



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ZKAPALNĚNÝ ZEMNÍ PLYN

LIQUEFIED NATURAL GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Borkovec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Borkovec**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Zkapalněný zemní plyn

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je problematika zkapalňování zemního plynu a následná regazifikace. Detailní pozornost bude věnována návrhu zkapalňovací jednotky pro malou výrobu LNG. Opomenuta nebude ani problematika dlouhodobého skladování ZP.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracujte obecné představení LNG technologie.
2. Představte využívané principy zkapalňování zemního plynu.
3. Pro zadané parametry proveďte projekční návrh zkapalňovací jednotky.
4. K navržené zkapalňovací jednotce navrhnete zásobník LNG a odpařovací jednotku.

Seznam doporučené literatury:

ARTHUR J. KIDNAY, WILLIAM R. PARRISH, DANIEL G. MCCARTNEY, Fundamentals of Natural Gas Processing: 2nd Edition. ISBN 1420085190.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

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 zkapalňováním zemního plynu, jeho transportem, skladováním a opětovným odpařováním. V rámci práce byl navržen malý zkapalňovací cyklus a odpařovací jednotka.

Klíčová slova

Zemní plyn, LNG, zkapalněný zemní plyn, odpařování,

Abstract

This master thesis deals with issue of natural gas liquefaction, its transport, storing and regasification. Part of this work was designing off a small liquefaction cycle and regasification unit.

Key words

Natural gas, LNG, liquefied natural gas, regasification,

Bibliografická citace

BORKOVEC, O. *Zkapalněný zemní plyn*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 89 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu literatury.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Ondřej Borkovec

Poděkování

Úvodem své práce bych rád poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za všechny čas, který si na mě udělal, cenné rady, připomínky a odbornou pomoc kterou mi poskytoval během vypracovávání této diplomové práce

Obsah

ÚVOD.....	9
1. Obecné vlastnosti zkapalněného plynu	10
1.1 Historie LNG	10
1.2 parametry LNG	11
1.3 LNG v dopravě	11
1.4 Závody pro základní zatížení, zatížení ve špičce a vzdálené rezervy.....	13
1.5 Světový Export a import LNG.....	15
2. Principy zkapalňování zemního plynu	20
2.1 Nakládání s plynem před zkapalněním.....	20
2.2 Joule – Thomsonův cyklus	21
2.3 Expanzní cyklus	25
2.3.1 Uzavřený cyklus	26
2.3.2 Otevřený cyklus	27
2.4 Kaskádový cyklus	28
2.4.1 Klasický kaskádový cyklus.....	29
2.4.2 Kaskádový cyklus se smíšeným chladivem.....	30
3. Skladování LNG	35
3.1 Nadzemní kryogenní skladování	35
3.1.1 Ocel.....	35
3.1.2 Beton.....	37
3.1.3 Hybridní konstrukce	38
3.2 Podzemní kryogenní skladování.....	38
3.2.1 Klasické nádrže.....	38
3.2.2 Nádrže ve zmrzlé zemi	38
3.2.3 Důlní jeskyně	39
3.2.4 Převrácení	39
4. Transport.....	41
4.1 Nákladní doprava	41
4.2 Potrubní systém.....	41
4.3 Námořní doprava	42
4.3.1 Samostatně stojící nádrže	43
4.3.2 Membránové nádrže	44
4.3.3 Plovoucí odpařovací stanice	44

5.	Opětovné zplyňování a využití chladu	45
5.1	Opětovné zplyňování	45
5.2	Využití chladu.....	46
6.	Ekonomika, bezpečnost a dopad na životní prostředí	47
6.1	Finance.....	47
6.2	Bezpečnost a životní prostředí.....	48
7.	Návrh zkapalňovací jednotky	49
7.1	Volba okruhu a vstupních parametrů.....	49
7.2	Výpočet výměníku.....	52
7.2.1	Výpočet výměníku – základní výpočty	52
7.2.2	Výpočet výměníku – výpočet součinitele prostupu tepla.....	55
7.2.3	Výpočet výměníku –výpočet výhřevné plochy a rozměry výměníku	60
7.3	Výpočet tlakových ztrát.....	66
7.3.2	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	66
7.3.3	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	67
8.	Návrh zásobníku na LNG a odpařovací jednotky	73
8.1	Návrh zásobníku na LNG	73
8.2	Návrh odpařovací jednotky	75
8.3	Rozvržení částí cyklu.....	84
	Závěr.....	86
	Citace – seznam zdrojů.....	87
	Seznam symbolů.....	88

ÚVOD

Zemní plyn je důležitou a nedílnou součástí energetického mixu naší planety. V posledních letech byl zemní plyn svým podílem v energetické spotřebě jen těsně na třetím místě, pouze za uhlím a minerálními oleji. V Roce 2011 byla téměř čtvrtina primární spotřeby energie zásobena právě zemním plynem. Jeho pozice na světovém trhu je tak mnohem vyšší než například jádro nebo obnovitelné zdroje. Vzhledem k odklonu vyspělých zemí jako je Německo od jaderné energie v posledních letech, a pomalému nárůstu podílu obnovitelných zdrojů na trhu, je pravděpodobné, že silná pozice zemního plynu nebude ještě dlouho ohrožena.

Je proto přirozené, že se lidstvo stále snaží vylepšovat své stávající způsoby nakládání se zemním plynem nebo nalézat nové. Zkapalňování zemního plynu se v současnosti jeví jako jedna z nejzajímavějších problematik tohoto oboru. Zkapalněný zemní plyn zabírá 600x menší objem než jeho plynná varianta za ambientního tlaku. Zkapalňování je proto ideální způsob úpravy plynu z hlediska transportu na velké vzdálenosti, skladování nebo přímo v dopravě jako palivo. Zkapalňování je energeticky náročný proces, a proto se stále vymýšlejí efektivnější způsoby, jak tohoto procesu dosáhnout. Zpracování a nakládání s LNG byl jeden z nejrychleji se rozvíjejících energetických oborů posledních desetiletí.

Ve své diplomové práci jsem se pokusil proniknout hlouběji do problematiky LNG a dozvědět se o kapalném zemním plynu co nejvíce jak již z pohledu jeho získávání, tak s jeho následným nakládáním, či pozicí ve světě. Také jsem navrhoval základní zkapalňovací oběh a následný výparník.

1. Obecné vlastnosti zkapalněného plynu

Zkapalněný zemní plyn (anglicky liquefied natural gas – LNG) tvoří namodralou, průzračnou kapalinu o minimální viskozitě. Za atmosférického tlaku vzniká při ochlazení na - 162 °C a zaujímá zhruba 600krát menší objem než zemní plyn a třikrát menší objem než stlačený zemní plyn (compressed natural gas), který má 200krát menší objem než zemní plyn. [1] [9]

Výrazně menší objem oproti plynnému zemnímu plynu je hlavní výhodou zkapalněného zemního plynu a důvod rozvoje zkapalňovacích technologií. Další výhodou je vysoká energetická hustota, srovnatelná s palivy získávanými z ropy, nebo kompaktnější a lehčí palivové nádrže vozidel využívající LNG (ve srovnání s CNG). Tyto skutečnosti dodávají LNG na atraktivnosti z hlediska dopravy mezi místem těžby a koncovým zákazníkem, skladování nebo dopravního průmyslu. [8]

Doprava mezi místem těžby a koncovým terminálem může probíhat jedním ze tří způsobů: nákladní dopravou (železniční či silniční), lodní dopravou po moři nebo potrubím. Obecně se dá říci, že doprava potrubím se dá použít pouze pro menší vzdálenosti (do 320 km) a nákladní doprava pro větší vzdálenosti nebo pro místa, kde není možné potrubní spojení zajistit. Více v kapitole 4. Transport. [1]

Mezi hlavní nevýhody zkapalňování zemního plynu patří vyšší ekonomická a technologická náročnost samotné technologie ve srovnání s CNG. To stejné platí pro uchovávání zkapalněného plynu za velmi nízkých teplot, u nádrží dopravních prostředků může po delší době docházet k odpařování. Kvůli vysoké ceně zkapalněného plynu se této technologii v minulosti nevěnovalo tolik pozornosti a její rozvoj probíhal převážně v zemích s vlastní silnou těžbou zemního plynu. Historicky byly největšími vývozci Asijské země jako Indonésie, Malajsie či Katar. Další velký vývozce LNG je Austrálie, u které se předpokládá, že by v roce 2018 mohla sesadit Katar z postu největšího vývozce LNG na světě. Pro Evropu byl zkapalněný zemní plyn vždy dražší komoditou než klasický zemní plyn. I zde se však situace v posledních letech mění. Cena LNG v posledních několika letech klesla natolik, že je schopna konkurovat plynu dodávaného plynovody z Ruska. Zmenšit závislost Evropy na plynu z Ruska je jedním ze záměrů Evropské unie a zdá se, že řešením této situace bude právě dovážený zkapalněný zemní plyn. Ten má během dalších desetiletí zaujmout významnou pozici v Evropské dopravě, převážně autobusové a nákladní. Dalším důvodem pro rozšíření LNG v dopravě je snižování emisí skleníkových plynů, kterých by vozidla poháněná LNG měla produkovat mnohonásobně méně než ta s běžně rozšířenými palivy. V současnosti probíhá prudký nárůst počtu LNG stanic v Evropě a podle prvních prognóz by mělo například v České Republice v roce 2030 jezdit nejméně 1300 vozidel na LNG. [1] [2] [8] [9]

1.1 Historie LNG

První velkou stanicí na uchovávání zkapalněného metanu provozovala plynárenská společnost East Ohio Gas sídlící v Clevelandu USA již v roce 1941. Naneštěstí došlo o tři roky později k nehodě, při které jeden ze čtyř nadzemních kryogenních zásobníků, ve kterých byl metan uchováván, praskl a výpary rozlitého plynu explodovaly. Při této nehodě zahynulo 128 osob na čtyři sta dalších utrpělo těžké popáleniny. K technologii se však po

druhé světové válce zase vrátilo a nadále se rozšiřovala. V roce 2016 se v tekuté formě přepravovalo zhruba 20 % světové těžby zemního plynu. První použití zkapalněného zemního plynu v dopravě se datuje do 50. let 20. století, kdy bylo LNG použito jako palivo zemědělských traktorů u nalezišť Azovského moře. [1] [10]

1.2 parametry LNG

Jak již bylo zmíněno výše LNG má 600krát menší objem než plynný zemní plyn. Je tvořen z 90-100 % metanem a v závislosti na těžební lokalitě obsahuje také zbytky etanu, propanu, vyšších uhlovodíků, dusíku a dalších plynů.

Výhřevnost LNG se pohybuje okolo **55 MJ/kg**, což je asi **22 MJ/l**. Zápálná teplota LNG je **540°C**. Hustota LNG se pohybuje okolo **410 kg/m³**.

