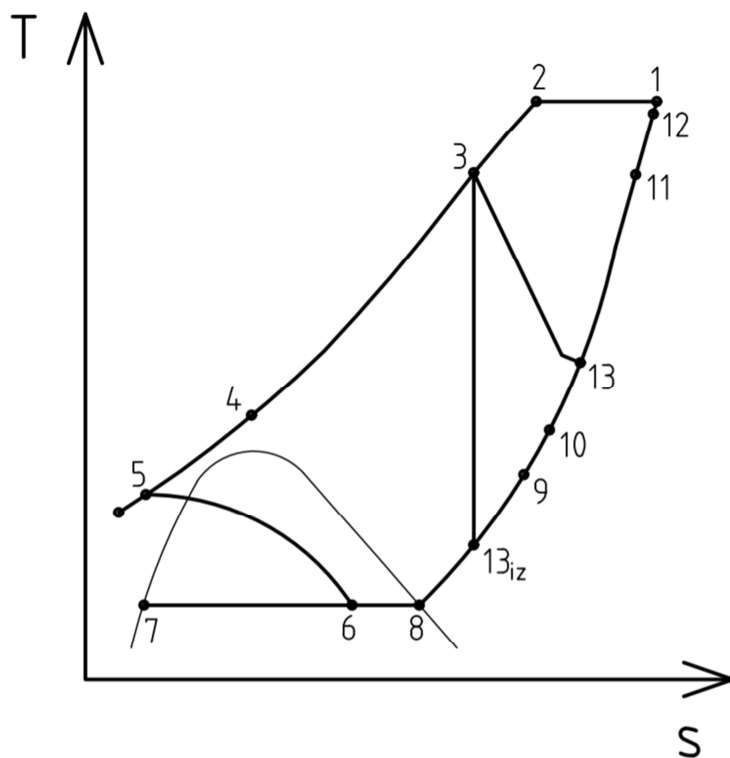
Claudeův cyklus se skládá spojením dvou cyklů, J-T a Braytonova cyklu. Pomocí kombinace těchto dvou cyklů je možné dosáhnout velmi nízkých teplot a tento cyklus je velmi efektivní. Braytonův cyklus, zde používaný jako druh předchlazovacího cyklu, je používán z důvodu nutnosti snížení teploty na vstupu do Joule-Thomsonovy fáze. Výhodou tohoto cyklu je, že kompresní poměr může být výrazně nižší než u Lindeho cyklu [39].

Nejprve dochází v kompresoru k izotermické kompresi. (1–2). Plyn následně prochází výměníkem tepla, který mu umožňuje ochladit (2–3). Proud je rozdělen a část plynu (až 80 %) je vedena do expanzního stroje, kde dochází k expanzi (3–13). Dochází ke snížení teploty a vytvoření mechanické práce. Ochlazený plyn z turbíny je následně veden do druhého výměníku (10–11), kde odebírá teplo zbylé části plynu. Tento plyn je veden přes další výměník (4–5) až do J-T ventilu (5–6), kde dochází k expanzi. Zkapalněný plyn je odebírán ze systému v bodě 7. Část plynu, která se na škrticím ventilu nezkapalnila, odchází ve formě nasycených par přes soustavu výměníků, kde ochlazuje plyn (8–12) [4, 43].

Pro zvýšení účinnosti Claudeho cyklu lze provést několik modifikací tohoto cyklu. Jedná se o Kapitzův cyklus, Heylandtův cyklus a Collinsův cyklus.



Obr. 20 Claudeův cyklus, překresleno [44]

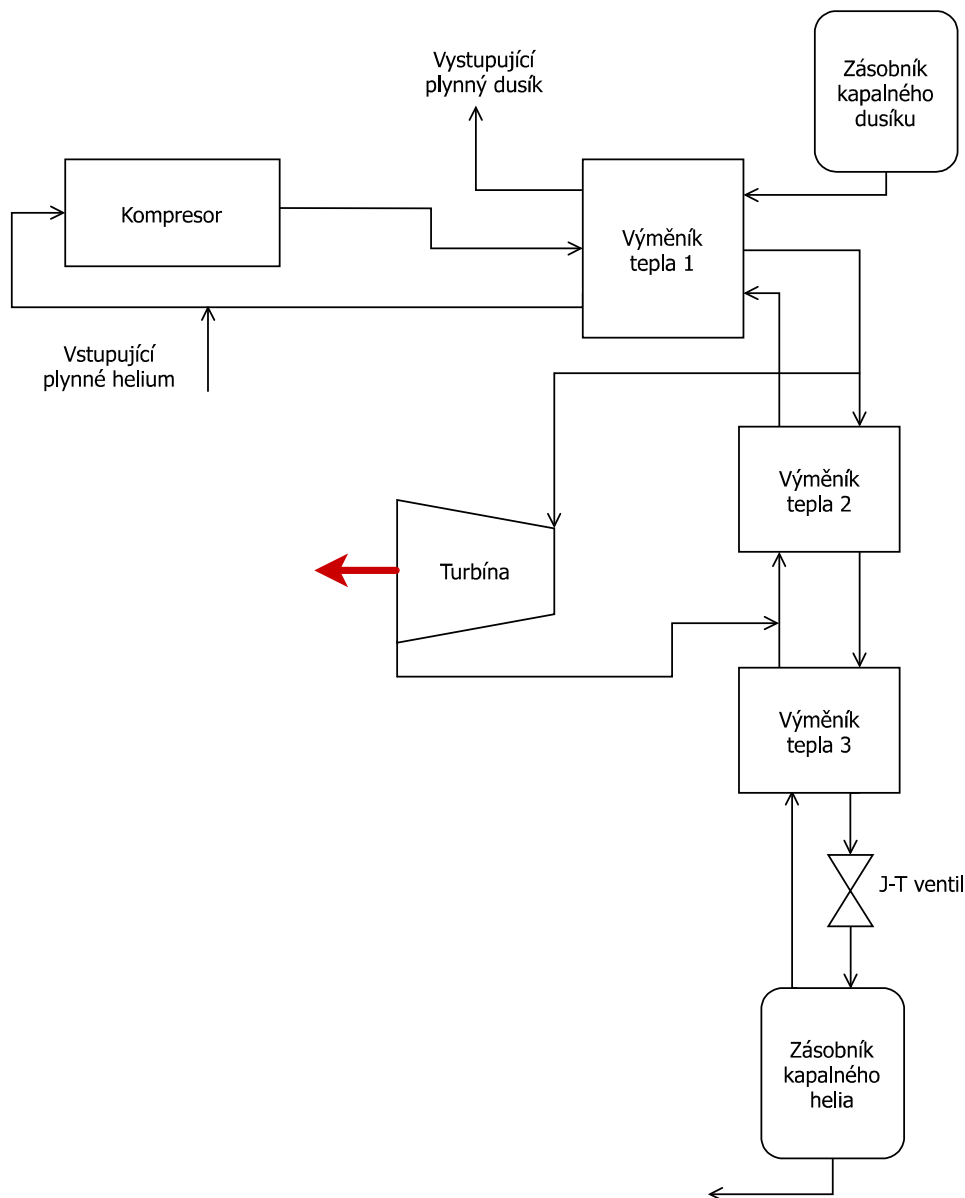


Obr. 21 T-s diagram Claudeova cyklu, překresleno [44]

1.6.4 Kombinace metod ochlazování

Helium je plyn s velmi nízkou inverzní teplotou. Z důvodu škrcení plynu na J-T ventilu je tedy nutné, aby teplota plynného helia byla pod touto teplotou. Pro dosažení takto nízké teploty se proto využívá kombinace různých metod ochlazování [42].

Na obr. 22 je znázorněno zařízení, ve kterém je helium předchlazováno pomocí tekutého dusíku. Následně je helium rozděleno, část proudí do expandéru a část je vedena přes výměníky do J-T ventilu, kde dochází ke škrcení. Nezkapalněné helium se vrací zpět [4].

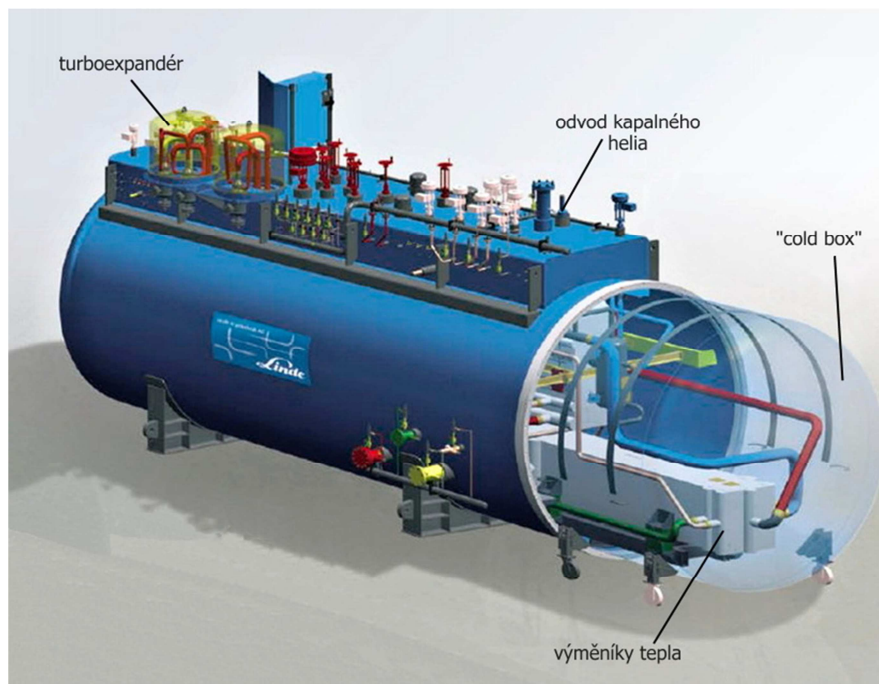


Obr. 22 Schéma kombinovaného zkapalňovacího zařízení, překresleno [4]

Předchlazení helia pomocí tekutého dusíku je běžnou součástí ve zkapalňovačích. Z důvodu nízkého bodu varu dusíku, 75,15 K, je možné helium ochlazovat přibližně na 80 K. Předchlazení slouží zejména pro zvýšení kapalného výtěžku helia.

1.7 Hlavní součásti zkapalňovače

Pro popis zkapalňovače byl vybrán Claudeho zkapalňovací cyklus, neboť se jedná o cyklus s velmi dobrou účinností a nízkou energetickou náročností. Součástí cyklu je expandér, jehož průtočné části jsou navrženy v kap. 3. Zkapalňovací zařízení se skládá ze dvou hlavních částí: teplé a studené části, detailně popsané níže v kapitole.



Obr. 23 Zkapalňovací zařízení firmy Linde, upraveno [45]

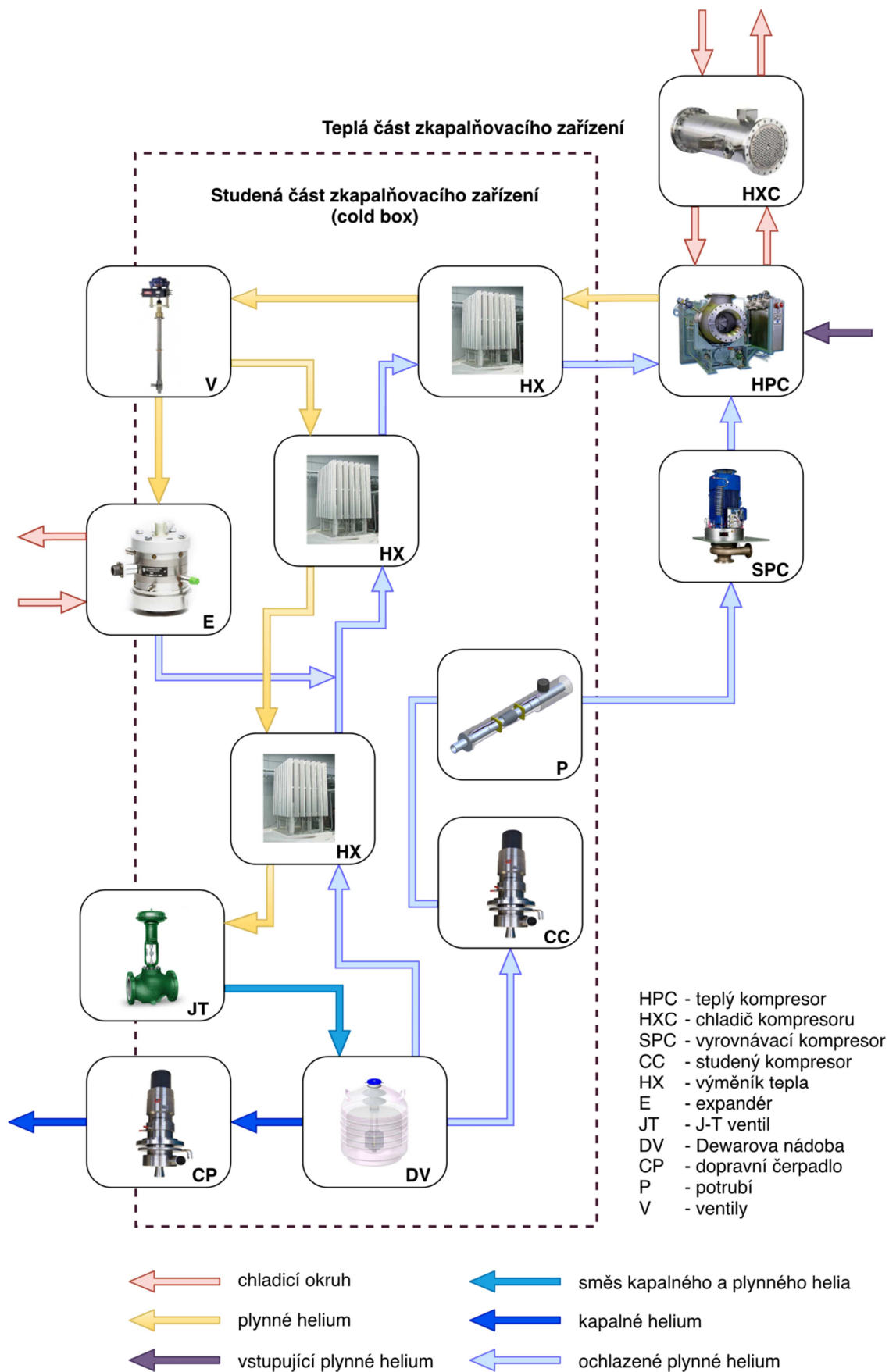
Skládá se z [46]:

- **teplá část zkapalňovacího zařízení**
 - teplý kompresor (HPC)
 - šroubový, pístový, šnekový
 - nutné chlazení pro odstranění tepla způsobeného kompresí
 - chladič kompresoru (HXC)
 - slouží k odvodu tepla z teplého kompresoru
 - vyrovnávací kompresor (SPC)
 - pomocný kompresor, pomáhá k dotlakování plynu na atm. tlak
- **studená část zkapalňovacího zařízení (“cold box“)**
 - studený kompresor (CC)
 - slouží k odvodu plynného helia, z důvodu rizika přetlakování Dewarovy nádoby

- výměníky tepla (HX)
 - zajišťují výměnu tepla mezi vysokotlakým horkým médiem a nízkotlakým studeným médiem
- expandér (E)
 - pístové expandéry, turboexpandéry (bližší popis v další kapitole)
- J-T ventil (JT)
 - dochází zde ke škrcení plynu
 - nastává Joule-Thomsonův efekt
- Dewarova nádoba (DV)
 - speciální nádoba, která slouží pro uchovávání kapalných látek
- dopravní čerpadlo (CP)
 - slouží pro transport zkapalněného plynu do kryogenního zařízení
- potrubí (P)
 - zejména bezešvé, problém se svařky
- ventily (V)
 - slouží k uzavírání potrubí



Obr. 24 Vnitřní část studené části (cold boxu) zkapalňovacího zařízení [47]



Obr. 25 Hlavní součásti zkapalňovače [48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58]

1.8 Konstrukční materiály

Proti úniku helia se z důvodu velmi nízkých teplot používají speciální materiály a těsnění. Je kladem důraz na kvalitu materiálu a nízkoteplotní vlastnosti.

1.8.1 Materiály

- nerezové materiály (ocel) 1.4541 (pro trubky AISI 321), 1.4404 (pro trubky AISI 316L), 1.4301 (pro trubky AISI 304) – velmi odolné a pevné materiály, austenitická nerezová ocel, vysoká pružnost, nízká tepelná vodivost, nízké riziko křehnutí
- 17501.5 – niklová ocel, martenzitická nerezová ocel, vysoká pevnost, nízké riziko křehnutí, použití zejména pro pláště nádob
- inconel 718 – slitina z niklu, chromu, molybdenu, manganu a dalších látek, nízká tepelná vodivost materiálu
- hliníkové slitiny EN AW 2024 – nejvýznamnější slitina hliníku, používaná pro svou vysokou pevnost, EN AW 7075 – vysoká pevnost, použití pro vysoce namáhané konstrukční díly
- titanové slitiny TiAl6V4 – nejrozšířenější slitina titanu, vysoká pevnost, nízká tepelná vodivost [59, 60]

1.8.2 Spojování materiálu

- stříbrné pájky AgCu72 – tvrdé pájení, velice pevné spoje, vhodné pro spojení titanu a nerezů
- titanové pájky – tvrdé pájení, vysoká pevnost spojů, vynikající korozní odolnost, kvalitní spojení bez pórů
- niklové pájky – práškové, pro nanášení se používá akrylátové pojidlo, používají se zejména pro pájení korozivzdorných ocelí
- elektronový paprsek – moderní metoda, potřebné teplo pro svařování je dodáváno vysoce urychlenými elektrony, kvalitní spoj, snadná regulace
- laser – efektivní metoda svařování, využíváno zejména pro vysokou rychlost svařování a pro kvalitní a precizní spoje [4, 60]

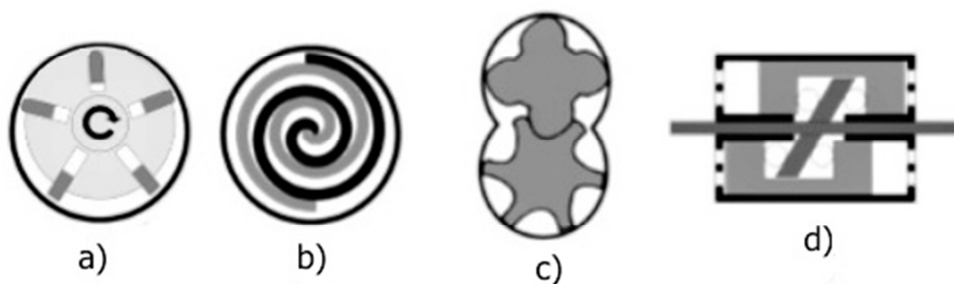
1.8.3 Těsnění

- NBR – jedná se o o-kroužek vyrobený ze syntetického elastomeru (nitrilová olejvzdorná pryž), používaný pro svou vysokou tažnou sílu a vysokou odolnost proti opotřebení a trvalé deformaci
- Viton – jedná se o o-kroužek, který je odolný vůči velmi nízkým teplotám, chemikáliím či olejům
- niklové, indiové dráty – drát je uložen v drážce příruby, působením tlaku dochází ke slisování drátu
- těsnicí folie – kaptonová folie, pro lepší těsnění rozebíratelných spojů [4, 60, 61]

1.9 Typy expandérů vhodné pro zkapalňovače helia

Expandér je jedním z nejdůležitějších zařízení zkapalňovacího cyklu, dochází zde k přeměně energie v pracovní látce na energii mechanickou. Tato zařízení je možné rozdělit do dvou hlavních skupin [62]:

- dynamické stroje
 - turboexpandér
 - axiální
 - radiální
- objemové stroje
 - lamelové (vane) (a)
 - spirálové (scroll) (b)
 - šroubové (screw) (c)
 - pístové (piston) (d)



Obr. 26 Typy objemových expandérů, upraveno [63]

Ze všech těchto typů expandérů se pro chlazení helia používá zejména radiální turboexpandér a pístový expandér. Jejich popis je proveden v následující kapitole.

1.9.1 Konstrukční řešení používaných expandérů

Pístový expandér

Pístové expandéry se většinou používají pro malé systémy, často s velkými rozdíly tlaků. Dosahují účinnosti až 75 %, proto jsou stále hojně využívány. Jejich použití je však omezeno maximálním objemovým tokem, který mohou zpracovat a jsou velmi citlivé na kvalitu těsnění, také vyžadují přesné načasování sacího a výfukového ventilu [64, 65].

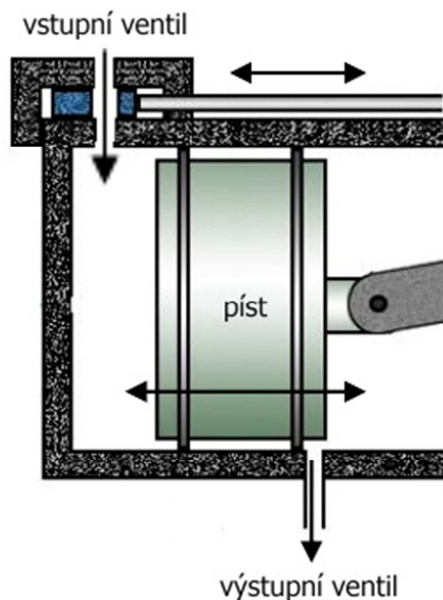
Výhody:

- vysoká účinnost
- vysoké tlakové poměry
- nízké výrobní náklady

Nevýhody:

- nutnost přesného načasování ventilů
- problémy s mazáním a těsněním
- vysoké ztráty třením (tření pístních kroužků se stěnami válce)
- nutné kvalitní těsnění [64, 65]

Pístové expandéry používají jeden nebo několik pístů pohybujících se uvnitř válců. Válec má dva otvory, kterými pracovní plyn vstupuje a opouští válec. V počáteční poloze je píst v horní úvratí. Otevírá se vstupní ventil, plyn vstupuje do válce a píst je tlačěn do dolní úvratě. Vstupní ventil se uzavře. Plyn dále expanduje a jeho objem ve válci roste do okamžiku otevření výstupního ventilu nebo odkrytí výstupního otvoru před dosažením dolní úvratě. Píst se vrací zpět a vytlačuje zbývající plyn, dokud se výfukový ventil nebo otvor neuzavře. Po uzavření dochází ke stlačování zbytků plynu až do horní úvratě pístu. Následuje otevření vstupního ventilu a opakování procesu [66].