Před zkapalněním se musí plyn zbavit nežádoucích příměsí (viz kapitola 2.1 Nakládání s plynem před zkapalněním). Maximální přípustné množství nečistot je stanoveno jako 1 ppm (parts per million) pro vodu, 1000 ppm pro oxid uhličitý, 30 mg/Nm³ pro sloučeniny síry, 10mg/Nm³ pro rtuť a 10 ppm pro aromatické uhlovodíky. [1] [9]

1.3 LNG v dopravě

Díky menšímu objemu LNG mají vozidla s pohonem na zkapalněný plyn větší dojezd na nádrž o stejné velikosti jako ty s CNG palivem. Jedná se zhruba o třikrát větší dojezd díky třikrát menšímu objemu. Při srovnání s tradičními palivy se uvádí, že 11litr LNG energeticky odpovídá cca 0,67 litru benzínu a 0,59 litru nafty. Nevýhodou pro tento typ paliva je fakt, že se i v tepelně izolovaných nádržích postupem času může začít odpařovat. LNG doprava také potřebuje výstavbu speciálních stanic zásobovaných zkapalněným plynem, což celkovou problematiku LNG v dopravě činilo vždy ekonomicky nevýhodnější oproti CNG. Jak již však bylo zmíněno v prvním odstavci, situace se pro LNG v posledních letech vyvíjí velmi příznivě. Dochází k výstavbě nových čerpacích uzlů a cena samotného zkapalněného plynu klesá. Ve větší míře se již LNG používá v lodní dopravě, často jako pohon tankerů, jenž LNG na dlouhé vzdálenosti po moři převážejí. První loď s tímto pohonem vznikla roku 1964. U silniční dopravy se LNG pohony využívají především u dálkových nákladních automobilů. U lodní a těžké nákladní dopravy lze totiž nejvíce využít fakt, že nádrž zabírá mnohem méně místa než u ostatních typů palivových nádrží. Co se týká přepravy osob, LNG se začíná čím dál více prosazovat v autobusové dopravě, a to nejvíce v USA a Kanadě. Se zlepšující se situací na evropském trhu se předpokládá velké rozšíření LNG autobusů i u nás. V roce 2016 bylo v Evropě 80 LNG stanic a podle článku z Hospodářských novin ze dne 20.9.2016 mělo do konce roku 2016 vzniknout alespoň dalších 50. V České republice by měla první LNG stanice vzniknout letos tj. v roce 2017 (I když tento termín se neustále posouvá). Díky dojezdu, který se uvádí až na 1200 km na jednu nádrž, by podle současných prognóz stačilo v ČR 3 až 5 stanic na LNG rozmístěných na strategických místech u hlavních tahů. Další možností rozšíření dopravy s pohonem na zemní plyn je vznik LCNG stanic, ve kterých by mohla vozidla tankovat jak CNG, tak LNG. Zajímavým spotřebitelem LNG v dopravě mohou být i chladírenská auta, která LNG používají nejen jako pohonnou látku, ale také na dodávání chladu. [1] [8] [9] [10]

Výhledově lze tak říci, že situace bude pro LNG velmi pozitivní. Podle zprávy Mezinárodní plynárenské unie (International gas union – IGU) z roku 2000 rostou dodávky

LNG nejvíce ze všech zdrojů plynu, kolem sedmi procent ročně a tento nárůst se očekává alespoň do roku 2020. V roce 2013 dělala dodávka zkapalněného plynu osminu celkového dovozu tj. 51,5 mld. m³. I z celosvětového hlediska vývoz LNG každoročně stoupá. Ještě před několika lety se LNG, který byl ve srovnání s ostatními palivy drahý, moc velká budoucnost nepřisuzovala. Na změnu této situace mohlo mít vliv například nalezení nových velkých nalezišť břidlicového plynu, které pomohlo velkým hráčům na poli energetických surovin jako USA zvýšit vlastní těžbu natolik, že mohli několikanásobně zvýšit i svůj vývoz. Dle předpokladů IGU by se měl LNG podílet v roce 2035 na energetickém obrazu Evropské unie 23 procenty. [9] [10]



Obr.1: Tanker na přepravu LNG, Arctic Lady [9]



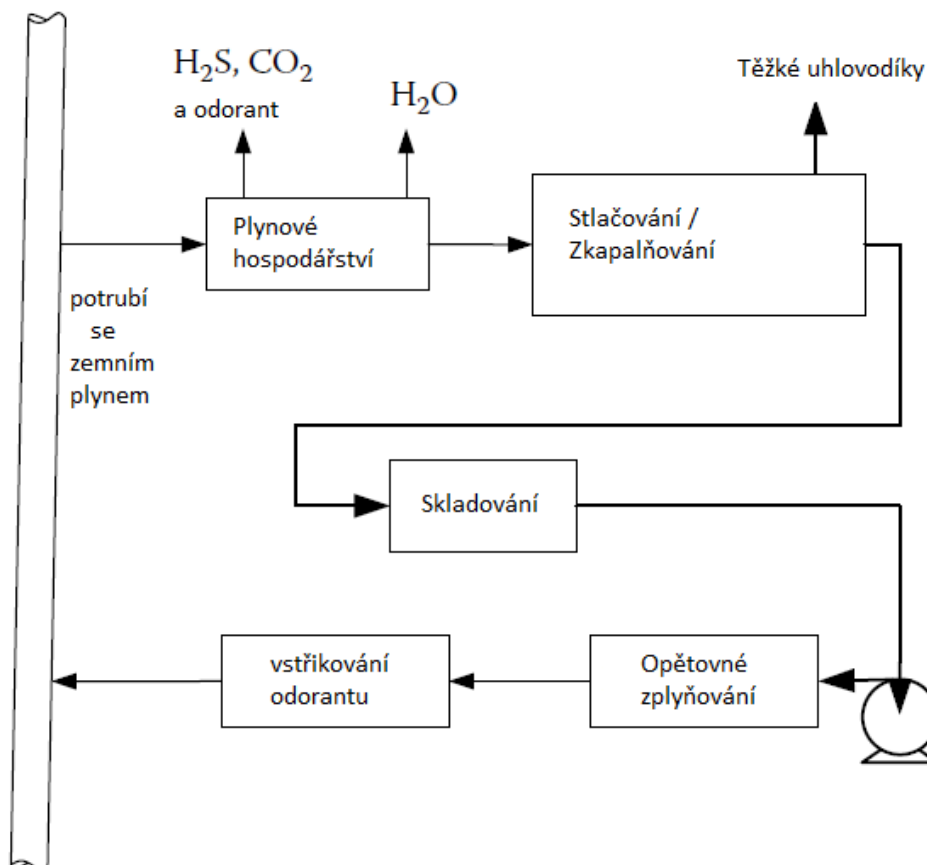
Obr. 2: Nádrž na LNG [9]

1.4 Závody pro základní zatížení, zatížení ve špičce a vzdálené rezervy

Typickým faktem u spotřeby plynu je to, že se potřebný odebíraný objem v průběhu roku mění. Z tohoto důvodu vzniká potřeba zařízení na uchovávání plynu a jeho čerpání v době potřeby. Obecně platí, že zdroje zemního plynu jsou daleko od koncového místa spotřeby. Proto jsou potřeba zařízení s velkou zásobní kapacitou plynu v místě spotřeby, která mohou zajišťovat dodávku plynu v době největší odběrové špičky. U zemního plynu jsou zásobníky nejčastěji umístěny v podzemí, typicky ve vyčerpaných ropných nebo plynových nalezištích, či opuštěných dolech, které mohou být efektivně zapečetěny. V místech, kde se žádné takové prostory nenachází, roste atraktivita uchovávání plynu ve zkapalněné formě LNG v nadzemních zásobnících. V těchto místech vznikají zařízení, která mohou plyn zkapalňovat, uchovávat a znovu zplyňovat v takové míře, aby uspokojila poptávku dané lokality. Zařízení, která kombinují všechny tři výše zmíněné vlastnosti jsou nazývány Peak Shaving plants – „závody dodávající ve špičce“. [1]

Satelitní nebo též vzdálená „stranded“ zařízení jsou taková, která nejsou napojena na místní potrubní síť. Tato zařízení nejčastěji spoléhají na převoz LNG nákladní dopravou. Taková zařízení obsahují pouze skladovací prostory a odpařovací stanice.

Následující obrázek zobrazuje obvyklé kroky probíhající v závodu pro špičkové zatížení.



Obr. 3: Schéma špičkového závodu [1]

Jak již bylo zmíněno v úvodní kapitole, první zařízení tohoto typu vzniklo v Clevelandu Ohio v roce 1941 a v roce 1943 se zde odehrála nehoda, která si vyžádala těžkou ztrátu na životech a zničení zařízení. [1]

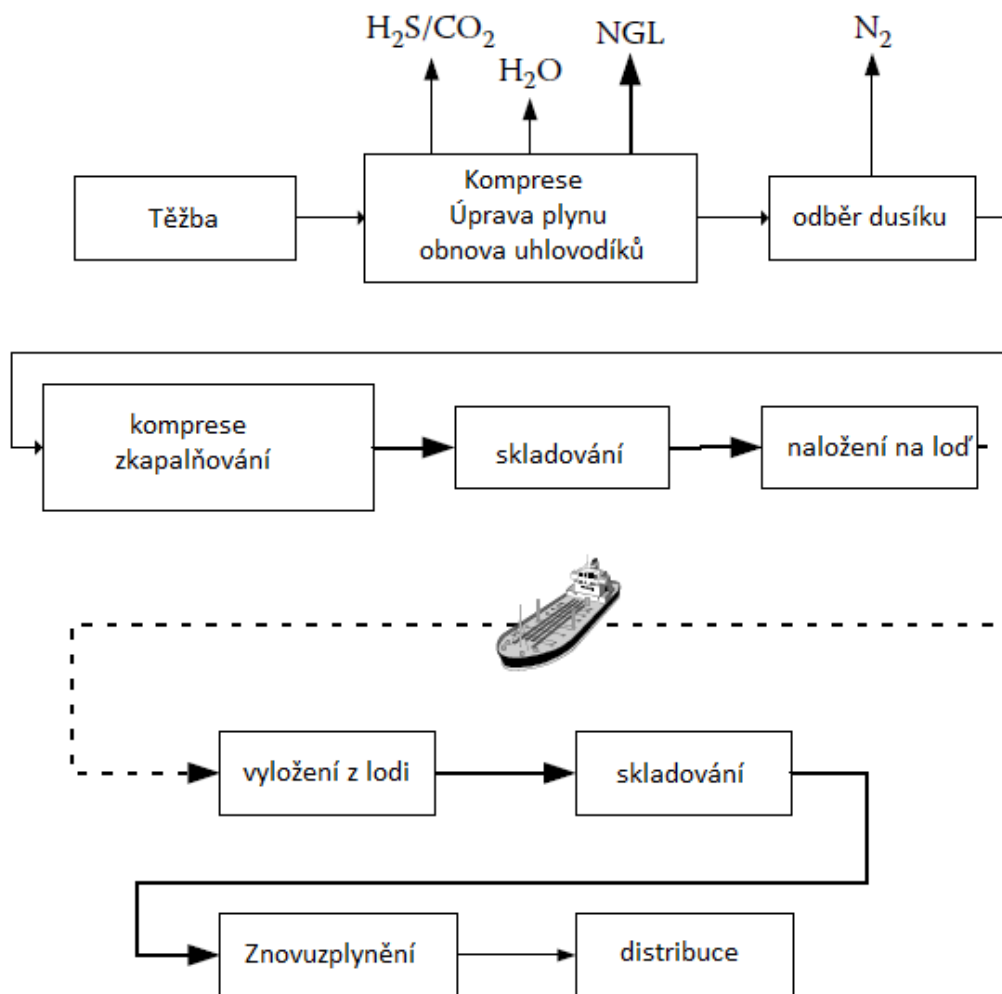
Baseload plants – závody pro základní zatížení, jsou zařízení, která dodávají průmyslovému světu plyn odebíraný ze vzdálených zásob na odlehlých místech. Ty jsou lokalizovány v místech, kde se nedají použít k žádným ekonomickým účelům a není zde možné navázat spojení s okolním světem pomocí potrubní sítě. V roce 2001 bylo odhadováno, že zhruba 60 % všech světových zásob zemního plynu je považováno za „vzdálené“. V takových chvílích, kdy je dodávání stlačeného plynu potrubím nemožné nebo ekonomicky nepraktické, zbývá jen omezené množství možností. Jednou z nich je právě zkapalňování plynu na LNG a následný transport tohoto zkapalněného plynu pomocí speciálních plavidel či nákladní dopravy. Mluvíme-li tedy o takzvaných vzdálených zásobách zemního plynu, v současnosti je zkapalňování nejvhodnější technologií pro přemísťování plynu z těchto míst, za předpokladu, že můžeme plyn dostat pomocí potrubního systému k námořním přístavům. [1]

V případě zařízení pro základní zatížení se předpokládá, že k dosažení ekonomické výhodnosti potřebuje závod objem zásob plynu zhruba $85 \cdot 10^9 \text{ m}^3$. U novějších designů (uváděno k roku 2000) byla potřeba objemu plynu k ekonomické výhodnosti snížena na $28,3 \cdot 10^9 \text{ m}^3$. Dá se tedy předpokládat, že u nejmodernějších závodů na kapalné zpracování zemního plynu se podařilo dosáhnout ještě lepších podmínek. [1]

Na následujícím obrázku je ukázán celý proces dopravení plynu od místa těžby až po koncového zákazníka. Skládá se ze čtyř hlavních kroků [1]:

1. Těžba plynu, jeho shromáždění a úprava
2. Produkce LNG skládající se z úpravy plynu, zkapalňování, odstranění kapalin přirozeně se v plynu vyskytujících (NGL – natural gas liquids) a ukládání zkapalněného plynu
3. Naložení LNG a jeho převoz
4. Převzetí LNG zpracujícími zařízeními, ve kterých dochází k uložení, znovuzplynění a koncové distribuci

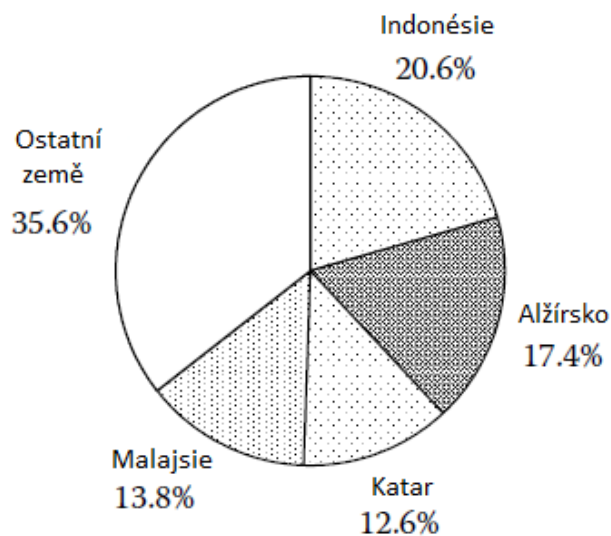
Ne všechny existující systémy obsahují všechny výše zmíněné kroky. Některá zařízení operují bez určitých procesů a některá mohou mít naopak některé procesy navíc.



Obr. 4: Schéma nakládání s plynem od jeho vytěžení po distribuci koncovému zákazníkovi [1]

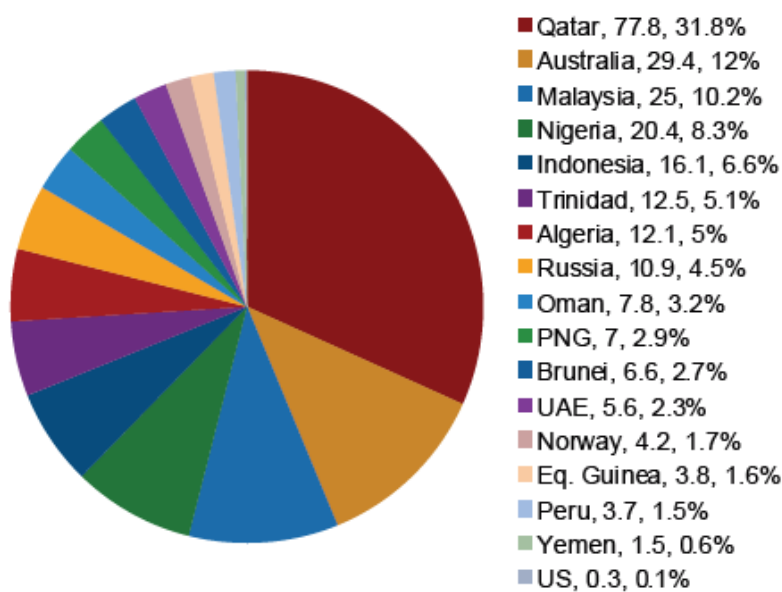
1.5 Světový Export a import LNG

Situace na poli vývozu LNG se donedávna moc neměnila. Většina světového exportu byla rozdělena jen mezi několik států. Největší vývozce z roku 2002 můžeme vidět na následujícím grafu. V posledních letech se do popředí dostává Austrálie, u které se předpokládá, že v roce 2018 nahradí Katar na pozici největšího vývozce LNG. Na tu by se v budoucnu mohly dostat možná i Spojené Státy Americké, které se snaží vystavět vývozní terminály s celkovou kapacitou 120 milionů tun. Katar měl v roce 2014 vývozní kapacitu 77 milionů tun. Zatím jsou však na poli vývozu daleko za ostatními státy, jak uvidíme v následujících grafech. [1] [2]



Graf č.1: Celosvětový export LNG v roce 2002 [1]

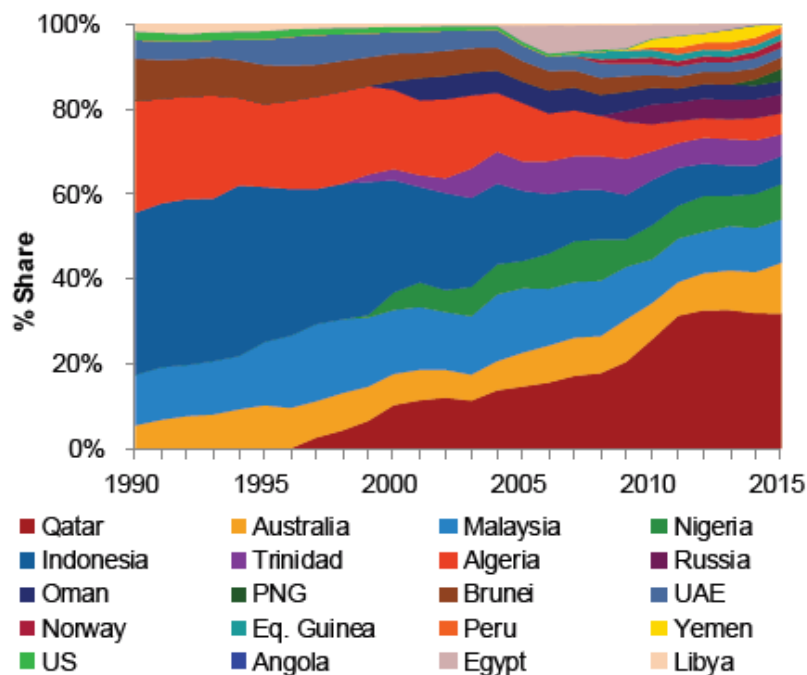
Díky podrobným výročním zprávám IGU můžeme situaci z roku 2002 porovnat se situací z roku 2015. V následujícím grafu je znázorněn světový export LNG v milionech tun (první číslo) i v celkovém podílu trhu v procentech (druhé číslo).



Graf č.2: Celosvětový export LNG v roce 2015 [2]

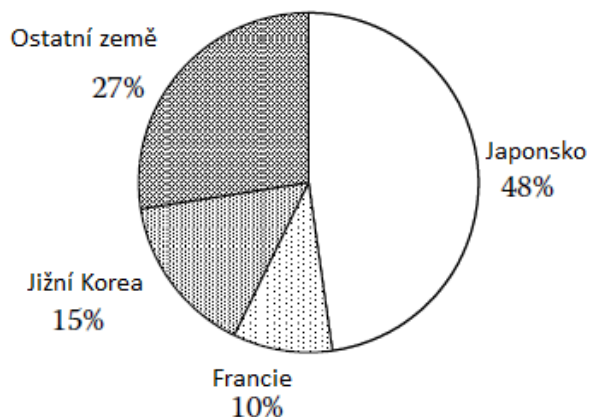
Můžeme tak vidět, že nejvýznamnější vývozci se za poslední dekádu nezměnili, ale rozrostli se o další země s velkým vývozem jako již zmíněná Austrálie nebo Rusko. Zajímavé je to, že se spousta článků zmiňuje o prudkém nárůstu těžby a vývozu v USA, ale ten celkově v roce 2015 činil jen mizivé procento z celkového objemu.

Nejlépe se dají změny v exportním objemu jednotlivých zemí pozorovat v časosběrném grafu, který IGU sestavilo od let 1990 do roku 2015.



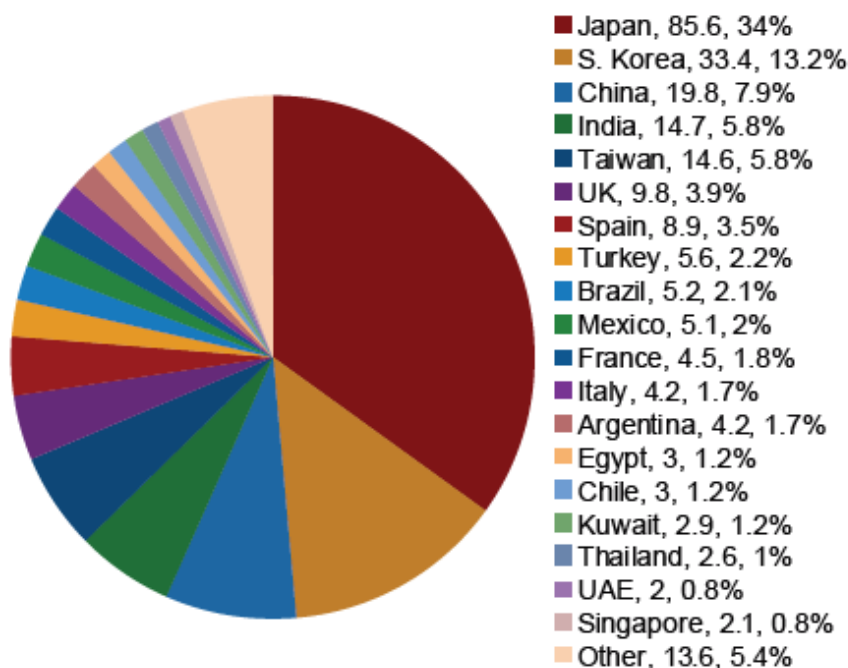
Graf č.3: Podíl jednotlivých zemí na světovém vývozu LNG za posledních 15 let [2]

Zajímavé na roce 2002 bylo to, že 64 % světového vývozu obstaraly 4 země. U Importu byla situace ještě více polarizující – 63 % světového dovozu padlo na dvě země, Japonsko a Jižní Koreu. V následujících grafech bude znázorněno porovnání importu LNG v poslední dekádě.