Obr. 27 Pístový expandér, upraveno [66]

Turboexpandér

Jedná se o zařízení, ve kterých dochází k expanzi vysokotlakého plynu, a tím ke konání mechanické práce, která je dále využívána v jiných zařízeních. Turboexpandéry jsou vhodnější pro větší systémy. Pracují-li v ustáleném stavu, dosahují vysoké účinnosti, až 85 %. Jsou široce využívány v průmyslových procesech při chlazení.

Turboexpandéry lze rozdělit na axiální a radiální. Axiální turboexpandéry se používají ve velkých systémech rekuperace odpadního tepla, při nízkém tlakovém poměru, ale vysokém hmotnostním toku pracovní média. Jsou vhodné pro expanzi v několika stupních. Radiální turbíny se většinou používají pro oběhy, kde je vysoký tlakový poměr, ale nízký hmotnostní průtok pracovní látky. U radiálních turboexpandérů je běžná nejvýše dvoustupňová expanze v jednom stroji [62, 64].

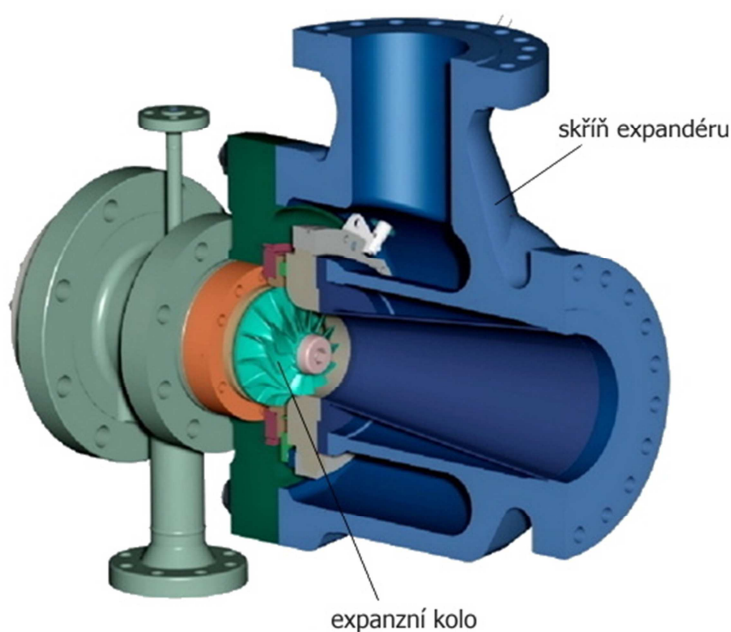
Výhody:

- vysoký výkon
- vysoká účinnost
- spolehlivost

Nevýhody:

- vysoké rychlosti (uložení, materiál)
- složitá konstrukce
- vysoké výrobní náklady [62, 64]

Turboexpandér funguje na principu přeměny tepelné energie plynu na mechanickou energii oběžného kola. Vstupní plyn o vysokém tlaku je veden přes rozváděcí aparát do oběžného kola, kde odevzdává část své energie a vystupuje do prostoru s nižším tlakem a teplotou. Ideálním termodynamickým dějem v turboexpandéru je izoentropická expanze plynů [41].



Obr. 28 Turboexpandér, přeloženo [67]

1.9.2 Způsoby zpracování energie odebrané ochlazovanému plynu

Pro zpracování energie vzniklé při expanzi (ochlazování plynů) lze použít různé způsoby. Jedná se zejména o mechanický a elektrický způsob.

Elektrický generátor

Jedná se o elektrický točivý stroj, který přeměňuje mechanickou energii na energii elektrickou. Při výrobě elektrické energie je využíváno točivého magnetického pole a cívek, ve kterých je indukováno elektrické napětí. Zařízení je složeno ze statoru a rotoru. Rotor vytváří točivé magnetické pole, stator obsahuje cívky indukující elektrické napětí [66].

Elektrický generátor lze rozdělit na dvě hlavní skupiny, na synchronní a asynchronní typ. Asynchronní stroj je nejpoužívanější a nejrozšířenější elektrický stroj, který pracuje na principu elektromagnetické indukce. Stroj pracuje se skluzem, což je rozdíl otáček rotoru a otáček elektromagnetického pole statoru. Má jednoduchou a robustní konstrukci. Stator je tvořen třemi skupinami cívek, které vytvářejí točivé magnetické pole. V magnetickém poli se otáčí rotor, jedná se o kotvu nakrátko. Zvyšováním otáček začíná asynchronní stroj generovat elektrickou energii [68, 69].

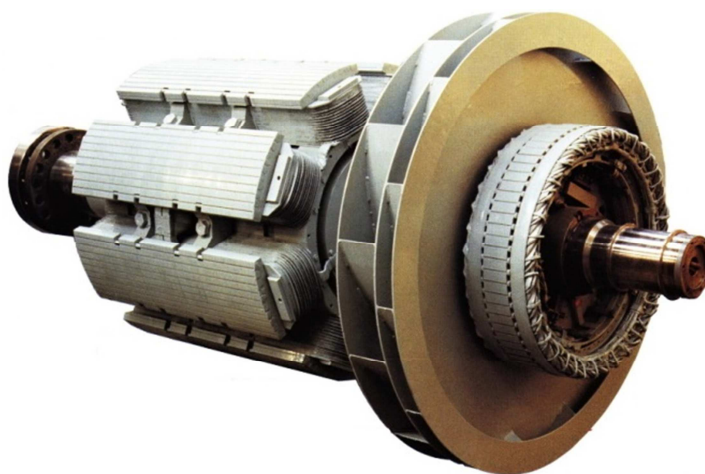
Synchronní stroj je elektrický stroj, u kterého magnetické pole statoru a otáčky rotoru mají shodnou rychlost otáčení. Tyto stroje jsou buzeny stejnosměrným proudem, který je generován budiči. Proti asynchronnímu stroji má složitější konstrukci, je dražší a má horší poměr hmotnosti k výkonu. Výhodou je vyšší účinnost a stabilní otáčky. Stator je tvořen sadou cívek, v nichž se indukuje proud z magnetického pole, které vytváří rotor [68, 69].

Výhody:

- snadný provoz
- vysoká účinnost
- využití elektrické energie

Nevýhody:

- nákladná výroba
- vysoká pořizovací cena
- dlouhá návratnost



Obr. 29 Synchronní generátor [70]

Vířivá brzda

Vířivá brzda je zařízení, ve kterém dochází k transformaci mechanické energie na tepelnou energii, která je následně odváděna chladicím médiem. Brzda pracuje v důsledku vířivých proudů indukovaných ve vodiči elektromagnetickou indukcí.

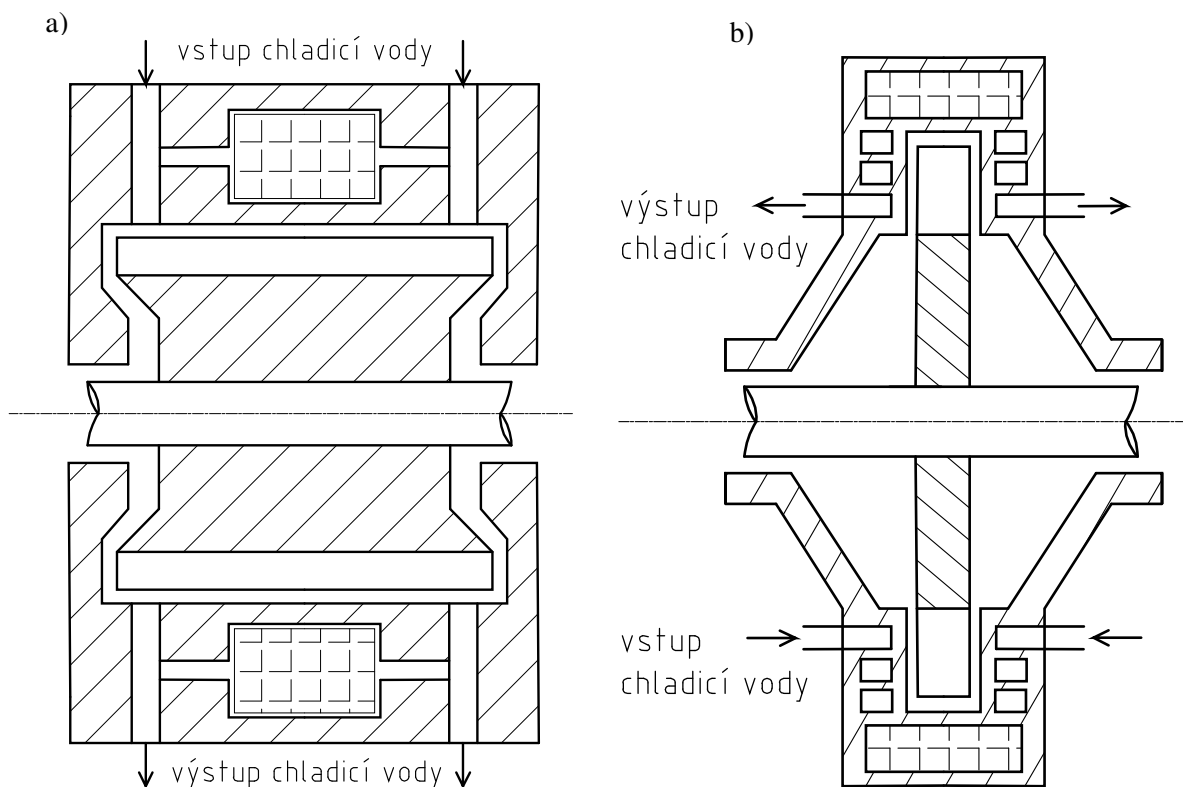
Existují dva hlavní typy vířivé brzdy, brzda s radiální a brzda s axiální mezerou. Z důvodu lepšího chlazení, vyšších otáček, lepší dynamiky rotoru a jednodušší montáže se v kryogenice používá zejména brzda s radiální mezerou. Brzda s axiální mezerou dosahuje nižších otáček a dochází zde k přenosu tepla vznikajícího v brzdě do procesního plynu [60, 71].

Výhody:

- levná výroba, rychlá návratnost
- široká dostupnost, nižší pořizovací náklady
- snadný provoz a regulovatelnost
- tiché, bez tření

Nevýhody:

- energetická náročnost
- mařená energie se mění na teplo – tepelné toky do ochlazovaného plynu (klesá účinnost)
- nutné chlazení



Obr. 30 Rozdíl mezi brzdou s radiální (a) a s axiální (b) mezerou, překresleno [71]

Kompresor

Kompresor je zařízení, ve kterém dochází k transformaci mechanické energie rotoru na kinetickou energii, jejíž část se ve statoru přemění na tlakovou a tepelnou energii. [41], [60]

Kompresory se využívají ve dvou režimech:

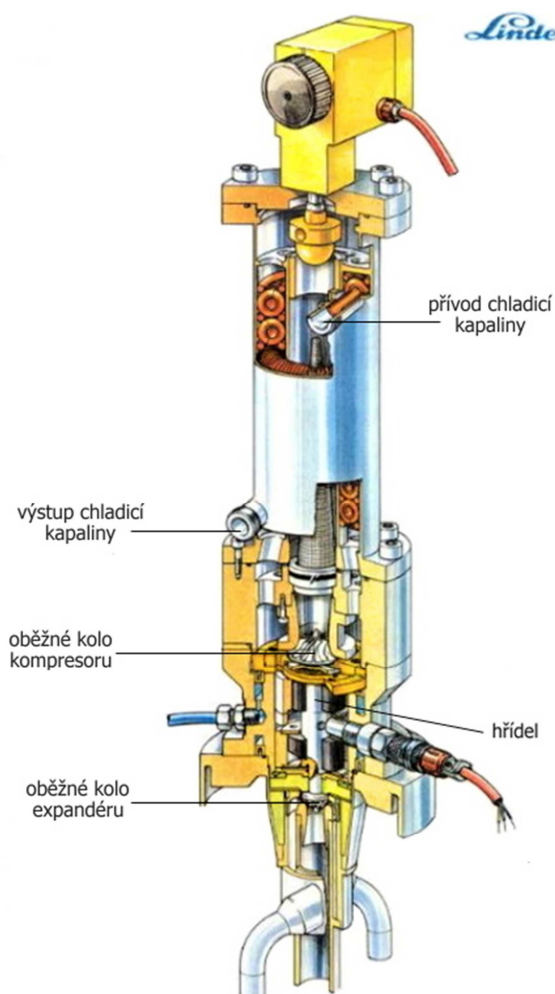
- Kompresorová brzda v uzavřeném cyklu – Slouží pouze jako brzda turboexpandéru. Výkon turbíny je v kompresoru použit ke stlačení plynu. Tlak plynu není nijak využit, hned za kompresorem je škrcen na nízký tlak. Veškerá energie je mařena. Součástí je výměník tepla sloužící k odvodu vzniklého tepla. Viz obr. 31.
- „Booster“ kompresor v otevřeném cyklu – Slouží jako brzda turboexpandéru a zároveň stlačuje plyn, který je dál využit, často přímo v cyklu. V kryogenice se pro něj vžilo označení kompadér. Viz obr. 32 [60].

Výhody:

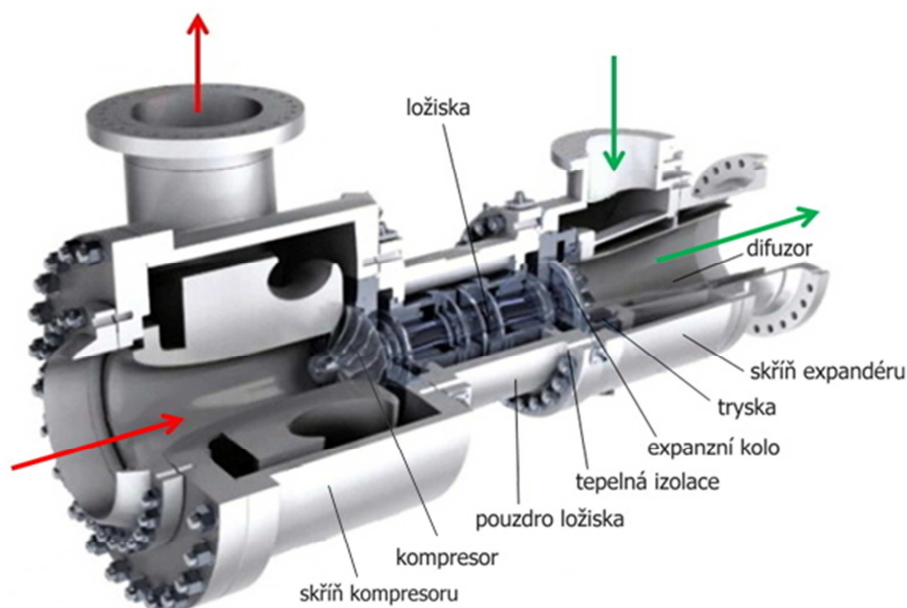
- vhodné pro vyšší výkony
- zvyšuje účinnost cyklu (pouze „booster“ kompresor)

Nevýhody:

- složitější návrh a konstrukce
- vysoká pořizovací cena
- složitá regulace [60]



Obr. 31 Turboexpandér v uzavřeném cyklu brzděný kompresorem, upraveno [72]



Obr. 32 „Booster“ kompresor v otevřeném cyklu [73]

Hydrodynamická brzda

Jedná se o zařízení, ve kterém dochází k přeměně mechanické energie na energii tepelnou vlivem třecích sil vzniklých působením viskózních sil (v kapalině i v tlakovém plynu). Brzda je složena ze dvou částí, rotoru a statoru. Jako brzdné médium se nejčastěji využívá hydraulický olej, který je odváděn do tepelného výměníku, kde je ochlazován. V případě použití hydraulického oleje se jedná o olejovou brzdu [74].

Výhody:

- plynulý a tichý chod
- vysoký brzdný účinek

Nevýhody:

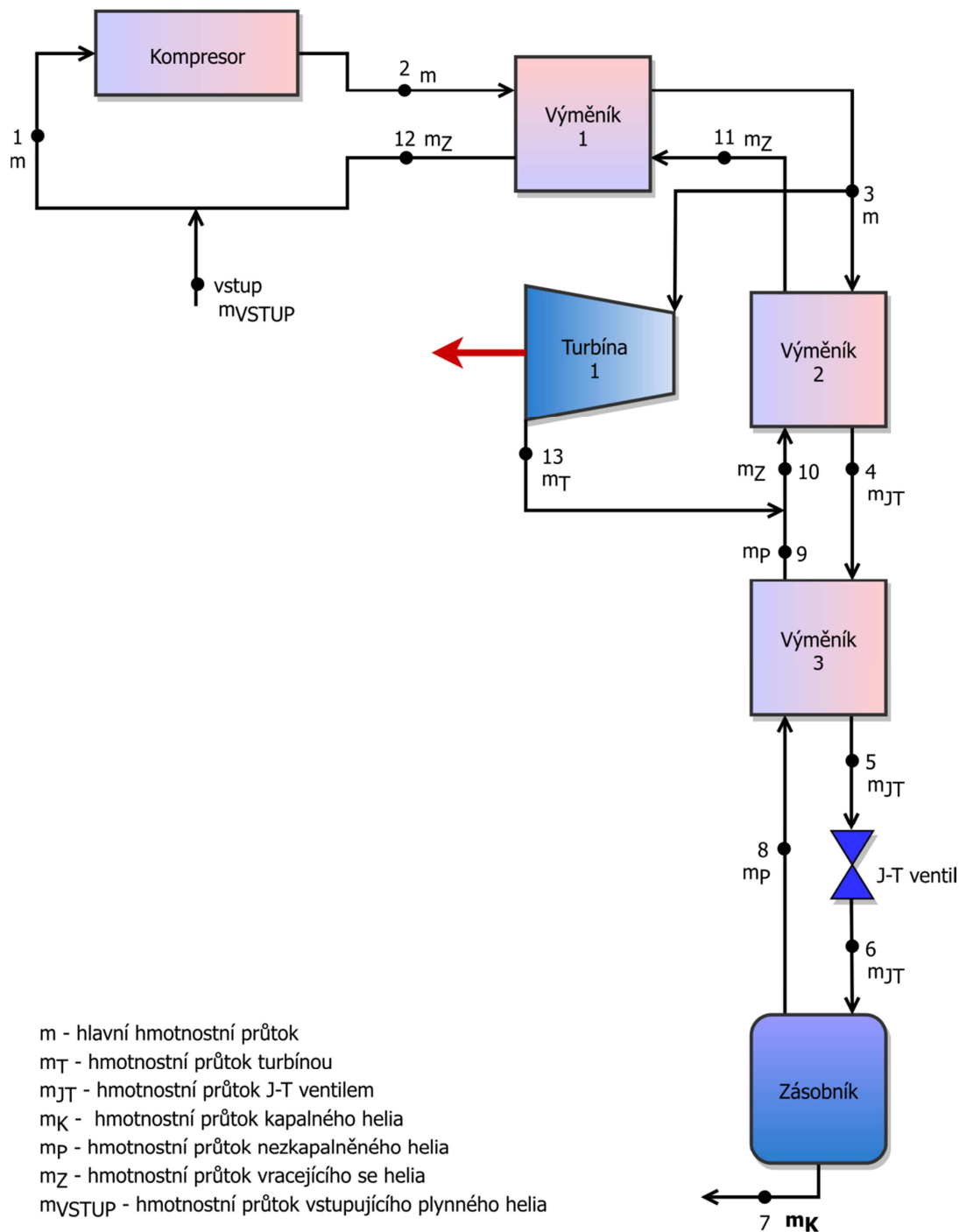
- vysoká pořizovací cena
- složitá konstrukce
- velké množství ucpávek



Obr. 33 Olejová brzda [75]

2 Návrh jednoduchého zkapalňovacího cyklu helia

Pro návrh zkapalňovacího zařízení byl zvolen z důvodu vysoké účinnosti a relativní jednoduchosti cyklu Claudeho cyklus s jednou expanzí bez použití předchlazení. Popis jednotlivých bodů cyklu (1-13) je uveden na obr. 34.