Graf č.4: Celosvětový import LNG v roce 2002 [1]

Stejně jako u exportu můžeme i import porovnat s importem z roku 2015.



Graf č. 5: Celosvětový import LNG v roce 2015 [2]

Můžeme pozorovat, že celkový poměr odběru Japonska a Jižní Koreje se mírně zmenšil. Jedním z důvodů je fakt že se zvyšuje odběr zemí, které dříve LNG téměř neodebírali. Kromě evropských zemí, o kterých byla řeč v této souvislosti v průvodním textu, se jedná hlavně o Egypt či Jordán. Například u Egypta vzrostl meziročně odběr LNG (mezi roky 2014 a 2015) o 3 miliony tun. Naopak odběr Japonska a Jižní Koreje se mezi těmito roky snížil o 3,1 respektive 4,5 miliony tun. [2]

Celkově se v roce 2015 zobchodovalo 244,8 milionu tun LNG. To je největší množství v historii obchodu se zkapalněným zemním plynem překonávající rok 2011, ve kterém se zobchodovalo 241,5 milionu tun.

Díky výstavbě nových projektů v posledních letech se zkapalňovací kapacita neustále zvyšuje a v lednu 2016 dosáhla 301.5 MTPR. To je však pouze zlomek navrhované kapacity, kterou by měli dohromady všechny současné zařízení a navrhované projekty. Tato předpokládaná hodnota byla v lednu 2016 vyčíslena na 890 MTPR (75 % z této kapacity bylo navrženo pro USA a Kanadu). Ovšem pouze některé z nově navrhovaných projektů nakonec dojdou realizace, z důvodu přesycení klíčových trhů a nedostatečné poptávky (v současnosti se pouze 36 % z této kapacity dostalo do přípravné fáze).

Co se týče zplyňovacích terminálů, ty měly v roce 2016 celkovou kapacitu 757 MTPA. V roce 2015 bylo postaveno několik nových terminálů v rozvíjejících se trzích jako je Egypt, Pákistán a Jordánsko. Své první zařízení na zpracování LNG v roce 2016 spustilo také Polsko a navýšilo tak počet zemí znovuzplyňujících LNG na 33. [2]

Zemní plyn představuje zhruba čtvrtinu globální energetické poptávky a z té je asi 10 % dodávané v podobě LNG. Trh s LNG rostl v minulém desetiletí více než u kteréhokoliv jiného energetického zdroje – průměrně o 6 % za rok během let 2000 až 2014. Od roku 2010 se tento růst zpomalil částečně díky zvýšení domácí produkce států, které s ním obchodují. V následujících letech se však počítá s dalším nárůstem trhu s LNG. [1] [2]

2. Principy zkapalňování zemního plynu

V této kapitole bude popsán způsob, s jakým se s plynem nakládá před jeho zkapalněním a poté nejpoužívanější zkapalňovací procesy.

2.1 Nakládání s plynem před zkapalněním

Zemní plyn kapalní za normálního bodu varu metanu, tj. při teplotě -162°C . Z tohoto důvodu je povolena výše hladiny nečistot v plynu určeném pro zkapalnění mnohem menší než normálního zemního plynu. Jedním z příkladů může být obsah oxidu uhličitého, který je u plynu dopravovaného klasickým potrubním systémem asi 3–4 mol%, ale u plynu určeného pro zkapalnění by měl být jeho obsah menší než 50 ppmv (parts per million by volume). U plynu zpracovávaného na LNG musí být tedy zajištěno mnohem agresivnější odstraňování vody, dusíku a oxidu uhličitého ve srovnání s klasickým potrubním plynem. Pro většinu složek plynu, kromě dusíku a rtuti, jsou velmi přísné podmínky nastaveny hlavně z důvodu vyhnutí se ucpání výměníků tepla tuhými částmi. Dusík je plynná látka s výrazně rozdílnou hustotou, která za vysokých koncentrací, může zvyšovat riziko rozvrstvení a převrácení. Více v kapitole 3.2.4.

Rtuť jako taková představuje závažný problém u všech kryogenních operací. Stopové množství rtuti v kryogenních výměnících může kondenzovat a vytvářet amalgám a hliník, což může zabránit přenosům tepla. Z tohoto důvodu musí být obsah rtuti udržen pod hladinou $0,01 \mu\text{g}/\text{Nm}^3$.

V následující tabulce jsou uvedeny rozdíly v prvkovém rozboru potrubního plynu a plynu určeném ke zkapalnění.

Nečistota	Plyn pro LNG	Potrubní plyn
Voda	< 0,1 ppmv	150 ppmv
sirovodík	< 4 ppmv	5,7-22,9 mg/Sm ³
Oxid uhličitý	< 50 ppmv	3-4 mol%
síra	< 20 ppmv	115-459 mg/Sm ³
dusík	< 1 mol%	3 mol%
rtuť	< 0,01 $\mu\text{g}/\text{Nm}^3$	
butany	< 2 mol%	
pentany	< 0,1 mol%	
aromáty	< 2 ppmv	

Tab. č.1: složení potrubního plynu a plynu pro zkapalnění [1]

V další tabulce je uvedené typické složení již zkapalněného plynu. Tato tabulka byla sestavena ze sedmnácti vzorků LNG v roce 2003. [1]

Složka	Množství složky [mol%]
dusík	0,00 – 1,00
metan	84,55 – 96,38
etan	2,00 – 11,41
propan	0,35 – 3,21
isobutan	0,00 – 0,70
n-butan	0,00 – 1,30
isopentan	0,00 – 0,02
n-pentan	0,00 - 0,04
Spalné teplo [kJ/Sm³]	38,00 – 43,09
Wobbeho číslo	1353–1432

Tab. č.2: Typické složení LNG

Wobbeho číslo vyjadřuje zaměnitelnost plynů a také podmínku zachování tepelného příkonu spotřebiče při změně spalovacích vlastností zemního plynu.

2.2 Joule – Thomsonův cyklus

Jedna z nejpoužívanějších metod, kterými se v inženýrské praxi dosahuje nízkých teplot, je Joule – Thomsonův cyklus. Joule – Thomsonův koeficient vyjadřuje změnu teploty, která nastane, když je plyn adiabaticky expandován z jednoho konstantního tlaku na jiný způsobem, při kterém není vykonána žádná externí práce a nedojde k přeměně vnitřní energie na kinetickou.

Z termodynamického hlediska se jedná o nevratný proces, který mění potenciální energii na užitečnou práci za poklesu tlaku. Technicky se ho však dá docílit tak jednoduše jako ventilem nebo klapkou, díky čemuž nachází široké uplatnění v chladicích cyklech.

Termodynamická definice Joule – Thomsonova koeficientu je:

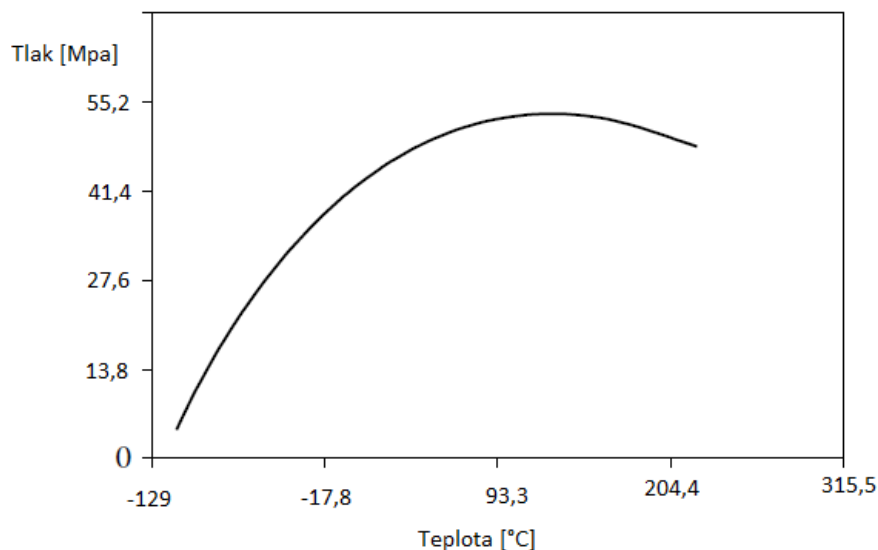
$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad [1]$$

Vyjadřuje tedy změnu teploty ∂T za změny tlaku ∂P , při konstantní entalpii H .

Důležitější je výskyt Joule – Thomsonova koeficientu v rovnici:

$$\mu = -\frac{1}{c_p} \left(V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \right) = -\frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial H}{\partial P} \right)_T \quad [1]$$

Za předpokladu, že plyn se kterým se počítá ve výše zmíněné rovnici je ideální a tedy $PV = RT$ vyjde koeficient $\mu = 0$. Tudíž nedojde k žádné změně teploty, pokud dojde k Joule – Thomsonově expanzi u ideálního plynu. U reálného plynu může vyjít koeficient μ pozitivní (dojde k ochlazení plynu během expanze), negativní (plyn se během expanze ohřeje) nebo nulový. Spojením všech bodů, ve kterých je Joule – Thomsonův koeficient nulový, v grafu tlak – teplota, vznikne takzvaná inverzní křivka. [1]



Graf. č. 6: Joule – Thomsonova inverzní křivka pro čistý metan [1]

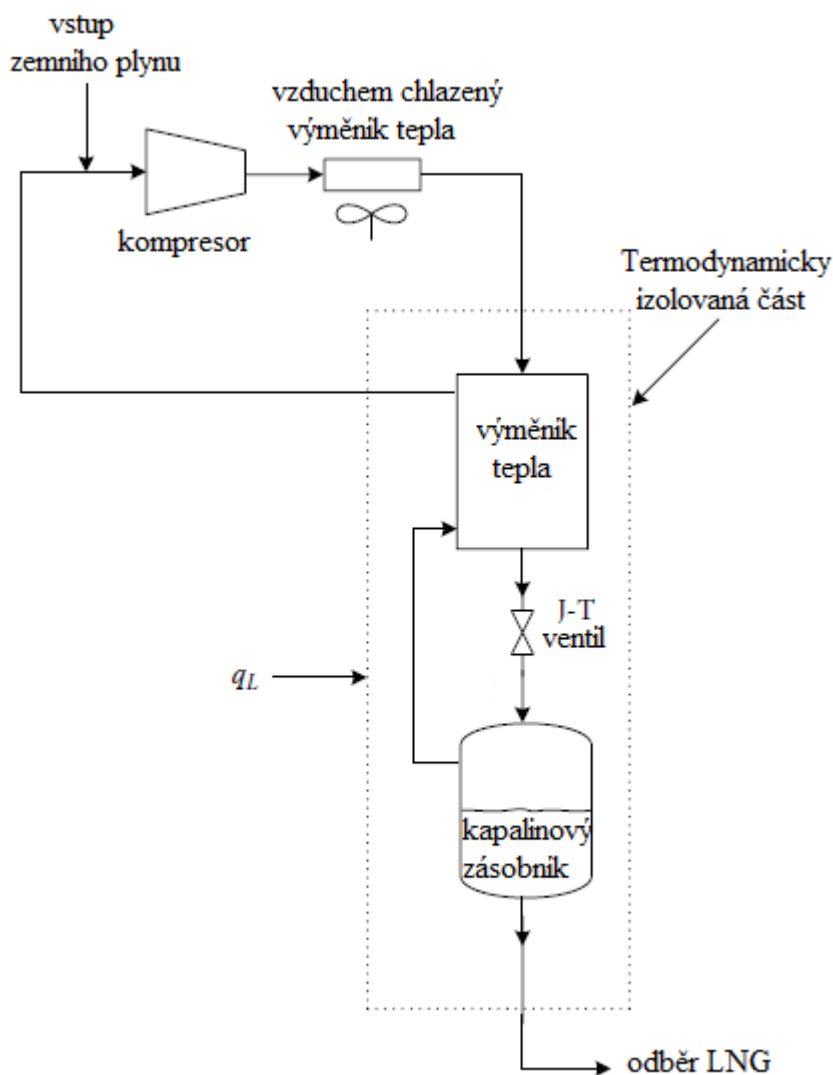
Aby došlo u metanu k ochlazení během Joule – Thomsonovy expanze, musí proběhnout pod křivkou z předchozího grafu. V následující tabulce je uvedeno chování tří různých plynů při podstoupení Joule – Thomsonovy expanze ze 101 barů na 1 bar.