Obr. 34 Návrh Claudeho cyklu, překresleno [44]

2.1 Výpočtový model termodynamického cyklu zkapalňovače

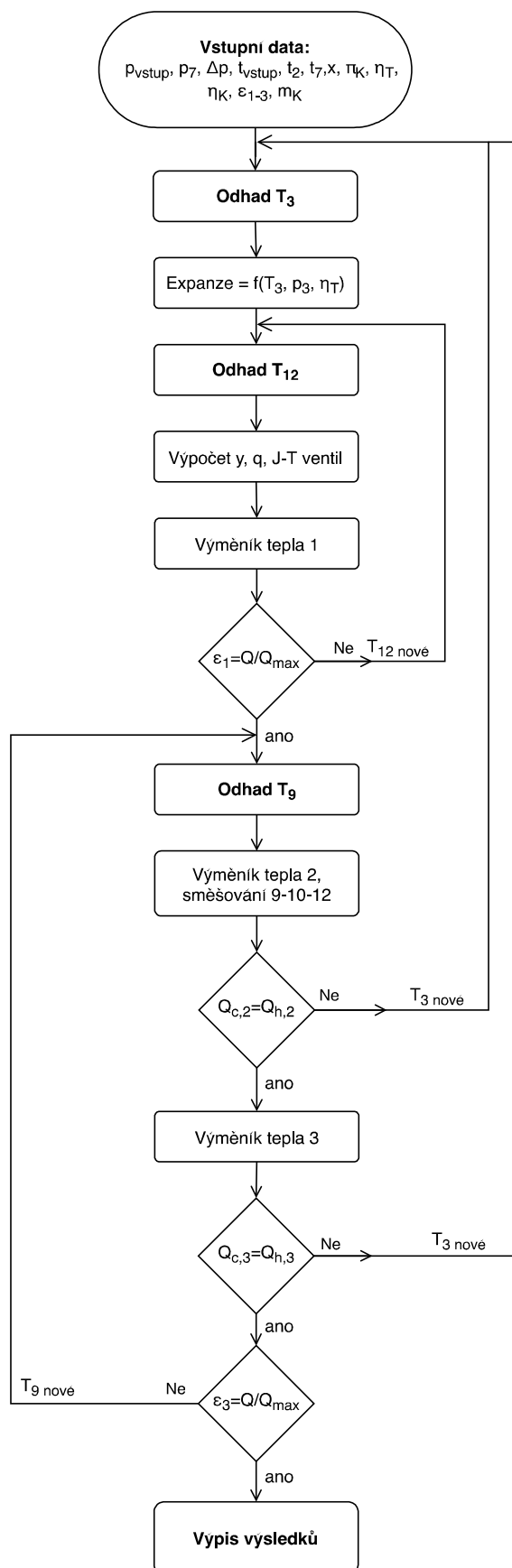
Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel s využitím programovacího jazyka Visual Basic. V Excelu byl využit doplněk CoolProp. Jedná se o knihovnu určenou pro výpočet různých termofyzikálních vlastností velkého množství kapalin a plynů. Termodynamické vlastnosti jsou založeny na derivaci vzorce pro Helmholtzovu volnou energii, která je definována jako funkce tlaku a teploty [76].

V prostředí MS Excel byl vytvořen matematický model zkapalňovače s Claudeho cyklem dle obr. 34. Ze zadaných vstupních parametrů jsou určeny stavové veličiny v jednotlivých bodech zkapalňovače pomocí sestavených rovnic a iteračního výpočtu. Ve výpočtovém programu je možné měnit vstupní parametry, porovnávat výsledky a celý proces upravovat a optimalizovat. Algoritmus výpočtu je zobrazen na obr. 35. Není-li uvedeno jinak, výpočet vyplývá z [60, 77].

Předpoklady

1. Zadáno stlačení kompresoru, teplota a tlak vstupujícího plynného helia, teplota plynu po stlačení a tlak vystupujícího kapalného helia.
2. Efektivita tepelných výměníků, účinnost expanze a komprese se považuje za konstantní.
3. Ve všech výměnících je uvažována stejná tlaková ztráta (Δp).
4. Škrcení na J-T ventilu je dokonalý izoentalpický děj.
5. Ztráty tepla ze systému jsou zanedbatelné.
6. Uvažován reálný plyn.
7. Uvažovány celkové stavy termodynamických veličin.

Postup výpočtu



Obr. 35 Algoritmus výpočtu oběhu

2.1.1 Kapalný výtěžek

Z pohledu hodnocení efektivnosti cyklu je důležitým parametrem kapalný výtěžek, což je množství produkovaného zkapalněného plynu vztaženého na průtok kompresorem. S rostoucím kapalným výtěžkem roste účinnost celého cyklu.

Stanovení průtoku turbínou, vztažený na průtok kompresorem:

$$x = \frac{m_T}{m} \quad [-] \quad (2)$$

Kapalný výtěžek:

$$y = \frac{m_K}{m} \quad [-] \quad (3)$$

Výpočet kapalného výtěžku vychází z 1. zákona termodynamiky aplikovaného na kontrolní objem „cold boxu“ – viz obr. 36:

$$m \cdot i_2 = W_e + (m - m_K) \cdot i_{12} + m_K \cdot i_7 \quad [-] \quad (4)$$

Práce turbíny:

$$W_e = m_T \cdot i_3 - m_T \cdot i_{13} \quad [\text{kJ}] \quad (5)$$

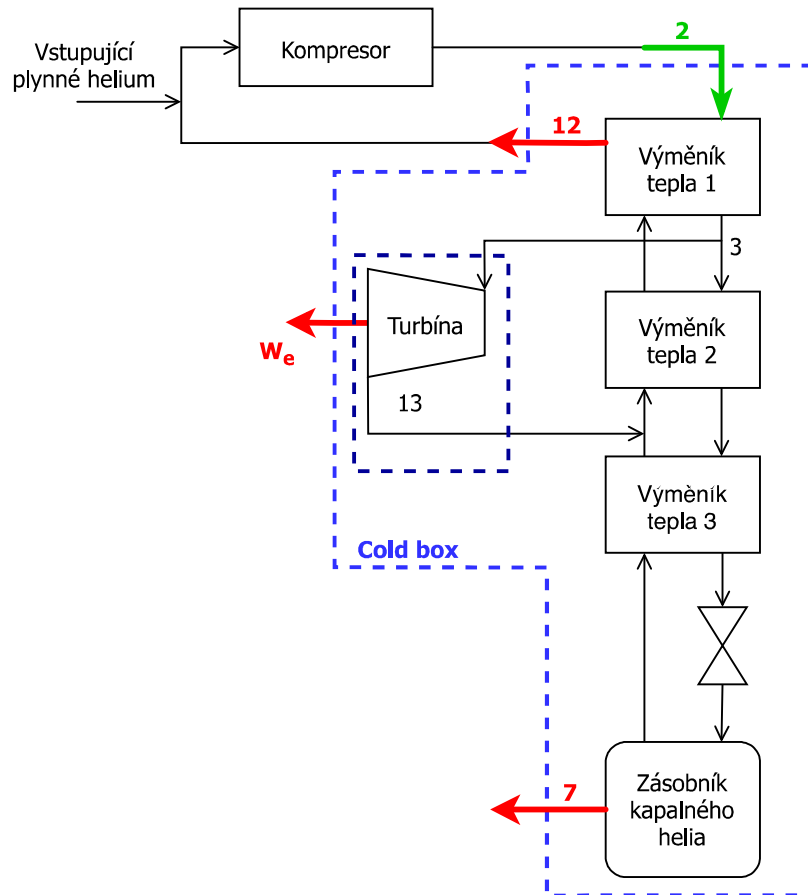
Dosazení rovnice (5) do (4):

$$m \cdot i_2 = m_T \cdot i_3 - m_T \cdot i_{13} + (m - m_K) \cdot i_{12} + m_K \cdot i_7 \quad [-] \quad (6)$$

Kapalný výtěžek¹ vyjádřený z rovnice (6) [78]:

$$y = \frac{i_{12} - i_2}{i_{12} - i_7} + x \cdot \frac{i_3 - i_{13}}{i_{12} - i_7} \quad [-] \quad (7)$$

¹ Pro správnou funkci systému musí být kapalný výtěžek kladný. V případě, že je průtok turbínou nulový ($x=0$), v kompresoru by muselo dojít k poklesu entalpie, což je možné pouze pod inverzní teplotou. U helia je inverzní teplota příliš nízká, při normálních podmínkách toho není možné dosáhnout. Z toho vyplývá, že je nutný průtok přes turbínu.



Obr. 36 Vyjádření kapalného výtěžku, upraveno [78]

2.1.2 Jednotkové vyjádření hmotnostních průtoků

Výpočet termodynamických parametrů zkapalňovacího cyklu je proveden pro jednotkový hmotnostní průtok helia, takže veškeré průtoky v bilančních rovnicích jsou bezrozměrné, vztažené na množství helia, které proudí kompresorem m .

Na závěr výpočtu jsou vypočítána reálná hmotnostní množství proudící v cyklu. Ve výpočtu je uvažován konstantní hmotnostní průtok, tzn. množství odebraného kapalného helia je stejné jako množství vstupujícího plynného helia.

Jednotkový hlavní hmotnostní průtok:

$$m = 1 \quad [-] \quad (8)$$

Jednotkový hmotnostní průtok turbínou:

$$m_T = x \quad [-] \quad (9)$$

Jednotkový hmotnostní průtok zkapalněného helia:

$$m_K = y \quad [-] \quad (10)$$

Jednotkový hmotnostní průtok J-T ventilem:

$$m_{JT} = 1 - x \quad [-] \quad (11)$$

Jednotkový hmotnostní průtok nezkapalněného helia:

$$m_P = 1 - x - y \quad [-] \quad (12)$$

Jednotkový hmotnostní průtok vracejícího se helia:

$$m_Z = 1 - y \quad [-] \quad (13)$$

2.1.3 Stanovení parametrů cyklu

Vstupní bod

Teplota a tlak, T_{vstup} a p_{vstup} , ve vstupním bodě byly zvoleny. Entalpie a entropie byly získány z těchto hodnot s využitím knihovny CoolProp.

Entalpie ve vstupním bodě:

$$i_{vstup} = f(p_{vstup}, T_{vstup}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (14)$$

Entropie ve vstupním bodě:

$$s_{vstup} = f(p_{vstup}, T_{vstup}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (15)$$

Výstupní bod – bod 7

Bod 7 je výstupním bodem zkapalňovacího cyklu. Byl zadán tlak p_7 odpovídající tlaku vstupního plynu a tlakovým ztrátám v systému.

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

$$T_7 = f(p_7, x_7 = 0) \quad [\text{K}] \quad (16)$$

$$i_7 = f(p_7, x_7 = 0) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (17)$$

$$s_7 = f(p_7, x_7 = 0) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (18)$$

Hustota ve výstupním bodě:

$$\rho_7 = f(p_7, x_7 = 0) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (19)$$

Komprese

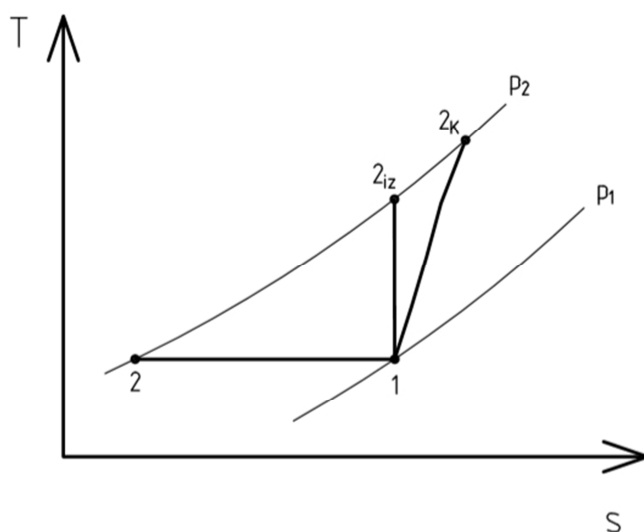
Zvoleno stlačení kompresoru π_K a účinnost komprese η_K .

Měrná práce kompresoru při izotermické kompresi² s uvažováním změny entalpie při stlačování reálného plynu [78]:

$$W_K = (i_2 - i_1) + T_1 \cdot (s_1 - s_2) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (20)$$

Ideální příkon kompresoru:

$$P_K = m \cdot [(i_2 - i_1) + T_1 \cdot (s_1 - s_2)] \quad [\text{kW}] \quad (21)$$



Obr. 37 Izoentropická, izotermická a polytropická komprese v T-s diagramu, překresleno [80]

Bod 2 – za kompresorem

Výpočet tlaku p_2 za kompresorem:

$$p_2 = p_1 \cdot \pi_K \quad [\text{Pa}] \quad (22)$$

Teplota T_2 zvolena. Teplota za kompresorem je uvažována stejná jako před kompresorem. Kompresor je chlazený a teplo vzniklé při kompresi je odvedeno ze systému ven. Pro potřebu výpočtu je uvažována izotermická komprese.

Entalpie v bodě 2:

$$i_2 = f(p_2, T_2) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

² Izotermická komprese je ideálním příkladem komprese, spotřebuje se při ní ke stlačení nejmenší množství energie. V praxi ji nelze dosáhnout. [79] Skutečný příkon kompresoru by bylo potřeba posoudit samostatně, dle realizace komprese – mezichladiče mezi stupněmi, dochlazení za kompresorem. Zde je použita pouze jako porovnávací hodnota systému.

Entropie v bodě 2:

$$s_2 = f(p_2, T_2) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (24)$$

Bod 1 – před kompresorem

Tlak v bodě 1:

$$p_1 = p_{\text{vstup}} \quad [\text{Pa}] \quad (25)$$

Teplota v bodě 1:

$$T_1 = T_2 \quad [\text{K}] \quad (26)$$

Entalpie v bodě 1:

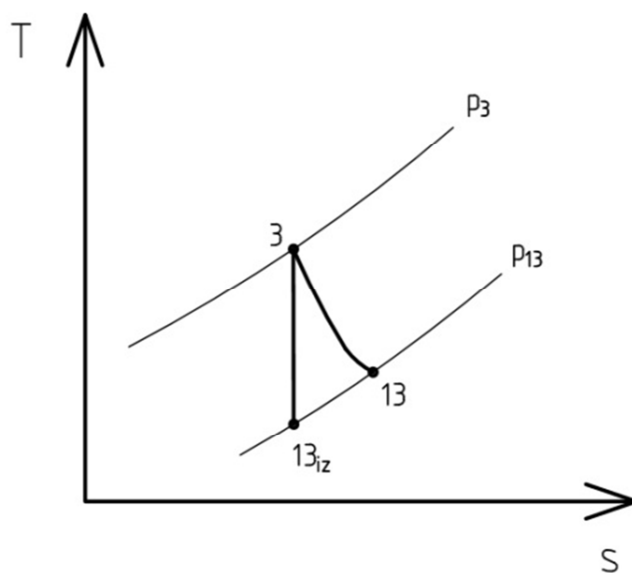
$$i_1 = f(p_1, T_1) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (27)$$

Entropie v bodě 1:

$$s_1 = f(p_1, T_1) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (28)$$

Expanze

Byla zvolena izoentropická účinnost turbíny η_T a teplota T_3 před turbínou.



Obr. 38 Izoentropická expanze, turbína 1, překresleno [80]

Měrná práce turbíny:

$$W_T = i_3 - i_{13} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (29)$$

Bod 3 – před turbínou

Tlak v bodě 3:

$$p_3 = p_2 - \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (30)$$

Entalpie v bodě 3:

$$i_3 = f(p_3, T_3) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (31)$$

Entropie v bodě 3:

$$s_3 = f(p_3, T_3) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (32)$$

Bod 13 – za turbínou

Tlak v bodě 13:

$$p_{13} = p_7 - \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (33)$$

Izoentropická expanze:

$$s_{13,iz} = s_3 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (34)$$

Teplota v bodě 13,iz:

$$T_{13,iz} = f(p_{13}, s_{13,iz}) \quad [\text{K}] \quad (35)$$

Entalpie v bodě 13,iz:

$$i_{13,iz} = f(p_{13}, T_{13,iz}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (36)$$

Entalpie v bodě 13 je určena ze vzorce pro účinnost turbíny:

$$\eta_T = \frac{i_3 - i_{13}}{i_3 - i_{13,iz}} \quad [-] \quad (37)$$

$$i_{13} = i_3 - \eta_T \cdot (i_3 - i_{13,iz}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (38)$$

Teplota v bodě 13:

$$T_{13} = f(p_{13}, i_{13}) \quad [\text{K}] \quad (39)$$

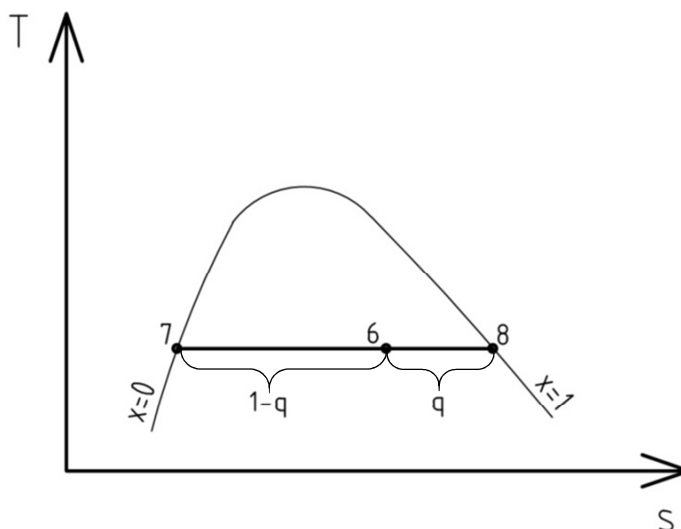
Entropie v bodě 13:

$$s_{13} = f(p_{13}, T_{13}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (40)$$

Separace kapaliny

Mezi body 6 – 7 – 8 nastává separace kapaliny a plynu. Zkapalněné helium odchází do zásobníku, nezkapalněné helium pokračuje přes tepelné výměníky zpět na sání hlavního kompresoru.

Pro výpočet je nutné zvolit bezrozměrný průtok turbínou, vztahený na průtok kompresorem x , viz rovnice (2), a určit kapalný výtěžek y , viz rovnice (7). Pro počáteční iteraci je kapalný výtěžek vypočítán ze zvolených parametrů cyklu.³ Konečný stav je určen iteračně dle obr. 35.



Obr. 39 T-s diagram, separace kapaliny

Bod 8

Tlak v bodě 8:

$$p_8 = p_7 \quad [\text{Pa}] \quad (41)$$

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

$$T_8 = f(p_8, x_8 = 1) \quad [\text{K}] \quad (42)$$

$$i_8 = f(p_8, x_8 = 1) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (43)$$

$$s_8 = f(p_8, x_8 = 1) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (44)$$

Bod 6

Tlak v bodě 6:

$$p_6 = p_7 \quad [\text{Pa}] \quad (45)$$

³ Entalpie v bodě 12 uvažována stejná jako v bodě 1.

Teplota v bodě 6:

$$T_6 = T_7 = T_8 \quad [\text{K}] \quad (46)$$

Suchost v bodě 6:

$$q_6 = 1 - \frac{y}{1-x} \quad [-] \quad (47)$$

Entalpie v bodě 6:

$$i_6 = (1 - q_6) \cdot i_7 + q_6 \cdot i_8 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (48)$$

Entropie v bodě 6:

$$s_6 = (1 - q_6) \cdot s_7 + q_6 \cdot s_8 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (49)$$

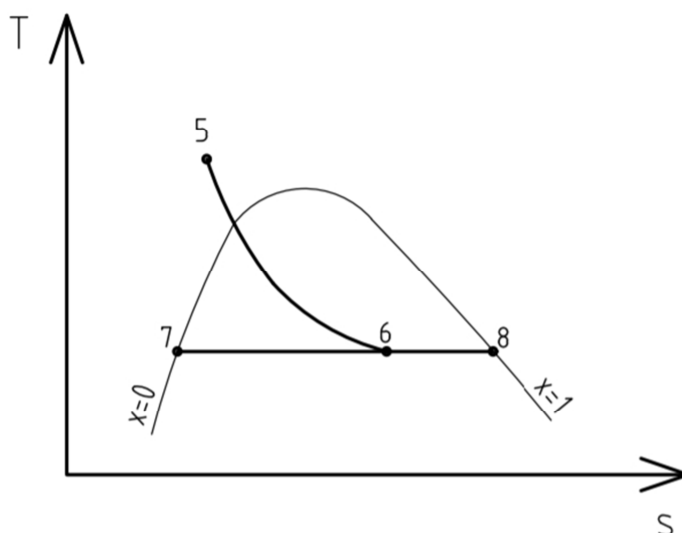
Škrčení na J-T ventilu

Mezi bodem 5-6 nastává škrčení helia přes J-T ventil. Jedná se o proces za konstantní entalpie.

$$i_5 = i_6 = \text{konst.} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (50)$$

Kontrola hodnoty J-T koeficientu⁴:

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_{i=\text{konst.}} \quad [-] \quad (51)$$



Obr. 40 Škrčení na J-T ventilu, překresleno [60]

⁴ Pokud dochází k ochlazení, J-T koeficient musí být kladný.

Bod 5 – výstupní bod teplé strany výměníku 3

Tlak v bodě 5:

$$p_5 = p_3 - 2 \cdot \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (52)$$

Teplota v bodě 5:

$$T_5 = f(p_5, i_5) \quad [\text{K}] \quad (53)$$

Entropie v bodě 5:

$$s_5 = f(p_5, T_5) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (54)$$

Výměník 1

Efektivita výměníku je definovaná jako podíl tepelného toku jednoho média a maximálního možného tepelného toku přenášeného ve výměníku mezi dvěma látkami. Pro výpočet byly efektivity všech výměníků zvoleny.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{c_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})}{c_{\min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{c_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})}{c_{\min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad [-] \quad (55)$$

Efektivita výměníku 1:

$$\epsilon_1 = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{c_c \cdot (T_{12} - T_{11})}{c_{\min} \cdot (T_2 - T_{11})} = \frac{(i_{12} - i_{11})}{(i_{12,id} - i_{11})} \quad [-] \quad (56)$$

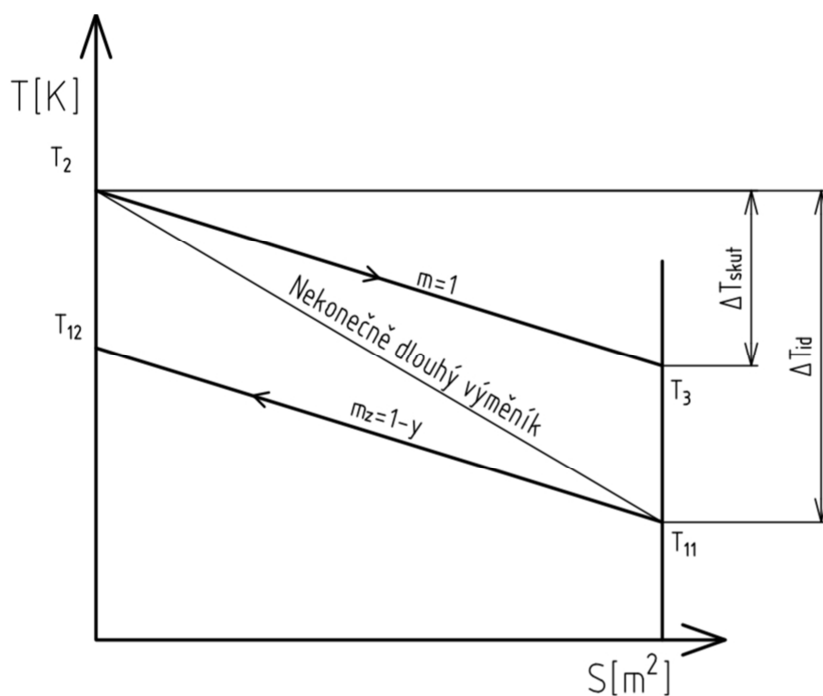
kde platí rovnost $c_c = c_{\min}$

Entalpie ideálního bodu 12 (pro nekonečně dlouhý výměník):

$$i_{12,id} = f(p_{12}, T_2) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (57)$$

Energetická bilance výměníku 1:

$$1 \cdot (i_2 - i_3) = (1 - y) \cdot (i_{12} - i_{11}) \quad [-] \quad (58)$$



Obr. 41 Teplotní spád na výměníku 1, překresleno [81]

Teplá strana výměníku („hot side“) – mezi body 2 a 3

Studená strana výměníku („cold side“) – mezi body 11 a 12

Bod 11 - vstupní bod studené strany

Tlak v bodě 11:

$$p_{11} = p_1 + \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (59)$$

Entalpie v bodě 11 určena z energetické bilance výměníku 1, rovnice (58). Stav 11 je určen iteračně, dle obr. 35. Při počáteční iteraci je entalpie v bodě 12 uvažována stejná jako v bodě 1.

$$i_{11} = i_{12} - \left(\frac{1}{1-y} \right) \cdot (i_2 - i_3) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (60)$$

Teplota v bodě 11:

$$T_{11} = f(p_{11}, i_{11}) \quad [\text{K}] \quad (61)$$

Entropie v bodě 11:

$$s_{11} = f(p_{11}, T_{11}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (62)$$

Bod 12 – výstupní bod studené strany

Tlak v bodě 12:

$$p_{12} = p_1 \quad [\text{Pa}] \quad (63)$$

Entalpie v bodě 12 určena z rovnice pro výpočet efektivity výměníku (56):

$$i_{12} = \epsilon_1 \cdot (i_{12,id} - i_{11}) + i_{11} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (64)$$

Teplota v bodě 12:

$$T_{12} = f(p_{12}, i_{12}) \quad [\text{K}] \quad (65)$$

Entropie v bodě 12:

$$s_{12} = f(p_{12}, T_{12}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (66)$$

Bod 9

Pro první iteraci stav v bodě 9 zvolen stejný jako stav v bodě 13. Skutečný stav dopočítán iteračně dle výpočtu ve výměnících 2 a 3.

Tlak v bodě 9:

$$p_9 = p_{10} \quad [\text{Pa}] \quad (67)$$

Entalpie v bodě 9:

$$i_9 = f(p_9, T_9) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (68)$$

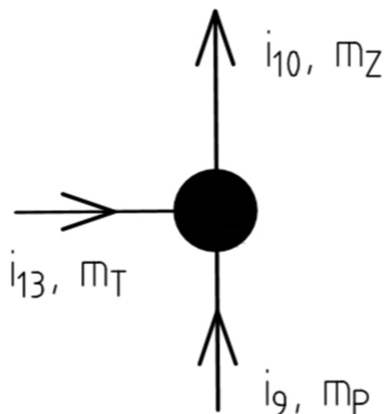
Entropie v bodě 9:

$$s_9 = f(p_9, T_9) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (69)$$

Směšování

Směšovací rovnice pro body 9, 10 a 13:

$$x \cdot i_{13} + (1 - x - y) \cdot i_9 = (1 - y) \cdot i_{10} \quad [-] \quad (70)$$



Obr. 42 Směšování

Bod 10 – výstupní bod směšování

Tlak v bodě 10:

$$p_{10} = p_{13} \quad [\text{Pa}] \quad (71)$$

Entalpie v bodě 10 určena ze směšovací rovnice (70):

$$i_{10} = \frac{x \cdot i_{13} + (1 - x - y) \cdot i_9}{(1 - y)} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (72)$$

Teplota v bodě 10:

$$T_{10} = f(p_{10}, i_{10}) \quad [\text{K}] \quad (73)$$

Entropie v bodě 10:

$$s_{10} = f(p_{10}, T_{10}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (74)$$

Výměník 2

Efektivita výměníku 2:

$$\epsilon_2 = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{c_h \cdot (t_3 - t_4)}{c_{\min} \cdot (t_3 - t_{10})} = \frac{(i_3 - i_4)}{(i_3 - i_{4,id})} \quad [-] \quad (75)$$

kde platí rovnost $c_h = c_{\min}$

Tepelný výkon teplé strany výměníku:

$$Q_h = (1 - x) \cdot (i_3 - i_4) \quad [-] \quad (76)$$

Tepelný výkon studené strany výměníku:

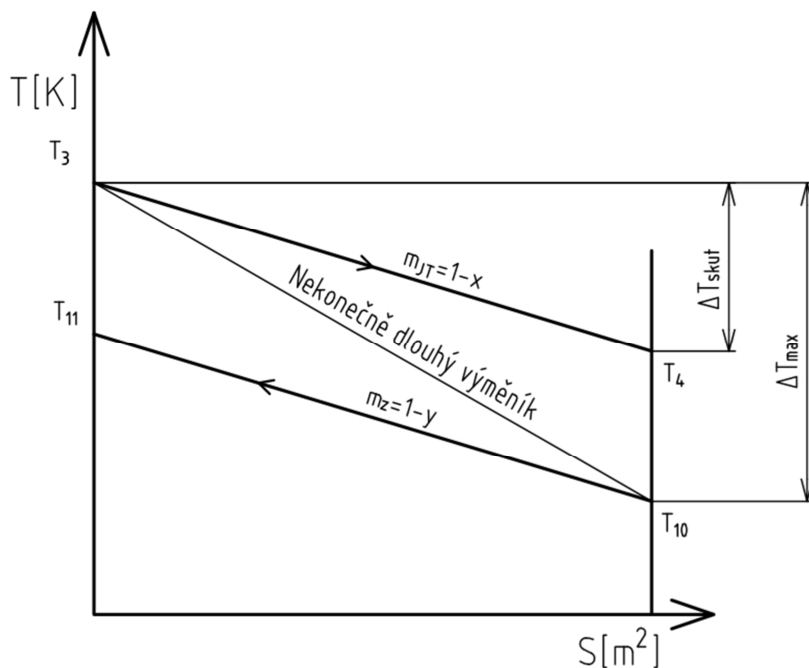
$$Q_c = (1 - y) \cdot (i_{11} - i_{10}) \quad [-] \quad (77)$$

Entalpie ideálního bodu 4 (pro nekonečně dlouhý výměník):

$$i_{4,id} = f(p_4, T_{10}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (78)$$

Energetická bilance výměníku 2:

$$(1 - x) \cdot (i_3 - i_4) = (1 - y) \cdot (i_{11} - i_{10}) \quad [-] \quad (79)$$



Obr. 43 Teplotní spád na výměníku 2, překresleno [81]

Teplá strana výměníku („hot side“) – mezi body 3 a 4

Studená strana výměníku („cold side“) – mezi body 10 a 11

Bod 4 - výstupní bod teplé strany výměníku 2

Tlak v bodě 4:

$$p_4 = p_3 - \Delta p \quad [\text{Pa}] \quad (80)$$

Entalpie v bodě 4 určena z rovnice pro výpočet efektivity výměníku 2 (75)

$$i_4 = i_3 - \epsilon_2 \cdot (i_3 - i_{4,id}) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (81)$$

Teplota v bodě 4:

$$T_4 = f(p_4, i_4) \quad [\text{K}] \quad (82)$$

Entropie v bodě 4:

$$s_4 = f(p_4, T_4) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (83)$$

Výměník 3

Efektivita výměníku 3:

$$\epsilon_3 = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{c_c \cdot (t_9 - t_8)}{c_{min} \cdot (t_4 - t_8)} = \frac{(i_9 - i_8)}{(i_{9,id} - i_8)} \quad [-] \quad (84)$$

kde platí rovnost $c_c = c_{min}$

Tepelný výkon teplé strany výměníku:

$$Q_h = (1 - x) \cdot (i_4 - i_5) \quad [-] \quad (85)$$

Tepelný výkon studené strany výměníku:

$$Q_c = (1 - x - y) \cdot (i_9 - i_8) \quad [-] \quad (86)$$

V průběhu výpočtu je kontrolována energetická bilance výměníku 3, která musí být na konci výpočtu splněna. Entalpie v bodě 5 určena z J-T ventilu.

$$(1 - x) \cdot (i_4 - i_5) = (1 - x - y) \cdot (i_9 - i_8) \quad [-] \quad (87)$$

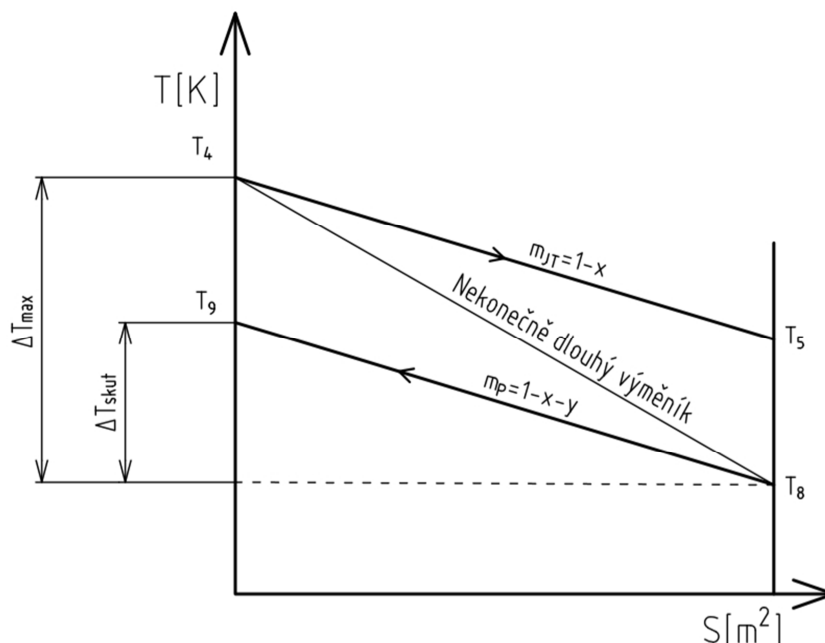
Entalpie ideálního bodu 9 (pro nekonečně dlouhý výměník):

$$i_{9,id} = f(p_9, T_4) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (88)$$

Při výpočtu směšování byl stav v bodě 9 z důvodu získání vstupních dat pro výpočet výměníků 2 a 3 odhadnut. Skutečný stav v bodě 9 je určen z rovnice (89). Dosazením této hodnoty zpět do rovnice směšování se změní podmínky ve výměnících a výpočet je nutné iteračně dokončit, viz obr. 35.

Entalpie v bodě 9 určena z rovnice pro výpočet efektivity výměníku 3 (84)

$$i_9 = i_8 + \epsilon_3 \cdot (i_{9,id} - i_8) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (89)$$



Obr. 44 Teplotní spád na výměníku 3, překresleno [81]

Teplá strana výměníku („hot side“) – mezi body 4 a 5

Studená strana výměníku („cold side“) – mezi body 8 a 9

Určení hmotnostních množství

Úpravou (3) získáme rovnici pro výpočet hlavního hmotnostního průtoku:

$$m = \frac{m_K}{y} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (90)$$

Hmotnostní průtok turbínou:

$$m_T = m \cdot x \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (91)$$

Hmotnostní průtok J-T ventilem:

$$m_{JT} = m - m_T \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (92)$$

Hmotnostní průtok nezkapalněného helia:

$$m_P = m_{JT} - m_K \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (93)$$

Hmotnostní průtok vracejícího se helia:

$$m_Z = m_T + m_P \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (94)$$

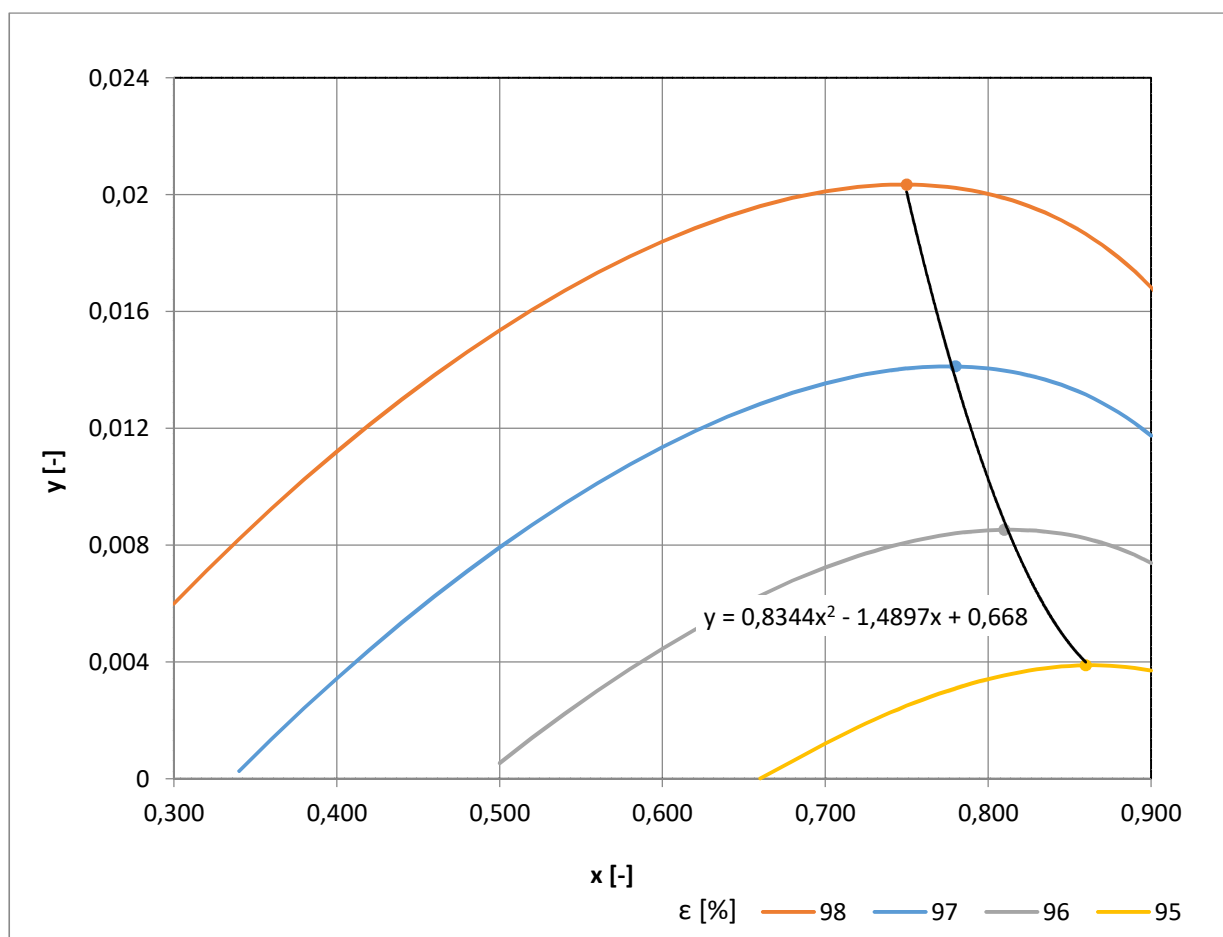
2.2 Optimalizace množství na turbínu a efektivity výměníku

Kapalný výtěžek závisí zejména na množství helia proudícího na turbínu x , efektivitě výměníků tepla $\varepsilon_{1,2,3}$ a účinnosti turbíny η_T . Cílem výpočtu bylo získat maximální kapalný výtěžek při minimální měrné práci kompresoru.

Efektivita výměníků používaných ve zkapalňovacích zařízeních helia se pohybuje v rozmezí 95 – 98 %. Pro všechny tyto efektivit výměníků byl výpočet modifikován a hodnoty zaneseny do grafu. Z grafu 1 je patrné, že s rostoucí efektivitou výměníků a množstvím jdoucím na turbínu roste i kapalný výtěžek y . Pro různé vstupní hodnoty vychází různé optimální body, viz tab. 4. Za tímto optimem dochází opět k poklesu kapalného výtěžku.

Pro maximální hodnoty kapalného výtěžku u jednotlivých efektivit výměníků byla proložena spojnice trendu a nalezena rovnice grafu.

$$y = 0,8344 \cdot x^2 - 1,4897 \cdot x + 0,668 \quad [-] \quad (95)$$



Graf 1 Závislost kapalného výtěžku y , na množství jdoucím na turbínu x

V následující tabulce jsou pro jednotlivé efektivity výměníků vypočteny optimální body. S rostoucí efektivitou výměníku dochází ke snížení potřebného množství na turbínu a zároveň ke zvýšení kapalného výtěžku.

Tab. 4 Závislost kapalného výtěžku na efektivitě výměníků a na množství na turbínu

Efektivita výměníku ϵ [-]	Množství na turbínu x [-]	Kapalný výtěžek y [-]
0,950	0,860	0,00389
0,960	0,815	0,00852
0,970	0,775	0,01412
0,980	0,750	0,02034

2.3 Výsledky výpočtů

Uvedené výsledky v tab. 5 jsou vypočteny pro tyto zvolené okrajové podmínky.

- Tlak vstupního helia: $p_{\text{vstup}} = 101\,325\text{ Pa}$
- Tlak výstupního helia: $p_7 = 116\,325\text{ Pa}$
- Tlakové ztráty výměníků: $\Delta p = 5\,000\text{ Pa}$
- Teplota vstupního helia: $T_{\text{vstup}} = 288,15\text{ K}$
- Teplota za kompresorem: $T_2 = 288,15\text{ K}$
- Množství zkapalněného helia: $m_K = 20\text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,68\text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$
- Množství na turbínu: $x = 0,75$
- Stlačení kompresoru: $\pi_K = 15$
- Účinnost komprese: $\eta_K = 0,7$
- Účinnost expanze: $\eta_T = 0,75$
- Efektivity všech výměníků: $\varepsilon_{1,2,3} = 0,98$

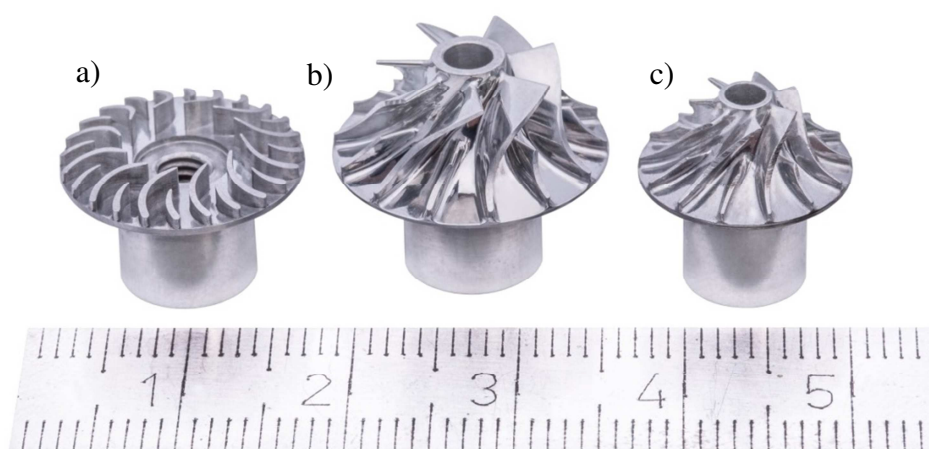
Tab. 5 Výsledky výpočtu Claudeho cyklu

Bod	Tlak [Pa]	Teplota [K]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]	Entropie [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Hmotnostní průtok [g·s ⁻¹]
vstup	101 325	288,15	1501,88	27,80	0,68
1	101 325	288,15	1501,88	27,80	33,28
2	1 519 875	288,15	1506,52	22,18	33,28
3	1 514 875	32,97	174,35	10,80	33,28
4	1 509 875	17,05	84,02	7,04	8,32
5	1 504 875	7,36	18,90	1,38	8,32
6	116 325	4,37	18,90	4,30	8,32
7	116 325	4,37	0,82	0,16	0,68
8	116 325	4,37	20,50	4,66	7,64
9	111 325	16,77	91,39	12,80	7,64
10	111 325	16,75	91,25	12,79	32,60
11	106 325	21,13	114,30	14,11	32,60
12	101 325	282,81	1474,13	27,70	32,60
13	111 325	16,74	91,21	12,79	24,96

3 Návrh průtočných částí expandéru

Jako expandér byla zvolena radiálně axiální turbína. Tyto turbíny se používají zejména jako malé plynové turbíny, parní turbíny a v neposlední řadě jako expanzní turbíny využívané v kryogenní technice. Také bývají součástí malých a velkých turbodmychadel.