plyn	Původní teplota [°C]	Koncová teplota [°C]	Rozdíl teplot [°C]
Metan	27	-20	-47
Dusík	27	8	-19
Helium	27	33	6
Metan	-23	-87	-64
Dusík	-23	-51	-28
Helium	-23	-17	6
Metan	-43	-137	-94
Dusík	-43	-77	-34
Helium	-43	-37	6

Tab. č. 3: ochlazení vybraných plynů při expanzi ze 101 barů na 1 bar

Z tabulky můžeme vyčíst například to, že začne-li expanze za normální okolní teploty (27 °C v tabulce), celkové ochlazení je relativně malé. Celkové ochlazení se zvyšuje s tím, jak se snižuje počáteční teplota expanze. U helia naopak můžeme vidět, že došlo ke zvýšení teploty místo snížení (znázorněno kladným nebo záporným znaménkem ve sloupci s rozdíly teplot). Na rozdíl od metanu a dusíku je rozdíl v teplotě mezi začátkem a koncem expanze konstantní, protože Joule – Thomsonův koeficient se v uvažovaném rozmezí teplot téměř nemění. [1]

Protože se metan, který je základní složkou zemního plynu, musí ochladit na teplotu pod -161 °C předtím, než zkapalní za atmosférického tlaku, zkapalňovač, který využívá pouze Joule – Thomsonovu expanzi, vyžaduje více zařízení než pouze kompresor a expanzní ventil, chceme-li, aby pracoval v rozumných počátečních tlacích. Na vytvoření jednoduchého Joule – Thomsonova oběhu je potřeba přidat alespoň protiproudý výměník tepla. Příklad takového jednoduchého systému je uveden na následujícím obrázku:



Obr.č.5: Jednoduchý Joule – Thomsonův zkapalňovací cyklus [1]

Zkapalňovací proces začíná kompresí zemního plynu a jeho přechodem přes výměník tepla a expanzní ventil. Po expanzi se plyn ochlazuje, ale nevzniká žádná kapalina (za předpokladu parametrů z tabulky č. 3 tj. expanze ze 101 barů na 1 bar a počáteční teplotě okolo 27 °C – proběhne tedy ochlazení zhruba o 47 °C), protože na zkapalnění bychom potřebovali z teploty 27 °C pokles o 188 °C .

Proto následuje opětovné procházení ochlazeného nízkotlakého plynu přes výměník tepla a další kompresi. Takto ochlazený plyn snižuje teplotu vysokotlakého plynu před expanzním ventilem, čímž dochází k celkové nižší teplotě po expanzi. [1]

Tímto zacyklením oběhu dochází k postupnému snižování teploty vyexpandovaného plynu. Tento proces je opakován až do chvíle, kdy dojde ke zkapalnění během expanze z vysokého tlaku na nízký. Kapalina je následně separována z nízkotlakého proudu plynu do kapalinového zásobníku (separátoru) a konečně odebírána jako finální produkt. Tím se významně snižuje objem nízkotlakého plynu kolujícího v první části cyklu. Díky tomu se znovu začne projevovat chladicí efekt ve výměníku tepla a celý proces se tak cyklicky opakuje. Po následném přidání plynu do nízkotlaké části kompresoru, který kompenzuje objem odebrané kapaliny, dosáhneme ustáleného stavu zkapalňovacího systému a nedochází k dalšímu ochlazení. Tento oběh jsme si vybrali pro náš návrh v kapitole 7.

První zákon termodynamiky pro ustálené proudění je:

$$0 = -\Delta[(h + KE + PE)\dot{m}] + \dot{m}q - \dot{m}w_s \quad [1]$$

Ve kterém je PE potenciální energie a KE kinetická energie na jednotku hmoty. Hmotnostní tok je vyjádřen \dot{m} , entalpie h , q je měrné teplo a w práce. Aplikujeme-li tuto rovnici na proces, který probíhá v celém cyklu Joule – Thomsonova zkapalňovače z obrázku č.5, získáme vztah:

$$\Delta h = q_L \quad [1]$$

Vyjadřující rovnost změny celkové měrné entalpie plynu a celkový únik měrného tepla. Definujeme-li poměr hmotnostního průtoku vstupního plynu a odebíraného zkapalněného plynu jako $f = \dot{m}_1/\dot{m}_2$ můžeme předchozí rovnici vyjádřit jako:

$$f h_2 + (1 - f)h_3 - h_1 = q_L \quad [1]$$

Nebo také:

$$f = \frac{h_3 - h_1 - q_L}{h_3 - h_2} \quad [1]$$

Pro popisovaný systém jsou hodnoty h_2 , h_3 a q_L víceméně neměnné, a proto je jediným způsobem, jak navýšit zkapalňování snížení entalpie h_1 přitékajícího plynu. Toho se dosahuje zvýšením tlaku přitékajícího plynu, při zachování teploty na výstupu z kompresoru. Větší práce kompresoru by tedy měla vést k vyšší produkci LNG. [1]

Teoretické propočty tohoto typu oběhu i příklady z praxe ilustrují míru vlivu tlaku a výkonost tepelného výměníku na objemový výnos kapaliny. Například při počítání s počátečním teplem vstupujícím do výměníku 43 °C, z praktického hlediska nepravděpodobná hodnota, kapalný výnos se snižuje na nulu, i když by byl celý oběh tepelně izolovaný od okolního světa. Tato skutečnost dává vzniku otázky, jestli existuje ideální hodnota tlaku. V rovnici č.5 bude poměr f maximální, když $h_3 - h_1 - q_L$ je maximální, protože ostatní proměnné jsou nezávislé na vstupním tlaku. Entalpie vzniklé kapaliny h_2 je závislá pouze na tlaku v separátoru, který je udržován na konstantním, nejnižším tlaku (kolem jednoho baru). Teplo q_L je nezávislé na tlaku a entalpie h_3 je fixovaná k nejvyššímu tlaku a nejvyšší teplotě. Maximální f tedy dostaneme, když je h_1 minimální. [1]

Matematicky vyjádřené:

$$\left(\frac{\partial h_1}{\partial P}\right)_T = 0 \quad [1]$$

Protože $\mu = -\frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial h_1}{\partial P} \right)_T$, termodynamicky optimální tlak nastane, když $\mu = 0$, nebo když jsou vstupní podmínky na inverzní křivce. Při výběru optimálních vstupních hodnot je potřeba vzít v potaz tyto a další faktory. Tento jednoduchý Joule – Thomsonův oběh může být znatelně vylepšen – ovšem pouze pomocí přidání dalších zařízení do oběhu a navyšování celkové složitosti operace. Účinnost můžeme navýšit například přidáním externího chladicího zdroje, nebo dvojnásobné expanze vysokotlakého plynu místo jedné expanze. Obě tato zlepšení oběhu se využívají u procesů zkapalňování vzduchu, u zkapalňování zemního plynu se z nich uchytila pouze dvojnásobná expanze. [1]

Z ekonomického hlediska se díky nižším stavebním nákladům a jednoduchému designu Joule – Thomsonův oběh uchytil, i přes svoji nižší termodynamickou účinnost, u menších závodů.

Pro větší instalace se však nejdůležitějším faktorem stává právě termodynamická účinnost, a z tohoto důvodu se u takových zařízení vybírá spíše mezi expanzním nebo kaskádovým cyklem. [1]

2.3 Expanzní cyklus

Jednou z vlastností Joule – Thomsonova oběhu byla nevratnost tohoto procesu. Jestliže zajistíme expanzi vysokotlakého plynu na nízkotlaký vratným způsobem, získáme tím dvě výrazné výhody oproti Joule – Thomsonově expanzi. První z nich je fakt, že u vratné expanze můžeme obnovit velké množství práce, která byla potřebná na kompresi, a využít ji v jiné části cyklu, což se pozitivně projeví na účinnosti cyklu. Druhou výhodou je mnohem větší chladicí efekt vratné expanze ve srovnání s Joule – Thomsonovou. Například adiabatická, vratná expanze metanu z 5,1 baru a 27 °C na 1,01 baru ochladí plyn na -70 °C, což je teplotní pokles o 97 °C. Joule – Thomsonova expanze mezi těmito tlaky by ochladila plyn jen zhruba o 2,2 °C. Ze všech používaných metod na chlazení plynu nabízí adiabatická vratná expanze největší ochlazení na změnu tlaku. [1]

Při vybírání expandérů na výrobu LNG se nabízí několik možností, jak v typu expandéru, tak v samotném základním cyklu, který se bude používat. Expandéry jsou ve své podstatě kompresory s obráceným tokem a stejně jako u kompresorů jsou na výběr expandéry dynamické a s kladným výtlakem. Poprvé byl expandér použit při zkapalňování vzduchu v roce 1902 Georgem Claudem. Claudeho expandér byl reciprocitní stroj, stejně jako všechny stroje z této doby používané v kryogenních procesech. Později (v roce 1966) byla účinnost těchto strojů vyčíslena na 70–80 %. Hlavní důvody nižší účinnosti u reciprocitních expandérů byly: ztráta při vstupu a výstupu na ventilech, neúplná expanze, přenos tepla a tření v pístech. V dnešní době už se ve výrobnách LNG reciprocitní stroje téměř nepoužívají. [1]

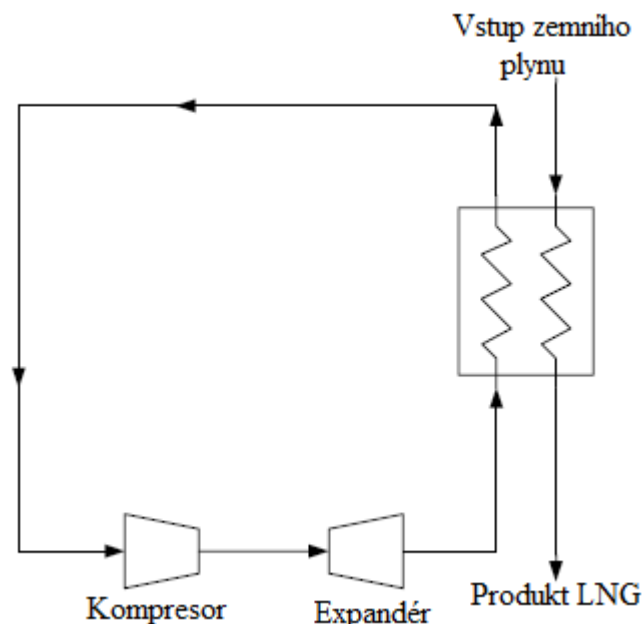
Dynamické expandéry, stejně jako kompresory, mohou mít dostředivý nebo axiální tok. U dostředivých strojů (zvaných turboexpandéry), vstupuje plyn skrz trysky po obvodu kola, expanduje a předává svou práci kolu, čímž ho roztáčí a následně je za nízkého tlaku vypouštěn ven ze zařízení. Axiální expandéry jsou protikladem parních turbín. Účinnost dostředivých strojů se uvádí mezi 85 až 90 % a u axiálních okolo 80 %. Turboexpandéry jsou vysokorychlostní stroje pracující v 10 000 až 100 000 otáčkách za minutu. [1]