Dříve byly v kryogenní technice používány radiální stupně turbíny kvůli jednodušší výrobě při malých rozměrech a velkých tlakových spádech na stupeň. Z důvodu vyšší účinnosti a s vývojem obráběcích technologií se začaly používat radiálně axiální stupně turbíny. Na obr. 45 a) je znázorněno oběžné kolo radiální turbíny, b) a c) znázorňují oběžná kola radiálně axiální turbíny. Jedná se o fotografie reálných oběžných kol z produkce firmy PBS Velká Bíteš.



Obr. 45 Oběžná kola turbín v reálné velikosti [60]

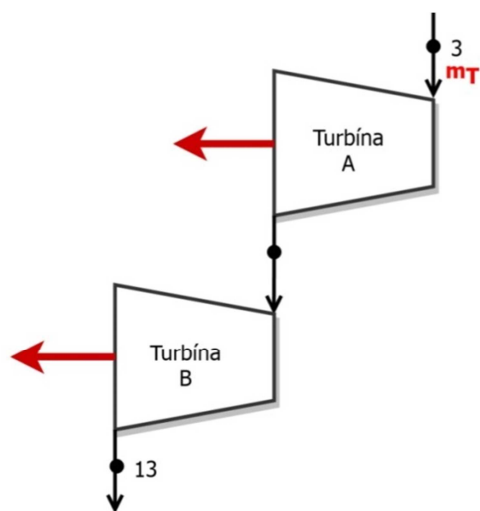
Společnost PBS Velká Bíteš je jednou z mála firem zabývajících se produkcí expanzních turbín pro zkapalňovací zařízení. Tyto turbíny pracují v oblastech velmi nízkých teplot (10 -100 K). Firma vyrábí čtyři velikosti expanzních turbín, dle velikosti hmotnostního průtoku proudícího expandérem a chladicího výkonu [55].

Tab. 6 Hlavní parametry expanzních turbín firmy PBS Velká Bíteš [55]

Typ	Hmotnostní průtok [g·s ⁻¹]	Chladicí výkon [W]	Max. vstupní tlak [MPa]	Vstupní teplota [K]	Maximální otáčky [min ⁻¹]
HEXT 0.5	4 – 10	50 – 500	1,6	10 – 100	350 000
HEXT 1	6 – 25	150 – 1 000	1,6	10 – 100	350 000
HEXT 1.5	10 – 50	200 – 1 500	1,6	10 – 100	350 000
HEXT 2	15 – 150	300 – 2 500	1,6	10 – 100	350 000

3.1 Návrh expandéru

Ve výpočtu Claudeho cyklu je počítáno s jednou expanzí (body 3 – 13). Z důvodu vysokého expanzního poměru je expanze rozdělena na dvě samostatné expanze. Expandéry s radiálně axiálními turbínami jsou ve většině případů navrhovány jako jednostupňové, proto byl proveden detailní návrh pro dvě expanzní turbíny. Vstupní hodnoty pro výpočet expandérů byly vypočteny z Claudeho cyklu v kap. 2. První expandér je označen dolním indexem A, druhý expandér indexem B. Pokud není uvedeno jinak, výpočet vychází z [60, 79, 80].



Obr. 46 Schematické znázornění sestavení expandérů

3.1.1 Bezrozměrné součinitele radiálního stupně turbíny

Pro návrh turbíny musí být určeny bezrozměrné součinitele kinematické podobnosti. Tyto hodnoty ovlivňují rychlostní trojúhelníky a zpracovaný entalpický spád.

Rychlostní součinitel satoru:

$$\varphi = \frac{c_0}{c_{1,iz}} \quad [-] \quad (96)$$

Rychlostní součinitel rotoru:

$$\psi = \frac{w_2}{w_{2,iz}} \quad [-] \quad (97)$$

Stupeň reakce:

$$\rho_k = \frac{\Delta i_c^R}{\Delta i_c^{ST}} \quad [-] \quad (98)$$

Rychlostní poměr:

$$\frac{u_1}{c_0} = \frac{u_1}{\sqrt{2 \cdot h_0}} \quad [-] \quad (99)$$

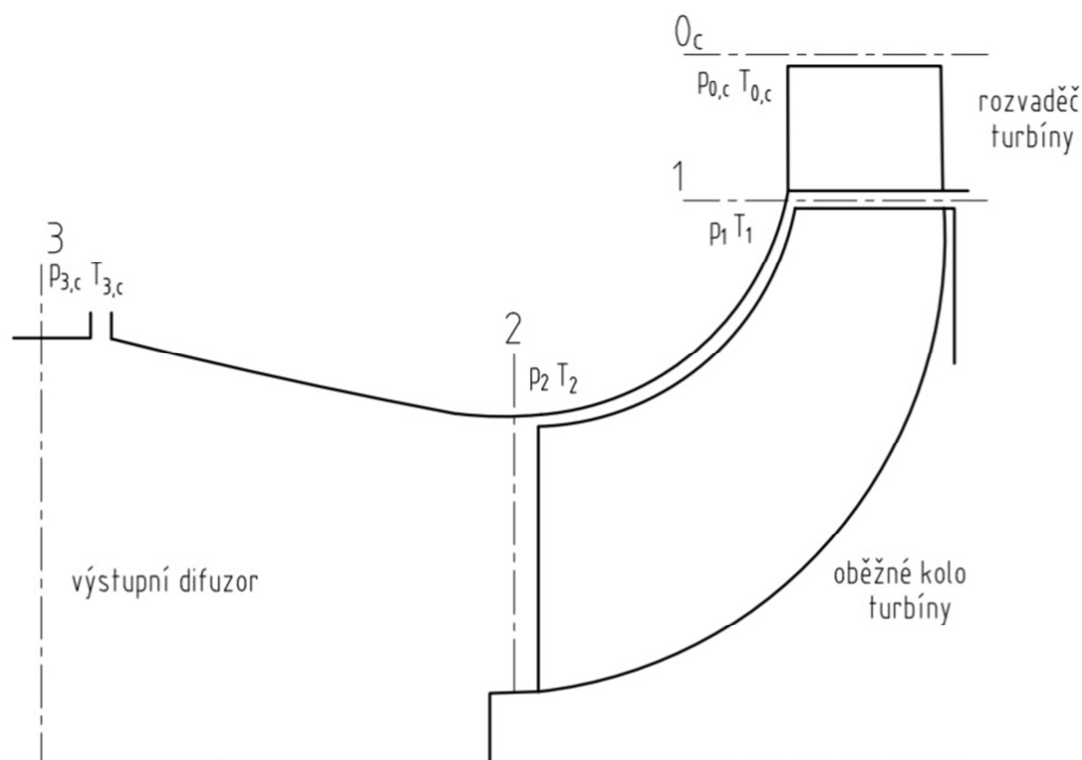
Poměr průměru vstupu a výstupu z kola:

$$v = \frac{d_{2s}}{d_1} \quad [-] \quad (100)$$

Také je zvolen úhel vstupního proudu na výstupu z rozvaděče α_1 a úhel relativního proudu na výstupu z oběžného kola β_2 .

3.1.2 Termodynamický výpočet stupně expandéru

Parametry helia na vstupu do rozváděcí lopatkové řady (dále už jen rozvaděč) jsou označeny dolním indexem 0, stavy na vstupu do oběžné lopatkové řady (oběžné kolo) indexem 1 a stavy na výstupu z oběžné lopatkové řady indexem 2. Pro snížení vysoké rychlosti plynu na výstupu z oběžného kola se za oběžné kolo zařazuje výstupní difuzor. Rovina za výstupním difuzorem je označena indexem 3.



Obr. 47 Meridiánový řez průtočného kanálu turbíny, překresleno [60]

Tab. 7 Vstupní parametry pro expandéry

	Expandér A	Expandér B	
Vstupní tlak	$p_3 = p_{0,c,A}$	$p_{0,c,B} = p_{3,c,A}$	[Pa]
Výstupní tlak	$p_{2,A}$ (zvoleno)	$p_{2,B}$	[Pa]
Vstupní teplota	$T_3 = T_{0,c,A}$	$T_{0,c,B} = T_{2,c,A}$	[K]
Hmotnostní průtok	m_t		[kg·s ⁻¹]

Výstupní statický tlak z expandéru B:

$$p_{2,B} = \zeta_d \cdot p_{13} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (101)$$

kde p_{13} je vypočtený tlak z Claudeho cyklu a $\zeta_d = 0,92$ a jedná se o odhadnutý poměr statického tlaku za stupněm turbíny k celkovému tlaku ve výstupním potrubí z turbíny [81].

Vlastnosti uvažovaného média

Ve výpočtu Claudeho cyklu je uvažován reálný plyn. Z tohoto důvodu je nutné určit kompresibilní faktor Z , na vstupu do expandéru A a výstupu z expandéru B, který je opravným faktorem pro rozdíl v chování reálného a ideálního plynu. Pro ideální plyn je hodnota kompresibilního faktoru $Z = 1$. Z výsledků, viz kap. 3.2 je patrné, že hodnoty Z jsou blízké 1 a při návrhu expandérů lze uvažovat ideální plyn.

$$Z_{0,A} = \frac{p_{0,c,A}}{r \cdot T_{0,c,A} \cdot \rho_{0,A}} \quad [-] \quad (102)$$

$$Z_{2,B} = \frac{p_{2,c,B}}{r \cdot T_{2,c,B} \cdot \rho_{2,B}} \quad [-] \quad (103)$$

Hustota na vstupu do expandéru A:

$$\rho_{0,A} = f(p_{0,c,A}, T_{0,c,A}) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (104)$$

Hustota na výstupu z expandéru B:

$$\rho_{2,B} = f(p_{2,c,B}, T_{2,c,B}) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (105)$$

Měrná plynová konstanta:

$$r = \frac{R}{M} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (106)$$

kde $R = 8314 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a $M = 4,0026 \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$

Entalpie na vstupu do expandéru A:

$$i_{0,c,A} = f(p_{0,c,A}, T_{0,c,A}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (107)$$

Entropie na vstupu do expandéru A:

$$s_{0,c,A} = f(p_{0,c,A}, T_{0,c,A}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (108)$$

Entalpie na výstupu z expandéru B:

$$i_{2,c,B} = f(p_{2,c,B}, T_{2,c,B}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (109)$$

Střední měrná tepelná kapacita:

$$c_p = \frac{\Delta i}{\Delta T} = \frac{i_{0,c,A} - i_{2,c,B}}{T_{0,c,A} - T_{2,c,B}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (110)$$

Poissonova konstanta:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_p - r} \quad [-] \quad (111)$$

Obecný postup výpočtu

Expanzní poměr:

$$\epsilon = \frac{p_2}{p_{0,c}} \quad [-] \quad (112)$$

Celkový izoentropický entalpický spád:

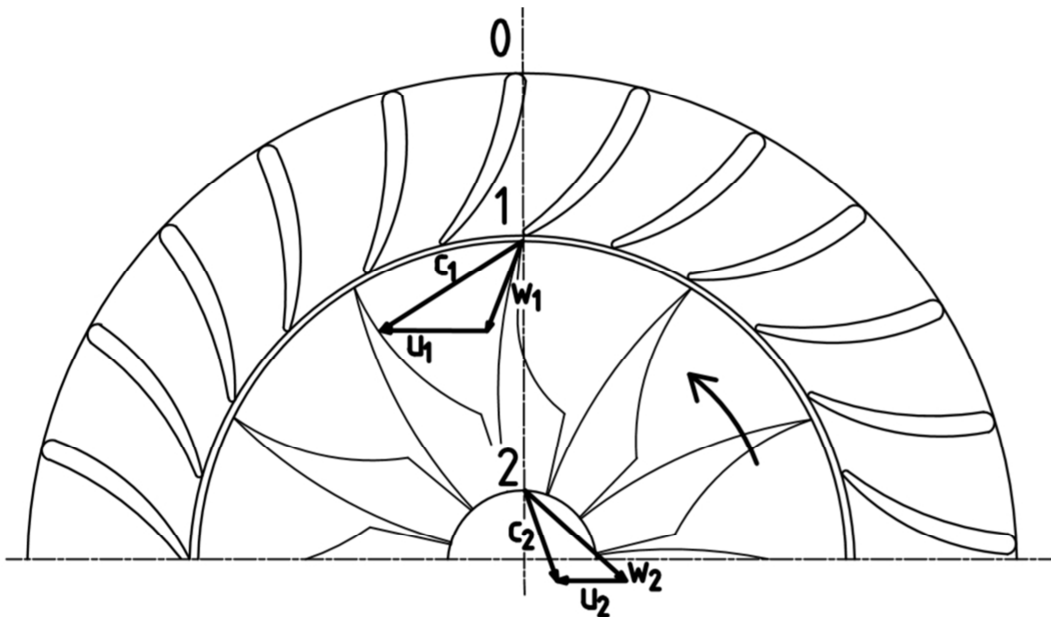
$$\Delta h = c_p \cdot T_{0,c} \cdot \left(1 - \epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (113)$$

Izoentropický entalpický spád daný stupněm reakce – oběžné kolo:

$$\Delta h_{iz}^R = \Delta h \cdot \rho_k \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (114)$$

Izoentropický entalpický spád daný stupněm reakce – rozvaděč:

$$\Delta h_{iz}^S = \Delta h \cdot (1 - \rho_k) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (115)$$



Obr. 48 Schéma lopatek radiálně axiální turbíny, překresleno [80]

Rychlost dosažitelná při ideální expanzi média a odpovídajícím entalpickém spádu:

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta h} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (116)$$

Obvodová rychlost na vstupu do oběžného kola:

$$u_1 = \frac{u_1}{c_0} \cdot c_0 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (117)$$

Ideální rychlost na výstupu z rozvaděče:

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{iz}^s} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (118)$$

Skutečná rychlost na výstupu z rozvaděče:

$$c_1 = c_{1,iz} \cdot \varphi \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (119)$$

Složka absolutní rychlosti v meridiální směru:

$$c_{1,m} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (120)$$

Složka absolutní rychlosti v unášivém směru:

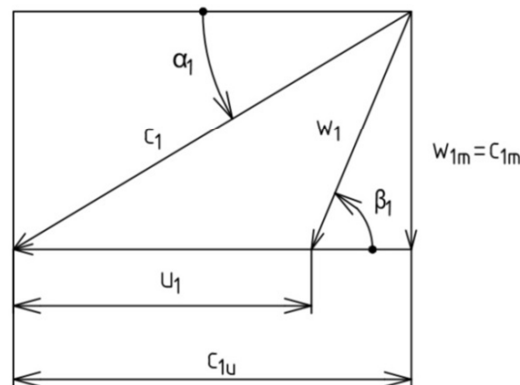
$$c_{1,u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (121)$$

Relativní rychlost:

$$w_1 = \sqrt{c_{1,m}^2 + (c_{1,u} - u_1)^2} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (122)$$

Vstupní úhel lopatky:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_{1,u} - u_1}{w_1}\right) \quad [^\circ] \quad (123)$$



Obr. 49 Vstupní rychlostní trojúhelník [79]

Stavové veličiny na vstupu do oběžného kola:

$$T_1 = T_{0,c} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} \quad [\text{K}] \quad (124)$$

$$T_{1,iz} = T_{0,c} - \frac{c_{1,iz}^2}{2 \cdot c_p} \quad [\text{K}] \quad (125)$$

$$p_1 = p_{0,c} \cdot \left(\frac{T_{1,iz}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad [\text{Pa}] \quad (126)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (127)$$

Machovo číslo na vstupu do rozvaděče:

$$Ma_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \quad [-] \quad (128)$$

Machovo číslo relativní rychlosti na vstupu do rozvaděče:

$$Ma_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \quad [-] \quad (129)$$

Unášivá rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru:

$$u_2 = u_1 \cdot v \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (130)$$

Reheat faktor:

$$(1 + f) = \frac{1 - \varphi^2 \cdot (1 - \rho_k) \cdot \left(1 - \epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}{1 - (1 - \rho_k) \cdot \left(1 - \epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad [-] \quad (131)$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{2 \cdot (1 + f) \cdot \Delta h_{iz}^R + w_1^2 + u_2^2 - u_1^2} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (132)$$

Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v meridiálním směru:

$$w_{2,m} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (133)$$

Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v unášivém směru:

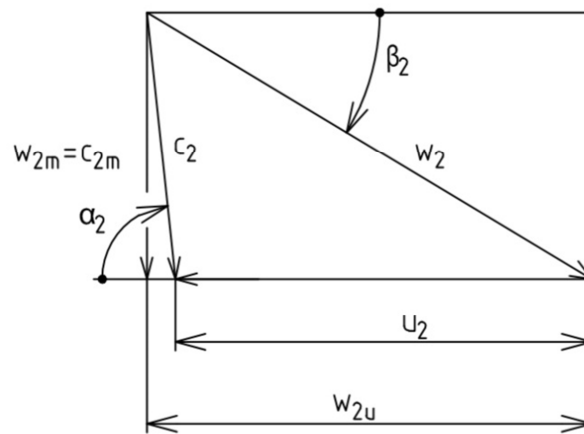
$$w_{2,u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (134)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola:

$$c_2 = \sqrt{w_{2,m}^2 + (u_2 - w_{2,u})^2} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (135)$$

Výstupní úhel proudu:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{w_{2,u} - u_2}{c_2}\right) \quad [^\circ] \quad (136)$$



Obr. 50 Výstupní rychlostní trojúhelník [79]

Ztráty v rozvaděči:

$$z_s = (1 - \rho_k) \cdot (1 - \varphi^2) \quad [-] \quad (137)$$

Ztráty v oběžném kole:

$$z_r = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 \cdot \frac{(1 - \psi^2)}{\Delta h} \quad [-] \quad (138)$$

Ztráty výstupní kinetickou energií:

$$z_{c2} = \frac{c_2^2}{2 \cdot \Delta h} \quad [-] \quad (139)$$

Stavové veličiny na výstupu z oběžného kola:

$$T_2 = T_{0,c} - (1 - z_s - z_r) \cdot \left(T_{0,c} - T_{0,c} \cdot \epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \quad [\text{K}] \quad (140)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (141)$$

Celkové stavy na výstupu z oběžného kola:

$$T_{2,c} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} \quad [\text{K}] \quad (142)$$

$$p_{2,c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2,c}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad [\text{Pa}] \quad (143)$$

Machovo číslo na výstupu z oběžného kola:

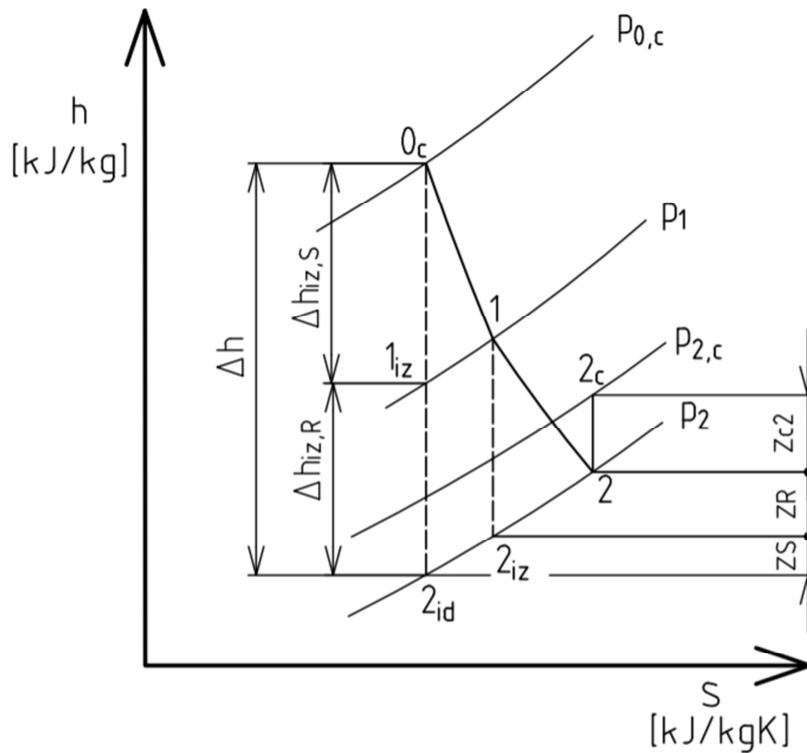
$$Ma_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} \quad [-] \quad (144)$$

Machovo číslo relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola:

$$Ma_{w2} = \frac{w_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} \quad [-] \quad (145)$$

Efektivní účinnost turbíny:

$$\eta_{ef} = 1 - z_s - z_r - z_{c2} \quad [-] \quad (146)$$

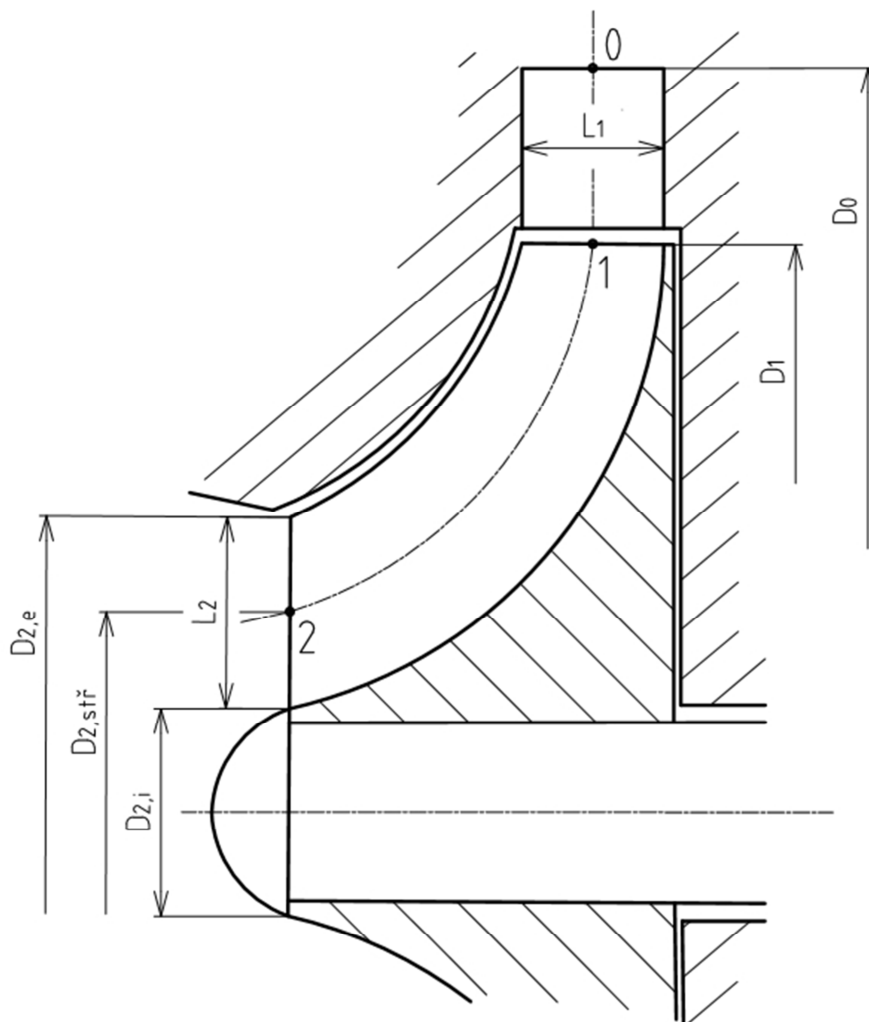


Obr. 51 i-s diagram expanze v turbíně, překresleno [60]

3.1.3 Výpočet hlavních rozměrů stupně expandéru

Tab. 8 Volba součinitelů pro výpočet rozměrů prvního expandéru

Poměr délky rozváděcí lopatky k průměru oběžného kola	L_1/D_1	[-]
Poměr axiální délky lopatky oběžného kola k průměru oběžného kola	L_{ax}/D_1	[-]
Odklon proudu na výstupu z rozvaděče	odklon ₁	[°]
Odklon proudu na výstupu z oběžného kola	odklon ₂	[°]
Meridiální vůle mezi rozvaděčem a oběžným kolem	vůle	[mm]



Obr. 52 Základní rozměry radiálně axiální turbíny, překresleno [80]

Vstupní úhel proudu do oběžného kola:

$$\alpha_{ef,1} = \alpha_1 - odklon_1 \quad [^\circ] \quad (147)$$

Výstupní úhel lopatky:

$$\beta_{ef,2} = \beta_2 - odklon_2 \quad [^\circ] \quad (148)$$

Vstupní plocha oběžného kola:

$$S_1 = \frac{m_T}{\rho_1 \cdot c_1} \quad [\text{m}^2] \quad (149)$$

Průměr oběžného kola na vstupu:

$$D_1 = \sqrt{\frac{S_1}{\pi \cdot \sin \alpha_{ef,1} \cdot \frac{L_1}{D_1}}} \quad [\text{m}] \quad (150)$$

Délka lopatky rozvaděče:

$$L_1 = \frac{L_1}{D_1} \cdot D_1 \quad [\text{m}] \quad (151)$$

Otáčky oběžného kola:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_1} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (152)$$

Střední průměr oběžného kola na výstupu:

$$D_{2,stř} = v \cdot D_1 \quad [\text{m}] \quad (153)$$

Výstupní plocha oběžného kola:

$$S_2 = \frac{m_t}{\rho_2 \cdot w_2} \quad [\text{m}^2] \quad (154)$$

Délka lopatky oběžného kola:

$$L_2 = \frac{S_2}{\pi \cdot D_{2,stř} \cdot \sin \beta_{2,ef}} \quad [\text{m}] \quad (155)$$

Korekce účinnosti:

$$\frac{v_{\text{ůle}}}{L_{stř}} = \frac{2 \cdot v_{\text{ůle}}}{(L_2 + L_1)} \quad [-] \quad (156)$$

Korigovaná účinnost:

$$\eta_{kor} = \eta_{ef} - \frac{v_{ule}}{L_{stř}} \quad [-] \quad (157)$$

Vnitřní průměr na výstupu z oběžného kola:

$$D_{2,i} = D_{2,stř} - L_2 \quad [m] \quad (158)$$

Vnější průměr na výstupu z oběžného kola:

$$D_{2,e} = D_{2,stř} + L_2 \quad [m] \quad (159)$$

Šířka oběžného kola v axiálním směru:

$$L_{ax} = \frac{L_{ax}}{D_1} \cdot D_1 \quad [m] \quad (160)$$

Výkon turbíny:

$$P_T = m_T \cdot \Delta h \cdot \eta_{kor} \quad [W] \quad (161)$$

Návrh hlavních parametrů připojovacích trubek

Průměr hrdla vstupní trubky do rozvaděče:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot m_t}{\pi \cdot \rho_0 \cdot c'_0}} \quad [m] \quad (162)$$

Rychlost proudění na vstupu:

$$c'_0 \leq \sqrt{2 \cdot \xi_v \cdot \Delta h} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (163)$$

kde $\xi_v = 0,005$ a jedná se o ztrátu kinetické energie vstupní rychlosti [82]

Průměr výstupního hrdla difuzoru:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot m_t}{\pi \cdot \rho_3 \cdot c'_3}} \quad [m] \quad (164)$$

Výstupní tlak difuzoru:

$$p_{3,c} = p_{2,c} \cdot \zeta_t \quad [m] \quad (165)$$

kde $\zeta_t = 0,98$ ztráta celkového tlaku na výstupu z difuzoru [82]

Výstupní hustota difuzoru:

$$\rho_3 = f(p_{3,c}, T_{2,c}) \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (166)$$

Výstupní rychlost proudění difuzoru:

$$c'_3 \leq \sqrt{2 \cdot \xi_v \cdot \Delta h} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (167)$$

kde $\xi_v = 0,005$ a jedná se o ztrátu kinetické energie výstupní rychlosti [82]

3.2 Výsledky výpočtu expandérů

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky výpočtu obou expandérů. Tabulka také obsahuje určené bezrozměrné veličiny a koeficienty použité při výpočtu.

Tab. 9 Určené koeficienty a výsledky výpočtu obou turbín

		Expandér A	Expandér B	
Vstupní tlak	p_{0c}	1 509 875	609 688	[Pa]
Výstupní tlak	p_2	600 000	102 419	[Pa]
Vstupní teplota	$T_{0,c}$	32,82	25,56	[K]
Hmotnostní průtok	m_t	0,02496		$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
Zvolené bezrozměrné součinitele a úhly				
Stupeň reakce	ρ_k	0,45	0,45	[-]
Rychlostní součinitel statoru	φ	0,88	0,88	[-]
Rychlostní součinitel rotoru	ψ	0,64	0,65	[-]
Poměr mezi obvodovou a absolutní rychlostí	u_t/c_0	0,61	0,62	[-]
Poměr průměru vstupu a výstupu kola	v	0,49	0,54	[-]
Úhel vstupního proudu na výstupu z rovaděče	α_1	16,50	16,50	[°]
Úhel relativního proudu na výstupu z oběžného kola	β_2	37	42	[°]
Vlastnosti uvažovaného média				
Kompresibilní faktor na vstupu do expandéru A	Z_A	1,03		[-]
Kompresibilní faktor na výstupu z expandéru B	Z_B	1,03		[-]
Hustota na vstupu do expandéru	ρ_0	21,45	11,41	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
Hustota na výstupu z expandéru	ρ_2	11,41	3,22	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$

Entalpie na vstupu do expandéru	$i_{0,c}$	173 561	135 890	[J·kg ⁻¹]
Entropie na vstupu do expandéru	$s_{0,c}$	10 784	11 404	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Poissonova konstanta	κ	1,68		[-]
Specifická plynová konstanta	r	2077,15		[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Měrná tepelná kapacita, p = konst.	c_p	5 121,34		[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Obecný postup výpočtu				
Expanzní poměr	ε	0,40	0,17	[-]
Celkový izoentropický entalpický spád	Δh	52 479	67 423	[J·kg ⁻¹]
Izoentropický ent. spád oběžného kola	Δh_{iz}^R	23 615	30 340	[J·kg ⁻¹]
Izoentropický ent. spád rozvaděče	Δh_{iz}^S	28 863	37 082	[J·kg ⁻¹]
Rychlost dosažitelná při ideální expanzi	c_0	323,98	367,21	[m·s ⁻¹]
Obvodová rychlost na vstupu do oběžného kola	u_1	197,62	227,67	[m·s ⁻¹]
Ideální rychlost na výstupu z rozvaděče	$c_{1,iz}$	240,27	272,33	[m·s ⁻¹]
Skut. rychlost na výstupu z rozvaděče	c_1	211,43	239,65	[m·s ⁻¹]
Složka absolutní rychlosti v meridiálním řezu	$c_{1,m}$	60,05	68,07	[m·s ⁻¹]
Složka absolutní rychlosti v unášivém směru	$c_{1,u}$	202,73	229,78	[m·s ⁻¹]
Relativní rychlost	w_1	60,27	67,10	[m·s ⁻¹]
Vstupní úhel lopatky	β_1	85,14	88,22	[°]
Stavové veličiny na vstupu do oběžného kola				
Teplota na vstupu do oběžného kola	T_1	28,46	19,96	[K]
Izoentropická teplota na vstupu do oběžného kola	$T_{1,iz}$	27,18	18,32	[K]
Tlak na vstupu do oběžného kola	p_1	948 844	268 252	[Pa]
Hustota na vstupu do oběžného kola	ρ_1	16,05	6,47	[kg·m ⁻³]
Machovo číslo na vstupu do rozvaděče	Ma_{c1}	0,67	0,91	[-]
Machovo číslo relativní rychlosti na vstupu do rozvaděče	Ma_{w1}	0,19	0,26	[-]
Reheat faktor	$(1+f)$	1,05	1,09	[-]
Unášivá rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru	u_2	96,84	122,94	[m·s ⁻¹]
Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru	w_2	97,89	119,87	[m·s ⁻¹]

Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v meridiálním směru	$w_{2,m}$	58,91	80,21	$[m \cdot s^{-1}]$
Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v unášivém směru	$w_{2,u}$	78,18	89,08	$[m \cdot s^{-1}]$
Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola	c_2	61,80	87,06	$[m \cdot s^{-1}]$
Výstupní úhel proudu	α_2	107,57	112,89	$[^\circ]$
Ztráty v rozvaděči	z_s	0,12	0,12	$[-]$
Ztráty v oběžném kole	z_r	0,12	0,15	$[-]$
Ztráty výstupní kinetickou energií	z_{c2}	0,04	0,06	$[-]$
Stavové veličiny na výstupu z oběžného kola				
Teplota na výstupu z oběžného kola	T_2	25,19	15,95	$[K]$
Hustota na výstupu z oběžného kola	ρ_2	11,47	3,02	$[Pa]$
Celková teplota na výstupu z oběžného kola	$T_{2,c}$	25,57	16,69	$[K]$
Celkový tlak na výstupu z oběžného kola	$p_{2,c}$	622 130	114 535	$[K]$
Machovo číslo na výstupu z oběžného kola	Ma_{c2}	0,21	0,37	$[-]$
Machovo kola číslo relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola	Ma_{w2}	0,33	0,51	$[-]$
Kontrola poměru rychlostí	w_2/w_1	1,62	1,76	$[-]$
Efektivní účinnost turbíny	η_{ef}	0,71	0,67	$[-]$
Výkon turbíny	P_T	926,96	1 134,03	$[W]$
Celkový výkon turbín	Q	2 061,91		$[W]$
Odhad součinitelů				
Poměr délky rozváděcí lopatky k průměru oběžného kola	L_1/D_1	0,06	0,07	$[-]$
Poměr axiální délky lopatky oběžného kola k průměru ob. kola	L_{ax}/D_1	0,30	0,30	$[-]$
Odklon proudu na výstupu z rozvaděče	$odklon_1$	0,50	0,50	$[^\circ]$
Odklon proudu na výstupu z oběžného kola	$odklon_2$	2,00	2,00	$[^\circ]$
Meridiální vůle mezi rozvaděčem a oběžným kolem	$vůle$	0,0004	0,0005	$[mm]$
Hlavní rozměry turbíny				
Vstupní úhel proudu do oběžného kola	$\alpha_{ef,1}$	16	16	$[^\circ]$
Výstupní úhel lopatky	$\beta_{ef,2}$	35	40	$[^\circ]$

Vstupní plocha oběžného kola	S_1	0,0000074	0,000016	[m ²]
Průměr oběžného kola na vstupu	D_1	0,01190	0,01630	[m]
Délka lopatky rozvaděče	L_1	0,00071	0,00114	[m]
Otáčky oběžného kola	n	317 255	266 840	[min ⁻¹]
Střední průměr oběžného kola na výstupu	$D_{2,stř}$	0,00583	0,00880	[m]
Výstupní plocha oběžného kola	S_2	0,00002	0,00007	[m ²]
Délka lopatky oběžného kola	L_2	0,00212	0,00379	[m]
Korekce účinnosti	$v_{ůle}/L_{stř}$	0,00028	0,00020	[-]
Korigovaná účinnost	η_{kor}	0,70766	0,67386	[-]
Vnitřní průměr na výstupu z oběžného kola	$D_{2,i}$	0,00371	0,00501	[m]
Vnější průměr na výstupu z oběžného kola	$D_{2,e}$	0,00795	0,01259	[m]
Šířka oběžného kola v axiálním směru	L_{ax}	0,00357	0,00489	[m]
Kontrola délky lopatky vůči průměru	$L_2/D_{2,i}$	0,57024	0,75693	[-]
Hlavní rozměry připojovacích trubek				
Vstupní průměr připojovací trubky	D_0	0,00804	0,01036	[m]
Rychlost na vstupu připojovací trubky	c_0	22,91	25,97	[m·s ⁻¹]
Výstupní průměr difuzoru	D_3	0,01103	0,01939	[m]
Tlak na výstupu z difuzoru	$p_{3,c}$	609 687	112 244	[Pa]
Teplota na výstupu z difuzoru	$T_{3,c}$	25,56	16,69	[K]
Hustota na výstupu z difuzoru	ρ_3	11,41	3,25	[kg·m ⁻³]
Rychlost na výstupu z difuzoru	c_3	22,91	25,97	[m·s ⁻¹]

3.3 Ověření výsledků

Skutečná entalpie na výstupu z expandérů:

$$i_{3,skut} = f(p_{3,c,B}, T_{3,c,B}) = 90\,952,60 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (168)$$

Entalpie na izoentropě:

$$i_{3,iz,A} = f(p_{3,c,B}, s_{0,A}) = 63\,492,56 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (169)$$

Celková účinnost expanze:

$$\eta_c = \frac{i_{0,A} - i_{2,skut}}{i_{0,A} - i_{2,iz,A}} = 0,751 \cdot 100 \% = 75,1 \% \quad (170)$$

V následující tabulce se nachází hodnoty vypočítané pomocí Claudeho cyklu, viz kap. 2, a odpovídající hodnoty vypočtené při návrhu expandérů. Výsledky vypočtené při návrhu expandérů jsou v souladu s vypočtenými hodnotami z Claudeho cyklu. Rozdíly mezi oběma výpočty jsou v toleranci, do 1 %, přijatelné pro zadavatele práce.

Tab. 10 Porovnání výsledků Claudeho cyklu a výsledků z návrhu expandérů

	Claudeho cyklus	Výpočet expandérů
Účinnost expanze [%]	75	75,1
Výstupní tlak [Pa]	111 325	112 244
Výstupní teplota [K]	16,74	16,69
Entalpie na výstupu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	91 216	90 952

4 Ekonomické porovnání zkapalňovacích zařízení s nákupem kapalného helia

V této kapitole je řešeno porovnání vhodnosti použití expandéru s vířivou brzdou, expandéru s elektrickým generátorem a nákup již zkapalněného helia. Náklady na zkapalňovací zařízení a parametry těchto zařízení vychází z osobních konzultací s pracovníky PBS Velká Bíteš [60]. Jedná se o zaokrouhlené hodnoty, přesné částky jsou interními informacemi této firmy. Ceny v této oblasti není možno volně získat, trh je poměrně omezený a ceny jsou poskytovány pouze vážným zákazníkům.

Vlastní výpočet byl proveden v programu Excel. Pro lepší porovnání byla provedena analýza pro různé velikosti a výkony expandérů. V tab. 11 a tab. 12 jsou uvedeny investice závislé na výkonu expandérů. Také jsou zde uvedeny vypočtené hodnoty výkonů zařízení z Claudeho cyklu, viz kap. 2, pro různé výkony zkapalňovačů.

Počáteční investice zahrnují náklady na všechna technická zařízení, nezahrnují cenu plynného helia. Ta je ve výpočtu uvažována zvlášť a k počáteční investici připočítána. Investice plynného helia se pro různé provozní režimy liší. Pro přerušovaný provoz, v rozsahu malého výzkumného zařízení, se dá očekávat nízká spotřeba helia. Pro trvalý provoz je množství, a tedy i cena nakoupeného helia vyšší. V porovnání nejsou uvažovány ztráty helia při provozu, je započítána pouze počáteční investice nákupu plynného helia. V obou případech je uvažováno se zachycováním plynného helia po odpaření v použitém zařízení.

Tab. 11 Zkapalňovací zařízení s vířivou brzdou⁵

Zkapalňovací zařízení s vířivou brzdou			
Výkonové hladiny zkapalňovacího zařízení [$\text{l He}\cdot\text{h}^{-1}$]	až 30	30-50	nad 50
Uvažované množství plynného/zkapalněného helia [$\text{l He}\cdot\text{h}^{-1}$]	20	40	60
Výkon kompresoru [kW]	52	107	161
Mařený výkon expandéru [kW]	2	4,2	6,3
Počáteční investice zkapalňovače [Kč]	27 mil.	30 mil.	34 mil.
Počáteční investice plynného helia ⁶ [Kč]	1,3 mil.	2,6 mil	5,2 mil

⁵ Výpočet platí analogicky i pro zkapalňovací zařízení s kompresorovou brzdou v uzavřeném cyklu (viz obr. 31)

⁶ Cena za uvažované množství helia potřebného pro zkapalňování.

Tab. 12 Zkapalňovací zařízení s elektrickým generátorem

Zkapalňovací zařízení s elektrickým generátorem			
Výkonové hladiny zkapalňovacího zařízení [$\text{l He}\cdot\text{h}^{-1}$]	až 30	30-50	nad 50
Uvažované množství plynného/zkapalněného helia [$\text{l He}\cdot\text{h}^{-1}$]	20	40	60
Výkon kompresoru [kW]	52	107	161
Výkon expandéru [kW]	2	4,2	6,3
Účinnost generátoru [%]	75 (asynchronní g. ⁷)	90 (synchronní g.)	90 (synchronní g.)
Čistý výkon el. generátoru [kW]	1,4	3,78	5,67
Počáteční investice zkapalňovače [Kč]	28 mil.	33 mil.	38 mil.
Počáteční investice plynného helia [Kč]	1,3 mil.	2,6 mil	5,2 mil

Pro zkapalňovač je optimální práce v nepřetržitém provozu, pouze s odstávkami na nutnou údržbu. V tomto režimu je provoz výrazně efektivnější než při přerušovaném provozu, který se využívá v případě nižší potřeby kapalného helia. Problémem je obtížná skladovatelnost helia zejména z důvodu vysokých ztrát při jeho skladování. Ze zkušeností pracovníků PBS Velká Bíteš vyplývá, že náběh zařízení trvá až 48 h, což je zanedbatelné při trvalém provozu, ale při přerušovaném provozu se výrazně promítá do ceny helia a prodlužuje dobu návratnosti zařízení.

Tab. 13 Provozní doba zkapalňovacího zařízení

Provozní doba zařízení			
Nepřetržitý provoz, (15 dnů v roce servis)	24/7	350 d	<u>8400 h</u>

Rozdíl mezi cenou nakupovaného a vyrobeného kapalného helia:

- Cena prodáváného kapalného helia: 400 Kč/l kapalného helia. Jedná se o tržní cenu helia. V ceně je zahrnuta cena helia, zkapalnění, skladování, doprava, investice do výrobního zařízení, a zisk výrobní firmy.
- Cena kapalného helia při jeho výrobě ve vlastní firmě a na vlastním zařízení: 100 Kč/l kapalného helia. V této ceně jsou zahrnuty všechny investiční a provozní náklady.

⁷ Pro nízké výkony použití asynchronního motoru z důvodu vysokých otáček (konstrukční hledisko, pevnost rotoru)

Náklady na pořízení a provoz zkapalňovacího zařízení s vířivou brzdou/elektrickým generátorem:

- celková investice zkapalňovacího zařízení
- cena nakoupeného plynného helia
- provoz a chlazení kompresoru
- provoz a chlazení vířivé brzdy/elektrického generátoru
- ztráty množství helia při provozu a uskladňování
- provoz a údržba zařízení

Při použití elektrického generátoru je nutno odečíst cenu vyrobené elektrické energie, která zvýhodňuje tento způsob výroby.