Na výpočet očekávané změny entalpie během cyklu se dá použít několik metod, ale nejjednodušší a zároveň uspokojivě přesnou metodou je vzít ideální hodnotu z p-h nebo T-s

diagramu a upravit tuto hodnotu podle očekávané účinnosti používaného turboexpandéru. Práce generovaná v expandéru musí být odvedena ze systému, abychom dosáhli maximální termodynamické účinnosti cyklu. V praxi se u velkých zařízení toto řeší tak, že se turboexpandér připojí na plynový kompresor. U menších projektů se většinou z ekonomického hlediska nevyplácí výše zmíněným způsobem obnovovat práci expandéru. Místo párování s kompresorem se turboexpandér napojí na brzdné zařízení, které jeho práci mrhá. Jak již bylo v této kapitole zmíněno, při stavbě kombinace expandéru a kompresoru je důležitý správný výběr jejich typu a typu oběhu, ve kterém budou umístěny. Všechny expanzní cykly se dají rozdělit do dvou hlavních skupin: uzavřené a otevřené cykly. Většina těchto cyklů obsahuje Joule – Thomsonovy ventily i turboexpandéry. [1]

2.3.1 Uzavřený cyklus

V uzavřeném expanzním cyklu expandujeme jinou látku než tu, kterou chceme zkapalnit. Expandér zde vystupuje jako externí zdroj ochlazování. Při produkci LNG můžeme například použít dusík v uzavřeném expanzním cyklu na zkapalnění zemního plynu. Nejprostší typ tohoto oběhu je ukázán na následujícím obrázku:



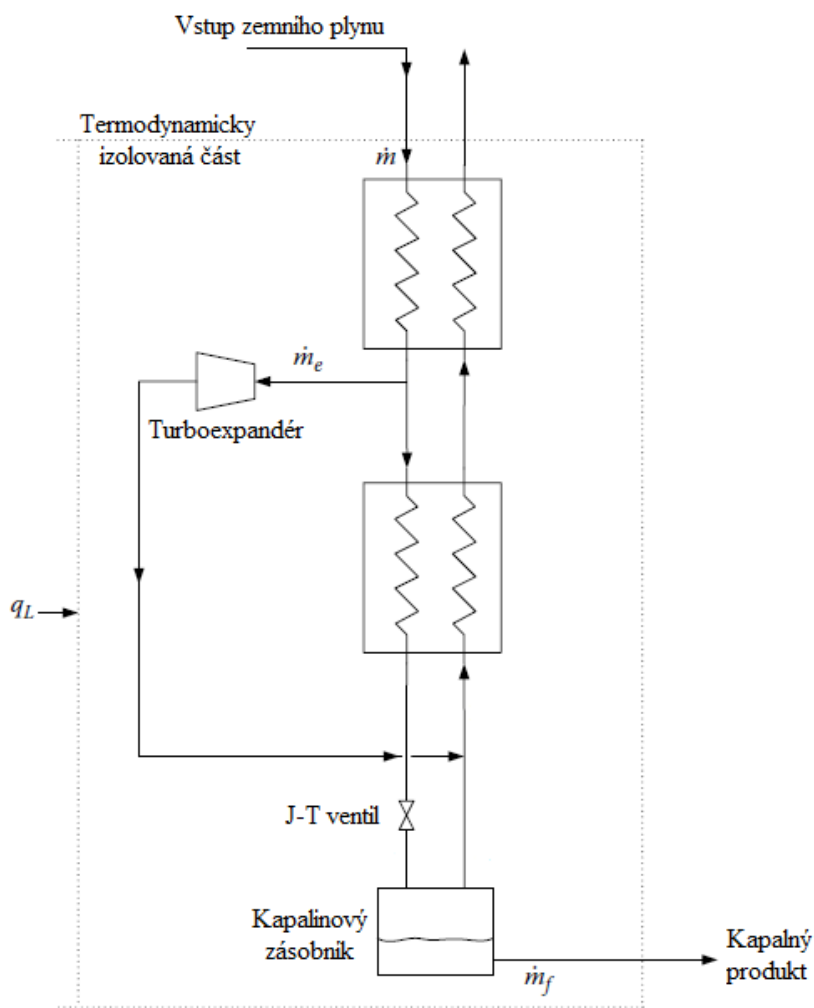
Obr.č.6: Jednoduchý uzavřený zkapalňovací oběh [1]

V tomto oběhu je stlačený dusík expandován a vzniklý studený plyn je poté použit na ochlazování a zkapalnění proudu zemního plynu. Ve skutečných továrnách na LNG obsahují tyto cykly další části navíc, například soubor více výměníků tepla, kompresory dusíku a další kombinace turboexpandéru a kompresorů. Oproti otevřenému cyklu, ve kterém se expanduje samotný zemní plyn, má uzavřený cyklus několik výhod. Jedním z nich je zvýšení bezpečnosti procesu, protože při chlazení dusíkem odpadá několik kroků nakládání s hořlavým zemním plynem. Dále se tvrdí, že tento proces má jednodušší a levnější proces odstavování a celkově by měl být ve většině případů lepší ekonomickou volbou. Třetí velkou výhodou je fakt, že používaný zemní plyn nemá takové nároky na čistotu (viz. Tab. č. 1), protože zde neprochází přes expandér. Pro plyn procházející

vysokorychlostními expandéry platí, že nesmí obsahovat žádné kondenzované fáze a části, které tuhnout za výstupní teploty z expandéru, protože jejich usazování na rotoru by ho zničilo. [1]

2.3.2 Otevřený cyklus

V otevřeném cyklu je expandovaný plyn tím, který se snažíme zkapalnit a v porovnání s uzavřeným cyklem je to méně komplexní varianta, což může být výhoda. Jednoduchý typ zapojení tohoto cyklu je na následujícím obrázku:



Obr.č.7: Jednoduchý Otevřený zkapalňovací oběh [1]

V tomto oběhu je studený plyn vycházející z expandéru používán jako zdroj ochlazování a vysokotlaký plyn je zkapalňován, když expanduje skrz Joule – Thomsonův ventil. Aplikování prvního zákona termodynamiky pro ustálené proudění na oběh s dvěma výměníky tepla, expandér a kapalinovou sběrnici nám dá následující vztah:

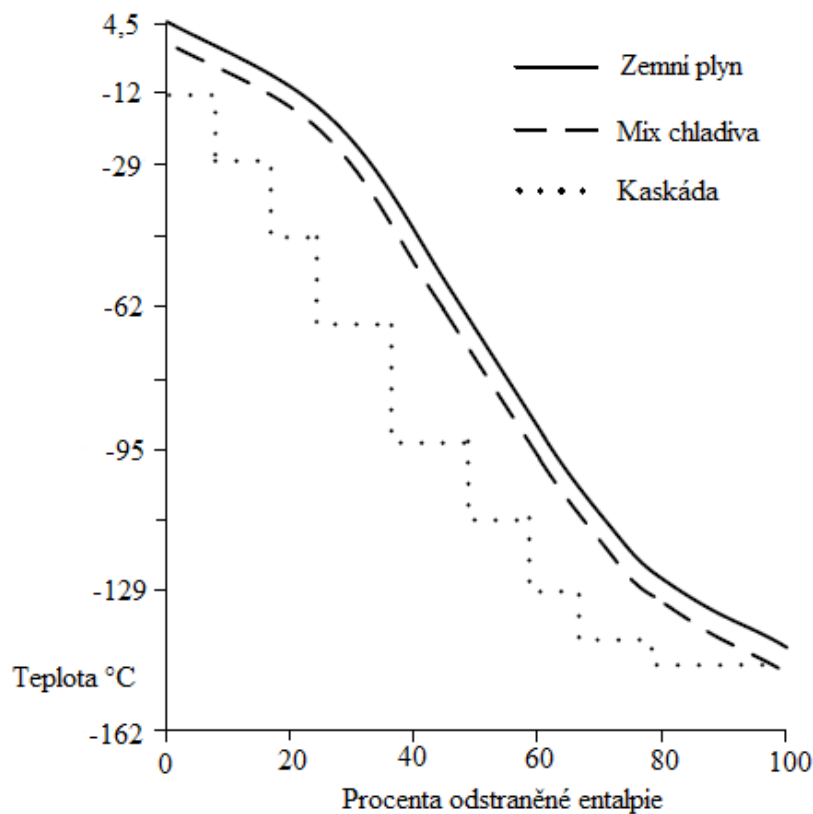
$$f = \frac{h_3 - h_1 - q_L}{h_3 - h_2} + \frac{e(h_4 - h_6)}{h_3 - h_2} \quad [1]$$

V tomto vztahu je e část plynu jdoucí do expandéru a (h_4-h_6) je práce vykonaná expandérem. Hmotnostní toky \dot{m} , \dot{m}_f a \dot{m}_e vyjadřují část jdoucí do zkapalňovače, část zkapalněného produktu a tok do expandéru. [1]

2.4 Kaskádový cyklus

Jedním z důvodů nižších termodynamických účinností je konečná teplotní diference, která musí platit pro přenosy tepla. Maximální termodynamické účinnosti u zkapalňovacích cyklů je dosaženo, když se ohřevná křivka chladiva shoduje s ochlazovací křivkou zemního plynu, který je zkapalňován. Což znamená, že teplotní rozdíly ΔT pro proces přenosu tepla jsou nulové. [1]

Na následujícím obrázku je schéma ochlazovací křivky zemního plynu, ohřevné křivky pro mix chladiva a klasický tří kapalinový kaskádový systém. Termodynamicky se chladicí směs blíží nejvíce vratnému procesu, protože minimalizuje teplotní diferenci mezi oběma látkami.