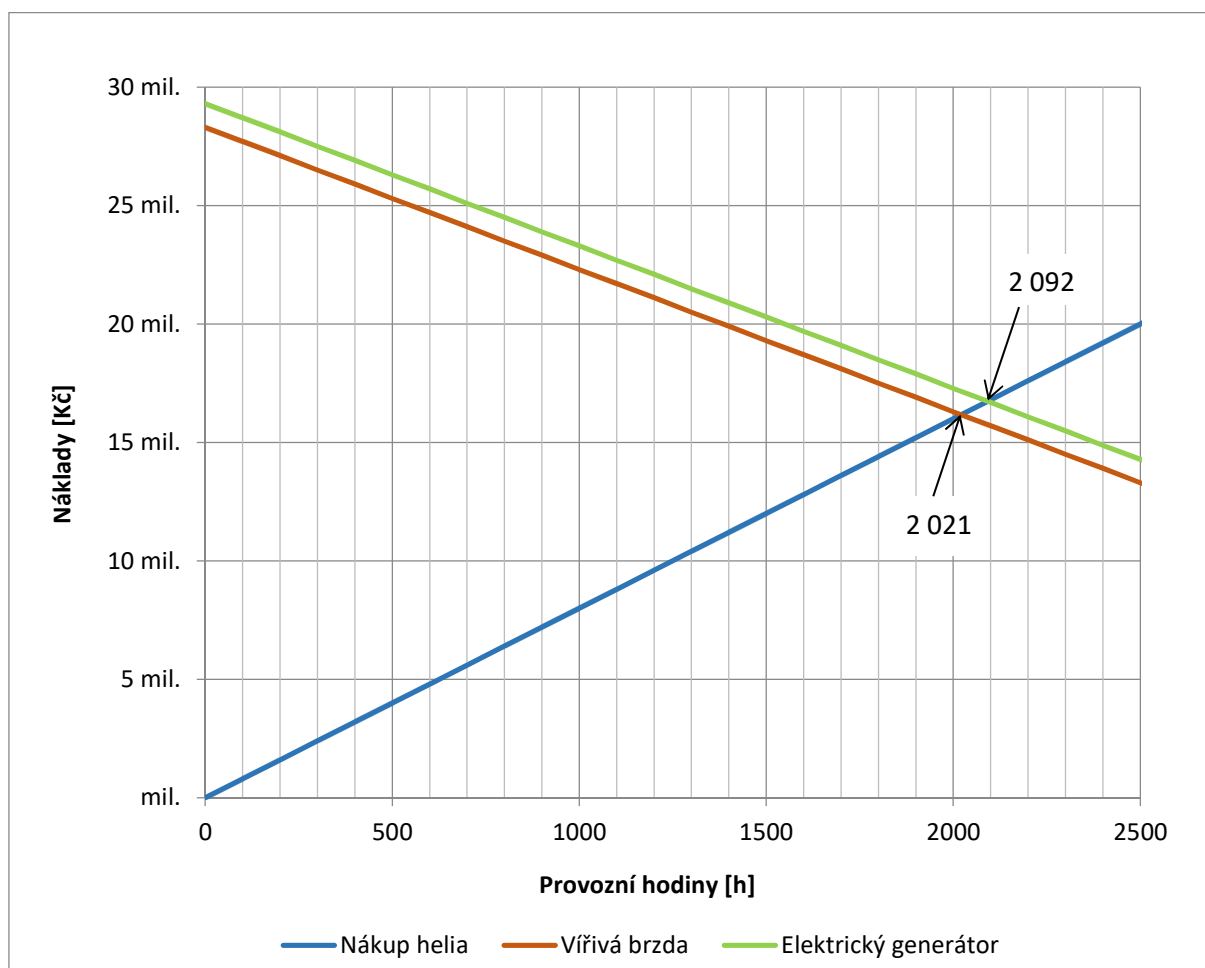
4.1 Posouzení návratnosti investice do zkapalňovacího zařízení vůči nákupu kapalného helia

Přestože je zkapalňovací zařízení velmi nákladné, investice do něj se v porovnání s nákupem kapalného helia velmi rychle vrátí. Podmínkou pro dosažení návratnosti je stabilní a rovnoměrná spotřeba kapalného helia. Zkapalňovací zařízení je nutno udržet v nepřetržitém provozu s minimálními odstávkami.

Návratnost investice zkapalňovacího zařízení pro $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ zkapalněného helia, s:

- vířivou brzdou po 2 021 h provozu (84 dnů provozu)
- elektrickým generátorem po 2 092 h provozu (87 dnů provozu)

Z grafu 2 vyplývá jednoznačná výhoda provozování vlastního zkapalňovacího zařízení.



Graf 2 Porovnání nákupu a výroby kapalného helia – $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$

V tab. 14 jsou uvedeny výsledky pro vyšší výkonové hladiny zkapalňovacích zařízení. Z vypočítaných hodnot je patrné, že s růstem výkonu zařízení se zkracuje doba, od kdy je výhodnější mít vlastní zkapalňovací zařízení.

Tab. 14 Posouzení návratnosti zkapalňovacích zařízení vůči nákupu kapalného helia pro vyšší výkonové hladiny

Množství zkapalněného helia [$\text{l He} \cdot \text{h}^{-1}$]	20	40	60
Provozní doba – vířivá brzda [h]	2 021 (84 dnů)	1 164 (48 dnů)	933 (38 dnů)
Provozní doba – el. generátor [h]	2 092 (87 dnů)	1 217 (50 dnů)	956 (49 dnů)

4.2 Posouzení vhodnosti el. generátoru vůči vířivé brzdě

Elektrický generátor produkuje využitelnou elektrickou energii, proto je vhodné porovnat provoz tohoto zkapalňovacího zařízení vůči zařízení s vířivou brzdou, která veškerou energii maří bez dalšího využití.

Z výpočtu vyplývá, že investice do zkapalňovacího zařízení o nižším výkonu, zkapalňující 20 $\text{l He} \cdot \text{h}^{-1}$, se vrátí až po poměrně dlouhé době – 133 333 h (15,8 let). Uvažovaná životnost elektrického generátoru, zejména elektroniky (měnič) je 10 let, proto není vhodný pro zkapalňovací zařízení s nižšími výkony. Generátor je efektivní pro zkapalňovací zařízení s vysokým výkonem, nad 60 $\text{l He} \cdot \text{h}^{-1}$. V tab. 15 jsou uvedeny minimální hodnoty provozní doby, od kdy je výhodnější provoz zkapalňovače s elektrickým generátorem.

Cena generované elektřiny za 1h:

$$E = Q_g \cdot \eta_g \cdot \text{cena el. energie} \quad [\text{Kč}] \quad (171)$$

kde, E – cena generované elektřiny [Kč], Q_g – výkon generátoru [kW], η_g – účinnost generátoru [-], cena el. energie – tržní cena [$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$]

Tab. 15 Minimální provozní doba, od které se vyplatí provoz el. generátoru vůči vířivé brzdě

Množství zkapalněného helia [$\text{l He} \cdot \text{h}^{-1}$]	20	40	60
Provozní doba [h]	133 333 (15,8 let)	79 365 (9,4 let)	35 273 (4,1 roku)

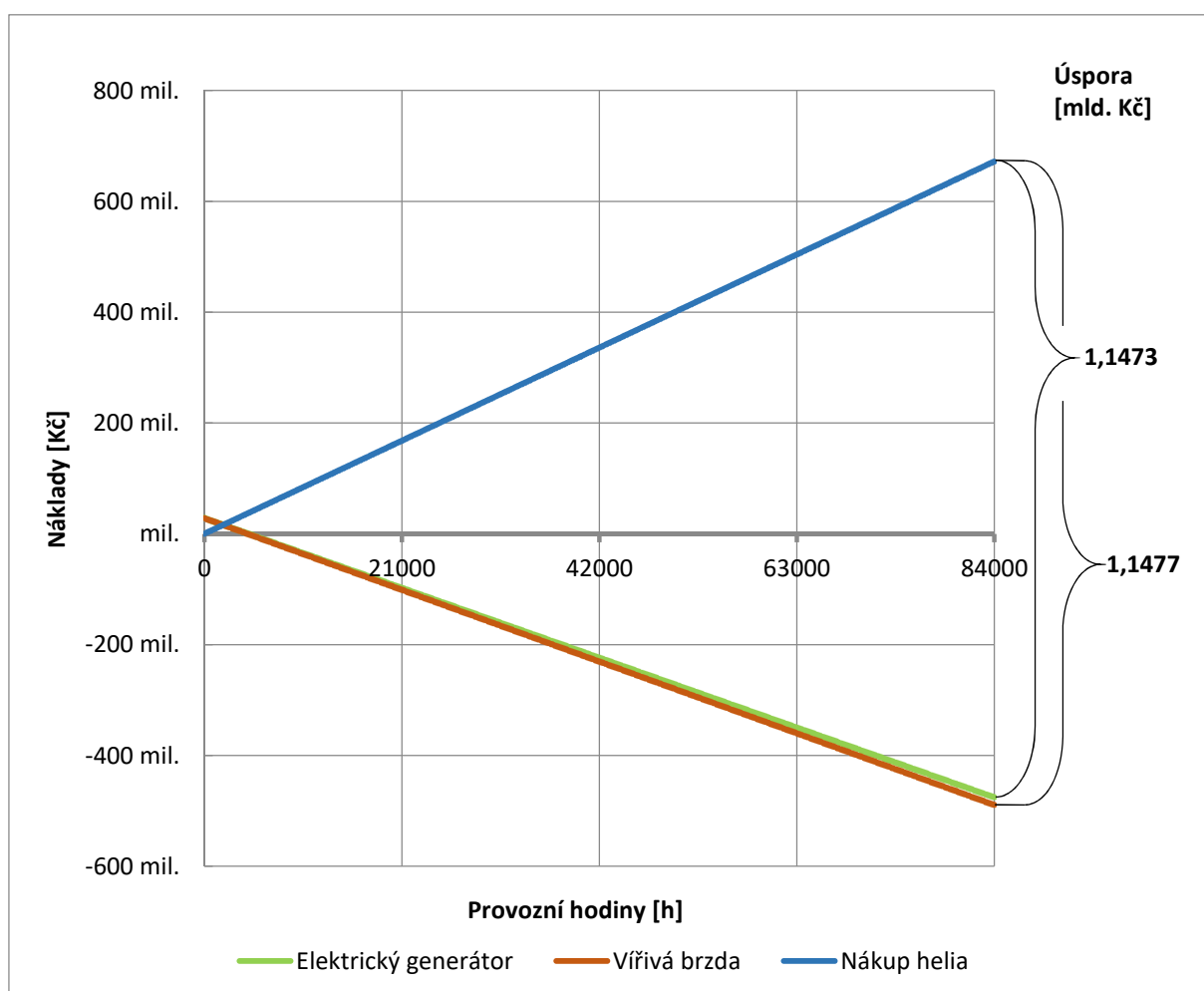
4.3 Porovnání nákupu a výroby kapalného helia za 10 let

Pořízení zkapalňovacího zařízení se provozovateli oproti nákupu zkapalněného helia vyplatí, jak vyplývá z obr. 53.

Rozdíl mezi částkou vydanou za nákup helia a investicí a provozu nejčastěji používaného zkapalňovacího zařízení vyrábějícího $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ kapalného helia:

- vířivou brzdou: 1,1477 mld. Kč
- elektrickým generátorem: 1,1473 mld. Kč

Ve výpočtu je uvažováno 10 let (84 000 h provozu) z důvodu životnosti hlavních komponent zařízení. Je předpokládáno, že zařízení vydrží v provozu nejméně 10 let do generální opravy.



Obr. 53 Porovnání nákupu a výroby kapalného helia - $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$, po 10 letech provozu

V tab. 16 jsou uvedeny hodnoty pro vyšší výkonové hladiny zkapalňovacích zařízení. Z tabulky vyplývá výhodnost pořízení vlastního zařízení ve srovnání s nákupem helia, zvlášť při vyšší spotřebě helia. Se zvyšujícím se výkonem se také zvyšuje výhodnost použití zkapalňovacího zařízení s elektrickým generátorem. Avšak při stávající výši pořizovacích cen těchto zařízení nemá generátor vůči vířivé brzdě výrazný ekonomický přínos.

Tab. 16 Úspora po 10 letech provozu

Množství zkapalněného helia [$\text{l He}\cdot\text{h}^{-1}$]	20	40	60
Úspora – vířivá brzda [Kč]	1,1477 mld.	2,3194 mld.	3,4888 mld.
Úspora – elektrický generátor [Kč]	1,1473 mld.	2,3195 mld.	3,4902 mld.

Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo provést popis technologií pro zkapalňování helia, navrhnout jednoduchý zkapalňovací cyklus a průtočné části expandéru vhodného pro vybraný cyklus. Dalším cílem bylo provést ekonomické posouzení návratnosti investice zkapalňovacího zařízení vůči nákupu kapalného helia.

V první části práce byl popsán historický vývoj zkapalňování různých plynů, vlastnosti helia a jeho těžba. Nejvýznamnějším producentem plynného helia ve světě je USA a v Evropě Polsko. Zkapalňování helia se zabývá pouze několik firem – např. Air Liquide, Linde Kryotechnik, IHI. Kapalné helium je využíváno pro potřebu chlazení částí přístrojů na extrémně nízké teploty, často z důvodu dosažení supravodivosti - urychlovače částic, magnetická rezonance, tokamaky.

Pro zkapalňování plynů je využíváno několik typů dochlazovacích a zkapalňovacích cyklů. Pro návrh a výpočet cyklu byl z důvodu vysoké účinnosti a nízké energetické náročnosti vybrán Claudeho cyklus. Claudeův cyklus se skládá spojením dvou cyklů, J-T a předchlazovacího cyklu. Pomocí kombinace těchto dvou cyklů je možné dosáhnout velmi nízkých teplot a tento cyklus je velmi efektivní. Pro tento cyklus byl zpracován detailní popis hlavních součástí používaných při konstrukci zkapalňovacích zařízení.

Následně byl vytvořen matematický model v programu MS Excel s použitým doplňkem pro termodynamické výpočty – CoolProp. Ve výpočtu bylo použito několik hlavních předpokladů: reálný plyn, škrcení na J-T ventilu je dokonalý izoentalpický děj, zanedbatelné ztráty tepla, konstantní stlačení kompresoru, účinnost expanze a komprese a efektivita všech tepelných výměníků. Ze zadaných vstupních parametrů byly určeny stavové veličiny v jednotlivých bodech zkapalňovače pomocí sestavených rovnic a iteračního výpočtu. Výpočet lze využít pro různé výkonové hladiny zkapalňovacích zařízení. Výsledkem modelu byl optimalizovaný cyklus pro získání kapalného výtěžku $20 \text{ l He} \cdot \text{h}^{-1}$.

Kapalný výtěžek závisí zejména na množství helia proudícího na turbínu, efektivitě výměníků tepla a účinnosti turbíny. Výpočet byl proveden pro různé efektivitu výměníků (95 – 98 %). Z výpočtu je patrné, že s rostoucí efektivitou výměníků a množstvím jdoucím na turbínu roste i kapalný výtěžek. Pro různé vstupní hodnoty vychází různé optimální body. Za tímto optimum dochází opět k poklesu kapalného výtěžku.

Návrh expandéru byl proveden dle parametrů vypočteného a optimalizovaného zkapalňovacího cyklu. Z důvodu vysokého expanzního poměru byly navrženy dvě jednostupňové radiálně axiální turbíny. Oběžné kolo expandéru s označením A má průměr 11,9 mm a jeho otáčky dosahují $317\,255 \text{ min}^{-1}$, u expandéru B je průměr oběžného kola 16,3 mm a jeho otáčky dosahují $266\,840 \text{ min}^{-1}$. Jedná se o standardně vyráběná oběžná turbínová kola v První brněnské strojírně Velká Bíteš. Výsledky výpočtů expandérů byly porovnány s hodnotami vypočítanými pomocí Claudeho cyklu. Rozdíly mezi výsledky obou výpočtů byly v přijatelné toleranci – do 1 %.

Na závěr této práce byla provedena ekonomická analýza pro zkapalňovací zařízení s vířivou brzdou a zkapalňovací zařízení s elektrickým generátorem. V této ekonomické analýze, pro tři

různé výkonové hladiny zkapalňovacích zařízení, není počítáno s úrokovou sazbou ani s mírou inflace, jedná se o čisté porovnání nákladů a úspor.

Z analýzy vyplývá, že při stabilní spotřebě je výhodnější provozovat vlastní zkapalňovací zařízení než nakupovat kapalné helium. Stabilní a průběžná spotřeba je důležitá, protože zkapalňovací zařízení má dlouhý náběh a z provozních i ekonomických důvodů vyžaduje dlouhodobý nepřerušovaný provoz. Nákup kapalného helia se vyplatí zejména při nízké spotřebě nebo při občasném používání. Z porovnání je dále patrné, že ačkoliv jsou pořizovací náklady na zařízení s elektrickým generátorem vyšší než u zařízení s vířivou brzdou, je zaručena návratnost vložených prostředků, zejména pro vyšší výkonové hladiny zkapalňovacích zařízení. Při stávajících pořizovacích cenách těchto zařízení není ekonomický přínos elektrického generátoru příliš výrazný.

Seznam použité literatury

- [1] BILSTEIN, Roger E. *Stages to Saturn: a technological history of the Apollo/Saturn launch vehicles*. Washington, DC: For sale by the U.S. G.P.O., Supt. of Docs., 1996. ISBN 0160489091
- [2] KAPICA, Petr Leonidovič. Experiment, teorie, praxe. Praha: Mladá fronta, 1982. Kolumbus
- [3] PBS has been developing cryogenic devices for over 30 years. This year, it will deliver the largest number of helium expansion turbines since the beginning of the '90s [online]. 2019 [cit. 14. 11. 2019]. Dostupné z: <https://www.pbs.cz/en/blog/pbs-vyviiji-zarizeni-pro-kryogeniku-uz-pres-30-let>
- [4] JELÍNEK, Josef. Kryogenní technika. Praha, 1982. SNTL nakladatelství technické literatury
- [5] FIŠEROVÁ, Alena. Anorganická chemie, Univerzita Jana Evangelisty Purkyně v Ústí nad Labem, Přírodovědecká fakulta, 2012, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: http://chemistry.ujep.cz/userfiles/files/Anorganicka_chemie.pdf
- [6] Helium, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <http://www.madehow.com/Volume-4/Helium.html>
- [7] ROTTER, Miloš. Pokroky matematiky, fyziky a astronomie, Vol. 53 (2008), No. 4, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: https://dml.cz/bitstream/handle/10338.dmlcz/141866/PokrokyMFA_53-2008-4_1.pdf
- [8] *El estado superfluido de la materia; Kapitsa* [online]. [cit. 17. 11. 2019]. Dostupné z: <https://ahombrosdegigantescienciaytecnologia.wordpress.com/2016/07/08/el-estado-superfluido-de-la-materia-kapitsa/>
- [9] *Helium production in the world: The United States, Qatar, and only a few other countries are producing the entire global supply of helium*. [online]. [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <https://www.aljazeera.com/indepth/interactive/2017/07/helium-production-world-170726095826950.html>
- [10] *The impact of selling the federal helium reserve*. Washington, D.C.: National Academy Press, 2000. Compass series (Washington, D.C.). ISBN 978-0-309-07038-6.
- [11] *The Qatargas: Offshore* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <http://www.qatargas.com/english/operations/offshore>
- [12] *Qatar Helium II Refining Facility, Ras Laffan Industrial City* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.chemicals-technology.com/projects/qatar-helium-ii/>
- [13] *The impact of selling the federal helium reserve*. Washington, D.C.: National Academy Press, 2000. Compass series (Washington, D.C.). ISBN 978-0-309-07038-6.
- [14] *Mineral resources of Poland: Helium* [online]. [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <http://geoportal.pgi.gov.pl/surowce/energetyczne/hel/2018>
- [15] Fyzika nízkých teplot, Teplota, kryogenní technika, dosahování nízkých a velmi nízkých teplot, měření teploty, jevy pozorovatelné za nízkých teplot, aplikace [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/3042211>
- [16] ŠTENCEL, Martin. *Supravodivost u transformátorů*, Bakalářská práce, Praha 2014, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/24129/F3-BP-2014-Stencel-Martin-prace.pdf?sequence=3>
- [17] ODEHNAL, Milan. *Supravodivost a jiné kvantové jevy*. Praha: Academia, 1992.

- [18] *Supravodivost – princip a využití*. oEnergetice.cz [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/supravodivost-princip-a-vyuziti>
- [19] *Liquid Helium in MRI Machines – Use, Cost, and More*, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <http://summitsourcefunding.com/blog/helium-used-mri-machines/>
- [20] *How Helium is Used with MRI Machines*, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: <https://lbnmedical.com/liquid-helium-in-mri-machine/>
- [21] POLLACCO, Daphne Anna. Magnetic Resonance Imaging, University of Malta, BSc Maths and Physics, March 2016, [online]. [cit. 15. 7. 2019]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/299512554_Magnetic_Resonance_Imaging
- [22] *Urychlovače částic, principy standardních urychlovačů částic* [online]. [cit. 16. 7. 2019]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/24181003-Urychlovace-castic-principy-standardnich-urychlovacu-castic.html>
- [23] RICHTROVÁ, Michaela. *Urychlovače elementárních částic*, Bakalářská práce, Brno 2008 [online]. [cit. 16. 7. 2019]. Dostupné z: <https://is.muni.cz/th/cbysw/bc.pdf>
- [24] TOKAMAK [online]. [cit. 20. 7. 2019]. Dostupné z: http://www.energyweb.cz/web/index.php?display_page=2&subitem=2&slovník_page=tokamak.html
- [25] ŘÍPA, Milan. *Řízená termojaderná fúze pro každého* [online]. [cit. 20. 7. 2019]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/1428180-Rizena-termojaderna-fuze-pro-kazdeho-4u.html>
- [26] Li, Shunjie & Jiang, H & Ren, Zhigang & Xu, C. *Optimal Tracking for a Divergent-Type Parabolic PDE System in Current Profile Control*. 2014. [online]. [cit. 22. 7. 2019]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/274920774_Optimal_Tracking_for_a_Divergent-Type_Parabolic_PDE_System_in_Current_Profile_Control
- [27] Air Liquide [online]. [cit. 11. 10. 2019]. Dostupné z: <https://www.airliquide.com/group>
- [28] Linde Worldwide [online]. [cit. 11. 10. 2019]. Dostupné z: https://www.the-lindegroup.com/en/about_the_linde_group/linde_worldwide/index.html
- [29] *Helium liquefiers* [online]. [cit. 11. 10. 2019]. Dostupné z: <https://lindekryotechnik.ch/en/products/helium-liquefiers/>
- [30] *About IHI* [online]. [cit. 11. 10. 2019]. Dostupné z: <https://www.ihico.jp/en/company/outline/>
- [31] *About Cryogenmash* [online]. [cit. 13. 10. 2019]. Dostupné z: <http://cryogenmash.ru/en/about/about-cryogenmash.php>
- [32] *JSC Cryogenmash* [online]. [cit. 14. 11. 2019]. Dostupné z: <https://www.nrledge.net/company/jsc-cryogenmash>
- [33] *Hangzhou Hangyang Cryogenic Liquefy equipment Co.,Ltd: About us* [online]. [cit. 13. 10. 2019]. Dostupné z: <http://www.hydwyh.com/en/aboutus.asp>
- [34] *Helium Recapture System Reclaims Hydrogen for Industry Use* [online] [cit. 12. 10. 2019]. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/feature/helium-recapture-system-reclaims-hydrogen-for-industry-use>
- [35] *The National Advisory Committee for Aeronautics (NACA)* [online]. [cit. 17. 02. 2020]. Dostupné z: http://www.centennialofflight.net/essay/Evolution_of_Technology/NACA/Tech1.htm
- [36] WEISEND II, J.G. *Lecture 6 Refrigeration & Liquefaction*. Lund university, 2017. [online]. [cit. 14. 11. 2019]. Dostupné z: <https://uspas.fnal.gov/materials/17UCDavis/Cryogenics/2017%20USPAS%20Lecture%206.pdf>
- [37] *Reverse Brayton cycles* [online]. [cit. 2019-09-28]. Dostupné z: <https://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/en/co/cycle-brayton-inverse.html>

- [38] *Ideal Reverse Brayton Cycle* [online]. [cit. 28. 09. 2019]. Dostupné z: http://www.uobabylon.edu.iq/uobcoleges/ad_downloads/4_2159_306.pdf
- [39] A. ALEKSEEV. *Basics of Low-temperature Refrigeration* [online]. Munich, Germany [cit. 28. 09. 2019]. Dostupné z: <https://cds.cern.ch/record/1974048/files/arXiv:1501.07392.pdf>
- [40] *The Joule Thomson Effect* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/multiphysics/joule-thomson-effect>
- [41] KIDNAY, A. J. a William Rutledge PARRISH. *Fundamentals of natural gas processing*. Boca Raton: CRC Press, c2006. Mechanical engineering series (Boca Raton, Fla.), 200. ISBN isbn978-0-8493-3406-1.
- [42] *Joule Thomsonův jev* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/plyny/joule-thomsonuv-jev>
- [43] GUNARDSON, Harold. *Industrial gases in petrochemical processing*. New York: Marcel Dekker, c1998. ISBN isbn0-8247-9908-9.
- [44] *The Journal of thermal engineering*. Vol. 5, No. 1, pp. 62-75, January, 2019, Yildiz Technical University Press, Istanbul, Turkey. ISSN 0253-7265
- [45] Stang, Jacob & Neksa, Petter. (2010). Development of large-scale hydrogen liquefaction processes from 1898 to 2009. *International Journal of Hydrogen Energy - INT J HYDROGEN ENERG.* 35. 4524-4533. 10.1016/j.ijhydene.2010.02.109.
- [46] *Cryogenic Engineering* [online]. Department of Mechanical Engineering, iit bombay [cit. 14. 11. 2019]. Dostupné z: [https://nptel.ac.in/content/storage2/courses/112101004/downloads/\(17-4-10\)%20NPTEL%20%20Gas%20Liquefaction%20and%20Refrigeration%20Systems.pdf](https://nptel.ac.in/content/storage2/courses/112101004/downloads/(17-4-10)%20NPTEL%20%20Gas%20Liquefaction%20and%20Refrigeration%20Systems.pdf)
- [47] *Accelerating science: Linde's cryogenic expertise* [online]. [cit. 22. 02. 2020]. Dostupné z: <http://www.linde-gas.com/en/whats-happening/accelerating-science/index.html>
- [48] *Bellow valve* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.weka-ag.ch/en/bellow-valve>
- [49] *Tube & Shell Heat Exchanger: Pharmaceutical Industry* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/tube-shell-heat-exchanger-19311998612.html>
- [50] *Cryogenic compressors & blowers* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://cryostar.com/cryogenic-compressors-blowers/>
- [51] *Heat exchangers / Regasification: Land-based* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://cryostar.com/heat-exchangers-regasification/>
- [52] *Single stage: MCP* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://cryostar.com/centrifugal-pumps/electric/single-stage/>
- [53] *Fisher easy-e EW Valve Fisher™ easy-e™ EW Series Control Valves* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.emerson.com/en-us/catalog/fisher-ew>
- [54] *Dewar Vessel* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.dhgate.com/product/tianchi-yds-6-l-liquid-nitrogen-container/380615288.html#seo=WAP>
- [55] *Cryogenic turbines* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: https://www.pbs.cz/getmedia/6f0a1048-c131-48fc-9c66-b7d7373631f5/PBS_Hext-Helium-Expansion-Turbine_EN.pdf.aspx?ext=.pdf
- [56] *Kompresory* [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.pbs.cz/cz/produkty/kryogenika/kompresory>

- [57] Čerpadla [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.pbs.cz/cz/produkty/kryogenika/cerpadla>
- [58] Demaco Vacuum insulated Piping [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://www.demaco.nl/en/products/demaco-vacuum-insulated-piping-vip/>
- [59] Cryogenics Material: Index of Material Properties [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/materialproperties.htm>
- [60] Osobní konzultace s pracovníky PBS Velká Bíteš
- [61] Specifikace těsnicích materiálů [online]. [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: <https://armat.cz/pdf/specifikace-tesnicich-materialu-epdm-silikon-ptfe-viton-nbr.pdf>
- [62] Kodakoglu, Furkan, "Performance analysis on Free-piston linear expander" (2017). [online]. UNF Graduate Theses and Dissertations. 766. [cit. 2. 11. 2019]. Dostupné z: <https://digitalcommons.unf.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1809&context=etd>
- [63] Dumont, Olivier & Talluri, Lorenzo & Fiaschi, Daniele & Manfrida, Giampaolo & Lemort, Vincent. (2019). Comparison of a scroll, a screw, a roots, a piston expander and a Tesla turbine for small-scale organic Rankine cycle. [cit. 2. 11. 2019]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/335691239_Comparison_of_a_scroll_a_screw_a_roots_a_piston_expander_and_a_Tesla_turbine_for_small-scale_organic_Rankine_cycle
- [64] Simone Lion, Constantine N. Michos, Ioannis Vlaskos, Cedric Rouaud, Rodolfo Taccani, *A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 79, 2017, ISSN 1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.082>.
- [65] WAGNER, U. *Refrigeration* [online]. CERN, Geneva, Switzerland [cit. 2. 11. 2019]. Dostupné z: <https://cds.cern.ch/record/808372/files/p295.pdf>
- [66] OUDKERK, Jean-François. *Contribution to the Characterization of Piston Expanders for their Use in Small-Scale Power Production Systems* [online]. Liège, 2016 [cit. 8. 11. 2019]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/6d64/41421d4b5c00668917fffc0092db1b3cf99e.pdf>
- [67] Turbo expander [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://vdocuments.site/turbo-expander-56206890c8a2f.html>
- [68] *Electricity explained: How electricity is generated* [online]. 2018 [cit. 27. 10. 2019]. Dostupné z: <https://www.eia.gov/energyexplained/electricity/how-electricity-is-generated.php>
- [69] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3334-5
- [70] Synchronní stroje [online]. [cit. 18. 02. 2020]. Dostupné z: http://motor.feld.cvut.cz/sites/default/files/predmety/AD1B14SP1/6_Synchronni_stroje_SP1.pdf
- [71] NOVÁK, J. Dynamometr na vířivé proudy a jeho regulace. *Elektro: odborný časopis pro elektrotechniku* [online]. Praha: FCC PUBLIC s. r. o., 2002, č. 06 [cit. 27. 10. 2019]. ISSN 1210-0889. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/dynamometr-na-virive-proudy-a-jeho-regulace-25051.html>
- [72] *LHC Cryogenic Infrastructure Reability, towards High Availability* [online]. CERN, Geneva, Switzerland, 2017 [cit. 08. 02. 2020]. Dostupné z: https://indico.cern.ch/event/558933/contributions/2712189/attachments/1541577/2418348/2017-10-17_ARW17_CERN_TU05O1.pdf

- [73] Mohd Shariq Khan, Sanggyu Lee, Mesfin Getu, Moonyong Lee, Knowledge inspired investigation of selected parameters on energy consumption in nitrogen single and dual expander processes of natural gas liquefaction, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, ISSN 1875-5100, <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2015.02.008>.
- [74] HANG, Wei. Effects of blade lean angle on a hydraulic retarder. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016, 8(5), 1-9. DOI: 10.1177/1687814016648056. ISSN 1687-8140. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814016648056>
- [75] *Car Springs: How Hydrodynamic Brakes Work* [online]. 2016 [cit. 8. 11. 2019]. Dostupné z: <http://carsprings.blogspot.com/2016/03/how-hydrodynamic-brakes-work.html>
- [76] BELL, Ian. *CoolProp Documentation: Release 4.0.0* [online]. 2013 [cit. 14. 5. 2020]. Dostupné z: <https://buildmedia.readthedocs.org/media/pdf/coolprop/latest/coolprop.pdf>
- [77] M.D. Atrey, Thermodynamic analysis of Collins helium liquefaction cycle, *Cryogenics*, Volume 38, Issue 12, 1998, ISSN 0011-2275, [cit. 15. 5. 2020]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0011227598001106>
- [78] ATREY, Millind D. *Cryogenic Engineering: Lecture No-15* [online]. [cit. 14. 5. 2020]. Department Of Mechanical Engineering, IIT Bombay.
- [79] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [80] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- [81] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [82] HIBŠ, Miroslav. *Podzvukové difuzory*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985.

Seznam symbolů a zkratek

Zkratka	Význam	Jednotka
c_0	Rychlost při ideální expanzi	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$c_{1,iz}$	Ideální rychlost na výstupu z rozvaděče	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_1	Skutečná rychlost na výstupu z rozvaděče	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$c_{1,m}$	Složka absolutní rychlosti v meridiálním řezu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$c_{1,u}$	Složka absolutní rychlosti v unášivém směru	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_2	Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_p	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
c_c	Tepelná kapacita studenějšího proudu	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
c_h	Tepelná kapacita teplejšího proudu	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$c_{\min}$	Minimální tepelná kapacita	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
cena el. energie	Tržní cena elektrické energie	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$
D_0	Vstupní průměr připojovací trubky	$[\text{m}]$
$D_{1,stř}$	Průměr kola na vstupu	$[\text{m}]$
$D_{2,i}$	Vnitřní průměr na výstupu z oběžného kola	$[\text{m}]$
$D_{2,e}$	Vnější průměr na výstupu z oběžného kola	$[\text{m}]$
$D_{2,stř}$	Střední průměr kola na výstupu	$[\text{m}]$
D_3	Výstupní průměr difuzoru	$[\text{m}]$
E	Cena generované elektrické energie	$[\text{Kč}]$
exp	Expanzní poměr	$[-]$
h	Celkový entalpický spád	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Δh_{iz}^R	Izoentopický ent. spád oběžného kola	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Δh_{iz}^S	Izoentopický ent. spád rozvaděče	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
q	Suchost	$[-]$
i	Měrná entalpie	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
L_{ax}	Šířka kola v axiálním směru	$[\text{m}]$
$L_{1,rk}$	Šířka lopatky na vstupu do kola	$[\text{m}]$
$L_{2,ok}$	Šířka lopatky na výstupu z kola	$[\text{m}]$

L_1/D_1	Poměr délky rozváděcí lopatky k průměru oběžného kola	[-]
L_{ax}/D_1	Poměr axiální délky lopatky oběžného kola k průměru ob. kola	[-]
m	Hlavní hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
m_{JT}	Hmotnostní průtok J-T ventilem	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
m_T	Hmotnostní průtok turbínou	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
m_K	Hmotnostní průtok zkapalněného helia	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
m_P	Hmotnostní průtok nezkapalněného helia	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
m_Z	Hmotnostní průtok vracejícího se helia	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
M	Molární hmotnost	$[\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}]$
Ma_{c1}	Machovo číslo na vstupu do rozvaděče	[-]
Ma_{c2}	Machovo číslo na výstupu z oběžného kola	[-]
Ma_{w1}	Machovo číslo relativní rychlosti na vstupu do rozvaděče	[-]
Ma_{w2}	Machovo číslo relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola	[-]
n	Otáčky kola	$[\text{min}^{-1}]$
odklon_1	Odklon proudu na výstupu z rozvaděče	$[\circ]$
odklon_2	Odklon proudu na výstupu z oběžného kola	$[\circ]$
p	Tlak	$[\text{Pa}]$
p_c	Celkový tlak	$[\text{Pa}]$
Δp	Tlaková ztráta	$[\text{Pa}]$
P_t	Výkon turbíny	$[\text{W}]$
P_k	Výkon kompresoru	$[\text{W}]$
$\dot{Q}$	Skutečný přenesený tepelný tok	$[\text{J}]$
$\dot{Q}_{max}$	Maximální přenesený tepelný tok	$[\text{J}]$
Q_G	Výkon generátoru	$[\text{W}]$
r	Specifická plynová konstanta	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
R	Molární plynová konstanta	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
s	Měrná entropie	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$S_{1,rk}$	Vstupní plocha do kanálu	$[\text{m}^2]$
$S_{2,ok}$	Výstupní plocha z kola	$[\text{m}^2]$

T	Termodynamická teplota	[K]
u_1	Obvodová rychlost na vstupu do oběžného kola	[m·s ⁻¹]
u_2	Unášivá rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru	[m·s ⁻¹]
u_1/c_0	Poměr mezi obvodovou a absolutní rychlostí	[-]
$v_{\text{ůle}}$	Meridiální vůle mezi rozvaděčem a oběžným kolem	[mm]
$v_{\text{ůle}}/L_{\text{stř}}$	Korekce účinnosti	[-]
W	Práce	[J]
w_1	Relativní rychlost	[m·s ⁻¹]
w_2	Relativní rychlost na výstupu z oběžného kola na středním průměru	[m·s ⁻¹]
$w_{2,m}$	Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v meridiálním směru	[m·s ⁻¹]
$w_{2,u}$	Složka relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola v unášivém směru	[m·s ⁻¹]
x	Množství na turbínu	[-]
y	Kapalný výtěžek	[-]
Z	Kompresibilní faktor	[-]
z_s	Ztráty v rozvaděči	[-]
z_r	Ztráty v oběžném kole	[-]
z_{c2}	Ztráty výstupní kinetickou energií	[-]
$(1+f)$	Reheat faktor	[-]
α_1	Úhel vstupujícího proudu do kola	[°]
α_2	Výstupní úhel proudu	[°]
β_1	Vstupní úhel lopatky	[°]
β_2	Výstupní úhel lopatky	[°]
ε	Efektivnost výměníků	[-]
η_t	Izoentropická účinnost expanze	[-]
η_k	Izoentropická účinnost komprese	[-]
η_G	Účinnost generátoru	[-]
η_{ef}	Efektivní účinnost turbíny	[-]
η_{kor}	Korigovaná účinnost	[-]

κ	Poissonova konstanta	[-]
μ	Joule-Thomsonův koeficient	[-]
ν	Poměr průměru vstupu a výstupu kola	[-]
ζ_d	Ztráta celkového tlaku na výstupu z difuzoru	[-]
ζ_v	Ztráta kinetické energie výstupní/vstupní rychlosti	[-]
π	Stlačení kompresoru	[-]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]
ρ_k	Stupeň reakce	[-]
φ	Rychlostní součinitel statoru	[-]
ψ	Rychlostní součinitel rotoru	[-]
CERN	Evropská organizace pro jaderný výzkum	
LHC	Velký hadronový urychlovač	
MAGLEV	Magnetická levitace	
MIT	Massachusettský technologický institut	
MRI	Magnetická rezonance	
YBCO	Ytrium Barium Copper Oxide	

Seznam obrázků

Obr. 1 Fázový diagram 4He	13
Obr. 2 Supratekutost helia	14
Obr. 3 Nejvýznamnější historické milníky	16
Obr. 4 Schéma prvního zkapalňovače helia	17
Obr. 5 Závislost elektrického odporu na teplotě rtuti, záznam z Onnesova měření.....	18
Obr. 6 Magnetická rezonance	19
Obr. 7 Schéma tokamaku.....	20
Obr. 8 Oficiální logo firmy Air Liquide S. A.	21
Obr. 9 Oficiální logo firmy Linde	21
Obr. 10 Oficiální logo firmy IHI	21
Obr. 11 Oficiální logo firmy Cryogenmasch	22
Obr. 12 Oficiální logo firmy Hangyang Cryogenic Liquefy Equipment Co., Ltd	22
Obr. 13 Oficiální logo vládní agentury NASA.....	22
Obr. 14 Rozdíl mezi chlazením a) a zkapalňováním b)	23
Obr. 15 Reverzní Braytonův cyklus	24
Obr. 16 T-s diagram skutečného a ideálního Braytonova cyklu	24
Obr. 17 Joule-Thomsonův jev	25
Obr. 18 Závislost $T(p)H=\text{konst.}$ pro He	25
Obr. 19 J-T cyklus	26
Obr. 20 Claudeův cyklus	27
Obr. 21 T-s diagram Claudeova cyklu,.....	27
Obr. 22 Schéma kombinovaného zkapalňovacího zařízení.....	28
Obr. 23 Zkapalňovací zařízení firmy Linde	29
Obr. 24 Vnitřní část studené části (cold boxu) zkapalňovacího zařízení	30
Obr. 25 Hlavní součásti zkapalňovače	31
Obr. 26 Typy objemových expandérů	33
Obr. 27 Pístový expandér	34
Obr. 28 Turboexpandér.....	35
Obr. 29 Synchronní generátor	36
Obr. 30 Rozdíl mezi brzdou s radiální (a) a s axiální (b) mezerou.....	37
Obr. 31 Turboexpandér v uzavřeném cyklu brzděný kompresorem	38
Obr. 32 „Booster“ kompresor v otevřeném cyklu	39
Obr. 33 Olejová brzda	39
Obr. 34 Návrh Claudeho cyklu.....	40
Obr. 35 Algoritmus výpočtu oběhu	42
Obr. 36 Vyjádření kapalného výtěžku.....	44
Obr. 37 Izoentropická, izotermická a polytropická komprese v T-s diagramu	46
Obr. 38 Izoentropická expanze, turbína 1.....	47
Obr. 39 T-s diagram, separace kapaliny	49
Obr. 40 Škrčení na J-T ventilu	50
Obr. 41 Teplotní spád na výměníku 1	52
Obr. 42 Směšování	53
Obr. 43 Teplotní spád na výměníku 2	55

Obr. 44 Teplotní spád na výměníku 3	56
Obr. 45 Oběžná kola turbín v reálné velikosti	61
Obr. 46 Schematické znázornění sestavení expandérů	62
Obr. 47 Meridiánový řez průtočného kanálu turbíny	63
Obr. 48 Schéma lopatek radiálně axiální turbíny	65
Obr. 49 Vstupní rychlostní trojúhelník	66
Obr. 50 Výstupní rychlostní trojúhelník	68
Obr. 51 i-s diagram expanze v turbíně	69
Obr. 52 Základní rozměry radiálně axiální turbíny	70
Obr. 53 Porovnání nákupu a výroby kapalného helia - $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$, po 10 letech provozu	83

Seznam tabulek

Tab. 1 Nejčastěji využívané kryogenní tekutiny	11
Tab. 2 Hlavní producenti helia	15
Tab. 3 Nejvýznamnější světoví producenti zkapalňovacích technologií	20
Tab. 4 Závislost kapalného výtěžku na efektivitě výměníků a na množství na turbínu.....	59
Tab. 5 Výsledky výpočtu Claudeho cyklu.....	60
Tab. 6 Hlavní parametry expanzních turbín firmy PBS Velká Bíteš	61
Tab. 7 Vstupní parametry pro expandéry	63
Tab. 8 Volba součinitelů pro výpočet rozměrů prvního expandéru	70
Tab. 9 Určené koeficienty a výsledky výpočtu obou turbín.....	73
Tab. 10 Porovnání výsledků Claudeho cyklu a výsledků z návrhu expandérů	77
Tab. 11 Zkapalňovací zařízení s vířivou brzdou	78
Tab. 12 Zkapalňovací zařízení s elektrickým generátorem	79
Tab. 13 Provozní doba zkapalňovacího zařízení	79
Tab. 14 Posouzení návratnosti zkapalňovacích zařízení vůči nákupu kapalného helia pro vyšší výkonové hladiny.....	82
Tab. 15 Minimální provozní doba, od které se vyplatí provoz el. generátoru vůči vířivé brzdě	82
Tab. 16 Úspora po 10 letech provozu.....	84

Seznam grafů

Graf 1 Závislost kapalného výtěžku y , na množství jdoucím na turbínu x	58
Graf 2 Porovnání nákupu a výroby kapalného helia – $20 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$	81