Obr.č.8: Ochlazovací křivka zemního plynu s příslušnou ohřevnou křivkou mixu chladiva a kaskádového cyklu [1]

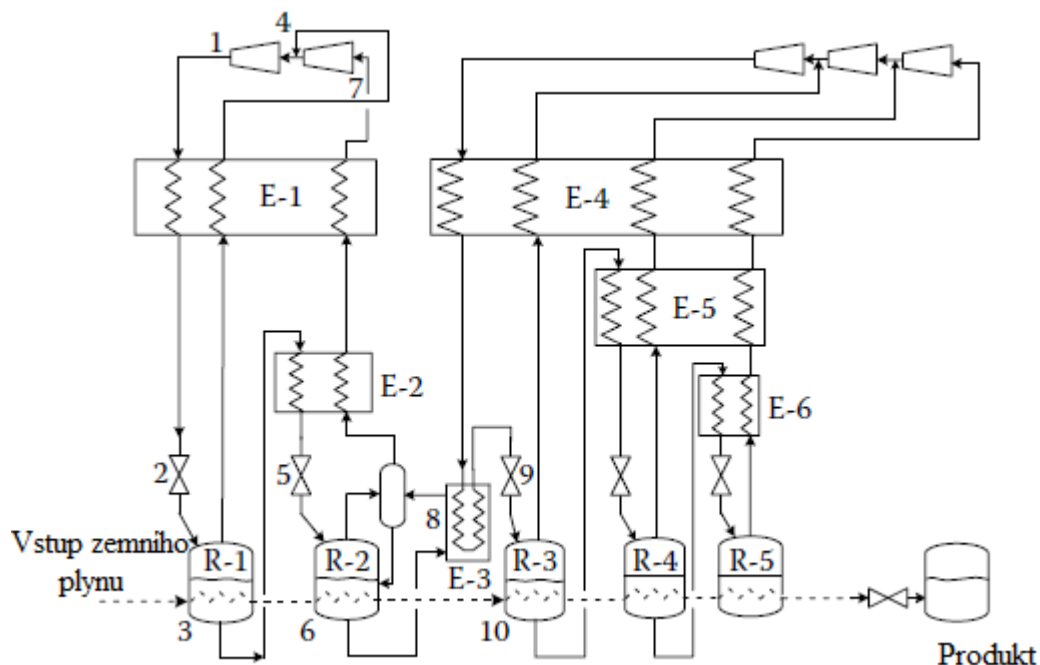
Klasická kaskáda se snaží o aproximaci ochlazovací křivky za použití série chladiv (nejčastěji tři) v oddělených smyčkách. Je možné použít víc než tři chladiva, čímž dosáhneme aproximaci bližší ochlazovací křivce, ale musíme poté počítat s dalším zvýšením komplexnosti a ceny celého zařízení, díky přidání dalších zařízení do cyklu. Kaskádové cykly rozlišujeme na ty, které používají řadu jednodátkových chladiv a na ty které používají směsi chladiv. [1]

Není bez zajímavosti, že klasický kaskádový cyklus byl jedním z prvních cyklů vynalezených a použitých ke zkapalňování plynů. Již ve druhé polovině devatenáctého století byl použit ke zkapalnění helia a vodíku a v roce 1877 poprvé použit ke zkapalnění vzduchu. Tato metoda byla poté také poprvé použita na výrobu LNG ve Spojených státech, v Ohio ve 40. letech 20. století. Klasická kaskáda je velice lákavou volbou na výrobu LNG díky své vysoké termodynamické účinnosti. V následujících letech byla také stále modifikována, například svou verzí se smíšenými chladivými. [1]

2.4.1 Klasický kaskádový cyklus

Proces klasické kaskády začíná párou, která může být zkapalněna za normální teploty okolí pouze pomocí působení tlaku. Kapalina, která tímto způsobem vznikne je poté expandována do nižšího tlaku, což vyústí v její částečné odpaření a ochlazení zbývající kapalné části. Tato studená kapalina je poté použita na ochlazení druhého plynu, který pak bude moci být zkapalněn za působení mírného tlaku a následně expandován do části s nižším tlakem. Teplota, kterou získáme po expanzi druhé kapaliny, bude mnohem nižší než teplota první kapaliny. Teoreticky bychom mohli použít jakýkoliv počet kapalin a mohli bychom dosáhnout libovolně nízké teploty při přechodu přes odpovídající počet expanzních kroků. V praxi se však nejčastěji používají tři kapaliny a tři levěly expanze. Při zkapalňování zemního plynu se používají propan-etylenové nebo etan-metanové kaskády, i když první LNG stanice v Clevelandu používala amoniak-etylen-metanovou verzi. [1]

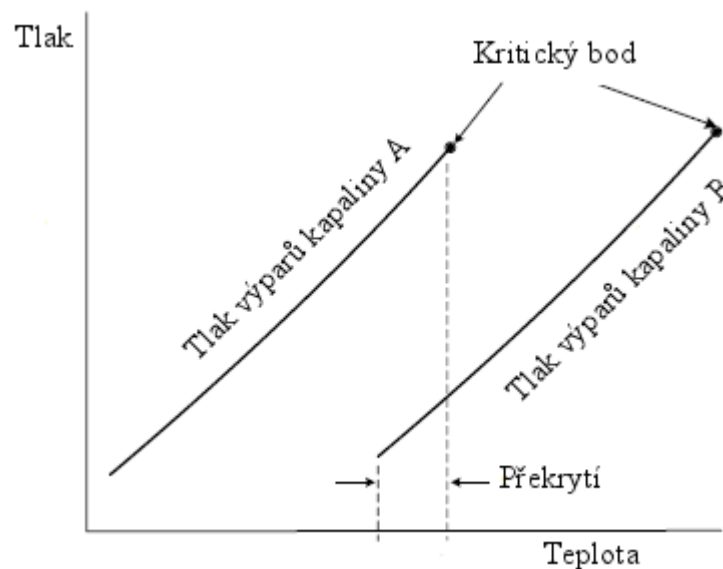
Na následujícím obrázku je vyobrazeno zjednodušené schéma hypotetického dvou kapalinového kaskádového cyklu designovaného k produkci nízkoteplotního zkapalněného plynu. Vyobrazený proces používá variaci dvoustupňového a třístupňového chladicího systému se dvěma různými pracovními kapalinami. [1]



Obr.č.9: Schéma hypotetického dvou kapalinového kaskádového cyklu [1]

Na tomto schématu opouští kapalina o vyšší teplotě kompresor (1) a poté je ochlazena ve výměníku tepla E-1, expanduje přes Joule – Thomsonův ventil (2) a odtéká do kapalino-panní nádrže R-1. Kapalná fáze v nádrži poté ochlazuje plyn (3), který je přes ni dodáván. Unikající výpary putují zpátky skrz výměník tepla E-1 do druhého stupně sání kompresoru (4). Kromě ochlazování proudu plynu je část kapaliny z nádrže (3) posílána do výměníku tepla E-2, kde je ochlazována před průchodem Joule – Thomsonovým ventilem (5), což vytváří kapalino-výparnou směs v zásobníku R-2 (6). Teplota i tlak jsou v zásobníku R-2 nižší, než ty v zásobníku R-1. Kapalina v zásobníku R-2 pak dále ochlazuje procházející proud plynu. Výpary jdou z tohoto zásobníku přes kapalinový separátor a výměníky tepla E-1 a E-2 zpátky do kompresorové části (7). Kapalina z nádrže R-2 jde do výměníku tepla E-3, kde se kapalná část dále ochladí (8) ve druhé kaskádě před průchodem Joule – Thomsonovým ventilem (9) za vzniku opět o něco chladnějšího mixu kapaliny a parní části v zásobníku R-3 (10). Principiálně stejný proces se v této části opakuje pro druhou pracovní kapalinu, která projde třemi stádii ochlazování. Tento proces postupně ochlazuje procházející proud plynu, který nakonec opustí systém přes zásobník R-5 a poté projde přes poslední Joule – Thomsonův ventil. Z něj vyjde jako mix kapaliny a výparů o požadované teplotě a tlaku. Kapalina se poté uloží jako produkt a výpary se využijí pro tepelnou výměnu a následně recyklují nebo spotřebují jako palivo. [1]

I když je vyobrazený cyklus oproti reálnému zjednodušen – hlavně v zobrazení pouze dvou stupňů, i když ve skutečnosti se nejčastěji používají stupně tři – ilustruje všechny podstatné prvky klasické kaskády. Aby klasická kaskáda mohla fungovat, tlakové křivky výparů obou pracovních tekutin se musí překrývat, tento fakt je vyobrazen na následujícím obrázku:



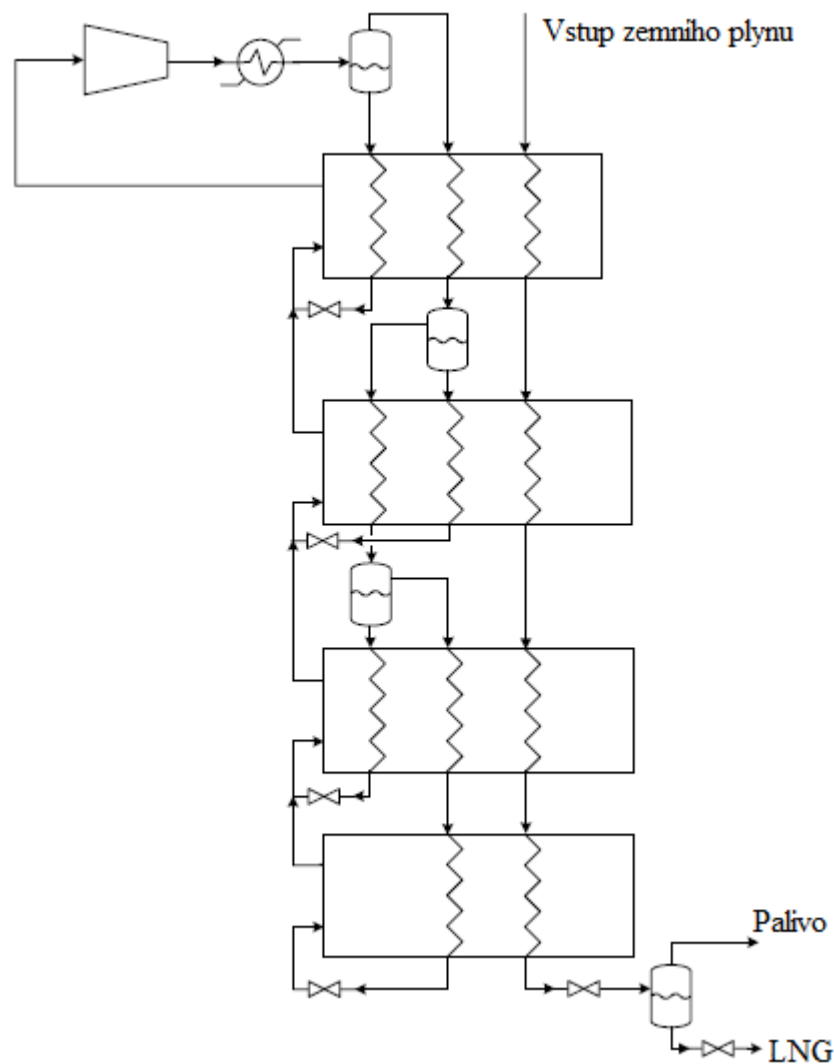
Obr.č.10: Vyobrazení překrytí tlakových křivek obou pracovních tekutin [1]

2.4.2 Kaskádový cyklus se smíšeným chladivem

Jak již bylo v této kapitole zmíněno, maximální termodynamické účinnosti ve zkapalňovacím cyklu je dosaženo, když ohřevná křivka chladiva odpovídá ochlazovací křivce zemního plynu, který se snažíme zkapalnit. Cyklus klasické kaskády se snaží aproximovat chladicí křivku pomocí použití tří čistých chladiv v rozdílných okruzích.

Smíšený cyklus nahrazuje několik čistých chladiv v oddělených okruzích jedním chladivem složeným z mnoha částí kondenzujících za různých teplot – v jednom cyklu. Tímto se může dosáhnout bližšího přiblížení ochlazovací křivce zemního plynu. Další výhodou je použití pouze jednoho kompresoru pro jedno chladivo. Kromě kaskádového cyklu se smíšeným chladivem se stejný princip používá i v takzvané samochladicí kaskádě a jednoproudé kaskádě. Kaskádový systém se smíšeným chladivem byl údajně poprvé experimentálně vyzkoušen v roce 1959 a v dnešní době se cykly, které tento princip využívají, staví v rozmanitých konfiguracích, ale dají se zhruba rozřadit do dvou větších kategorií: uzavřené a otevřené cykly. [1]

Uzavřený cyklus

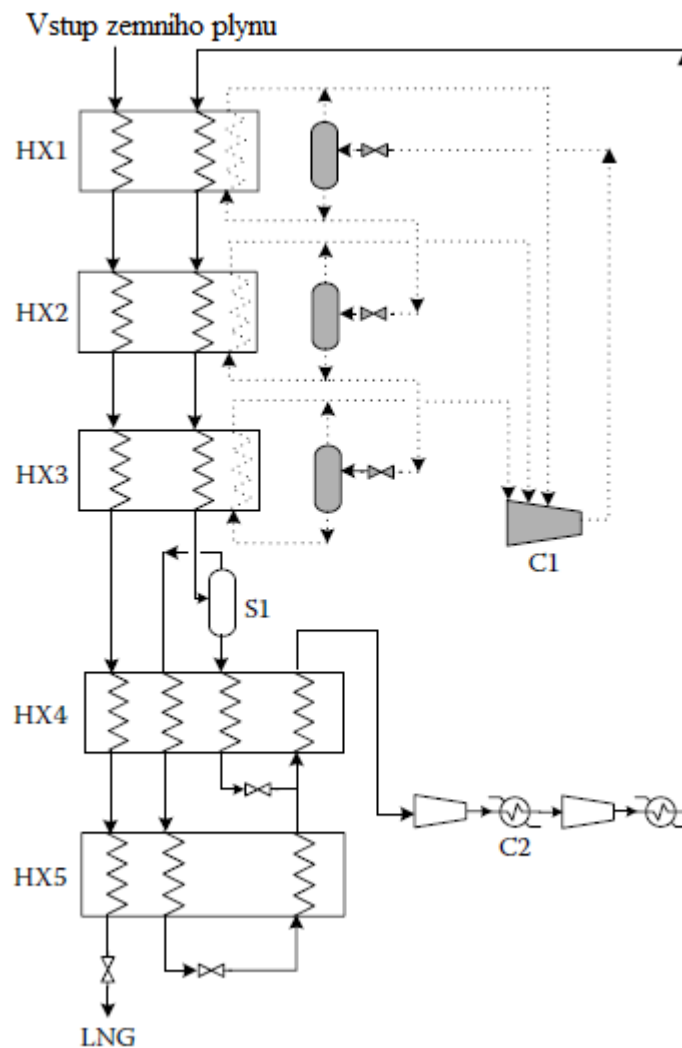


Obr.č.11: Schéma jednoduchého uzavřeného cyklu [1]

Na tomto obrázku je vidět schéma jednoduchého jednoproudého uzavřeného cyklu se smíšeným chladivem. Jako chladivo by mohl být použit mix dusíku, metanu, etanu, propanu, butanu a pentanu. Přesná kompozice by záležela na složení konkrétně použitého zemního plynu.

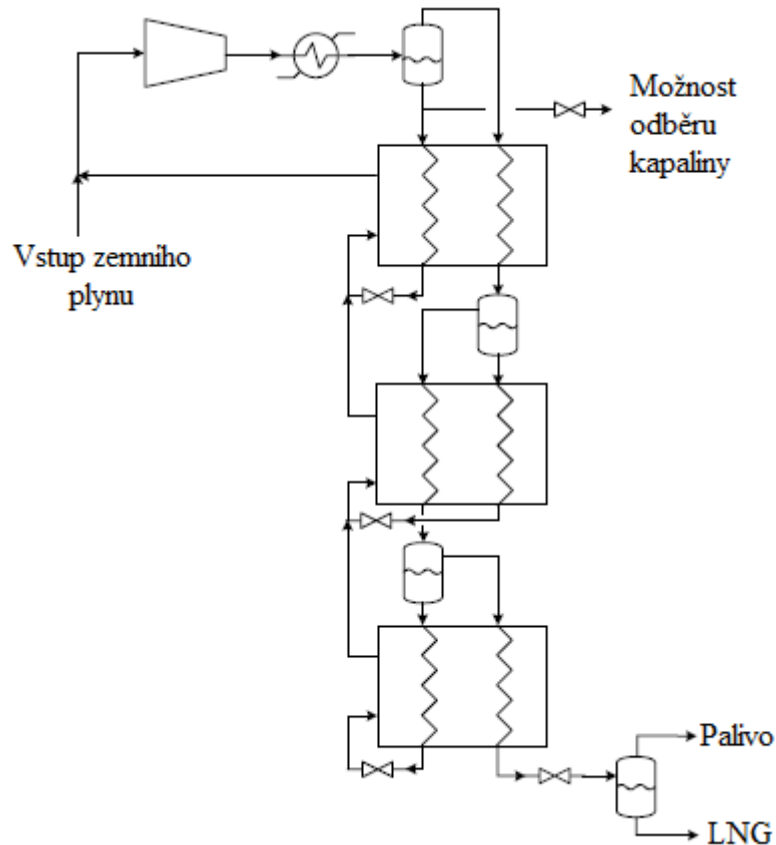
Mix chladiva je v tomto cyklu stlačován a poté částečně kondenzuje ve vodou chlazeném výměníku. Poté chladivo projde sérií redukcí tlaku a separací kapaliny a výparné části, čímž vznikne studená kapalina potřebná ke zkapalnění zemního plynu v tepelných výměnících. Teploty dosažené v jednotlivých výměnících záleží na složení chladiva a tlaku, na který byl plyn původně stlačen. Podle složení zemního plynu se vyberou všechny důležité parametry v cyklu, aby co nejlépe aproximovaly chladicí křivku tohoto plynu. V tomto cyklu projde zemní plyn přes čtyři výměníky tepla v sérii a poté expanduje do separátoru, kde se oddělí kapalná část od plynné. Kapalná část je získané LNG a plynnou část můžeme opět využít jako palivo. [1]

Na dalším obrázku je schéma populárního typu uzavřeného systému se smíšeným chladivem – systém s předchlazením pomocí propanu. Tento typ je nejvíce používán u závodů pro základní zatížení na výrobu LNG. Používá jak externí chlazení propanem, tak vnitřní chlazení chladícím mixem. Třístupňový propanový chladicí systém zde zajišťuje prvotní chlazení pro zemní plyn i pro pracovní chladivo cyklu (na obrázku ve výměnících HX1, HX2 a HX3). Práce propanové části cyklu je prováděna pomocí kompresoru C1. Další chlazení je zajištěno pomocí expanze chladicího mixu vycházejícího ze separátoru S1. Chladicí mix a zemní plyn je poté ochlazován ve výměnících HX4 a HX5 pomocí již expandovaného chladiva. Nízkotlaké chladivo je poté znovu stlačeno dvoustupňovým kompresorem C2. [1]



Obr.č.12: Schéma uzavřeného cyklu s propanovým předchlazením [1]

V těchto cyklech dochází k ochlazení zemního plynu pomocí propanu asi na $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ a v následné části pomocí chladicího mixu na potřebných $-161\text{ }^{\circ}\text{C}$. Těmto oběhům se souhrnně říká C3MR a v současnosti se jejich pomocí zkapalňuje asi 70 % celkové produkce LNG.

Otevřený cyklus

Obr.č.13: Jednoduché schéma otevřeného cyklu [1]

Na tomto obrázku je ukázáno zjednodušené schéma otevřeného cyklu. V tomto konkrétním případě je zkapalňovaný zemní plyn fyzicky promíchán s proudícím chladivem. Toto míchání se může odehrát před, během nebo po kompresi, což záleží na vstupní tlaku proudu zemního plynu. Po kompresi proud plynu částečně kondenzuje ve vodou nebo vzduchem chlazeném výměníku tepla a poté je v separátoru rozdělen na kapalnou a plynnou frakci. Od tohoto bodu je proces podobný tomu v uzavřeném cyklu. Kapalně části expandují, což vede k vypařování a chlazení. Tyto studené proudy jsou použity jako chladivo ve výměnících tepla. Výpary z posledního separátoru kondenzují v posledním výměníku tepla a poté jsou expandovány a separovány jako finální LNG produkt a tzv. flash gas – nezkondenzovaný plyn, který se nejčastěji spotřebuje jako palivo v této výrobě LNG. Abychom zabránili těžkým uhlovodíkům v proudění do nízkoteplotní části cyklu, ve které by kvůli nim mohlo docházet k ucpávání, musí někdy dojít k odebrání kapalně části proudu za relativně vysoké teploty. [1]

Pro shrnutí kaskádových cyklů, bychom mohli vyzdvihnout některé výhody, které mají smíšená chladiva oproti klasickým kaskádovým cyklům. Nepočítáme-li propanové předchlazování, výhodou je použití pouze jednoho kompresoru na místě, kde by klasická kaskáda upotřebila tři. Což celkově zjednodušuje celý cyklus, snižuje počet komponent a složitost potrubního systému. Další výhodou je možnost snadno změnit složení chladiva na základě parametrů vstupního plynu, a tedy dobrá optimalizace cyklu. Nevýhodou oproti klasickému kaskádovému cyklu je potřeba externích zařízení na obnovu, skladování a míchání komponent pro chladivovou část cyklu. [1]

3. Skladování LNG

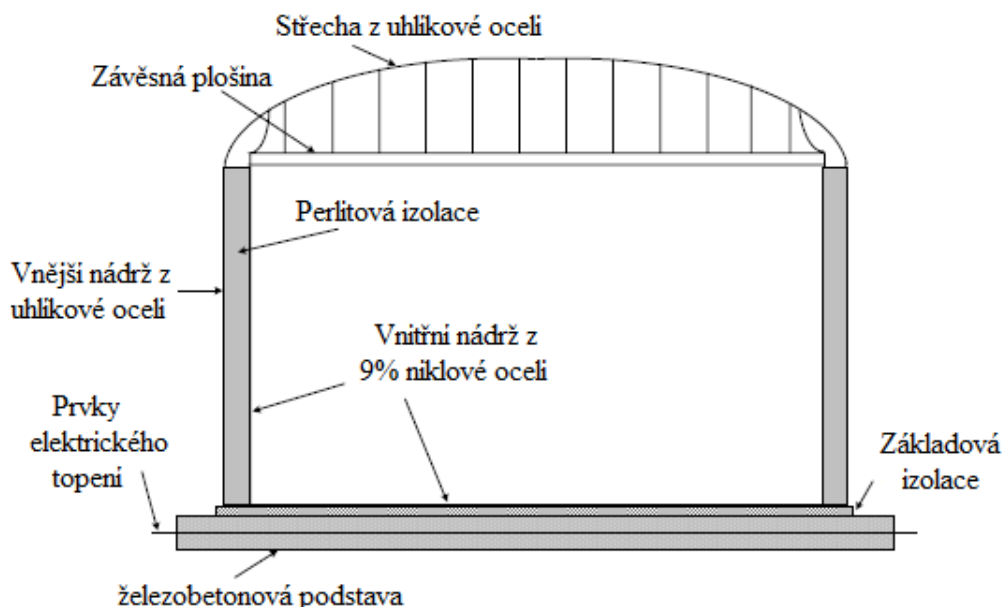
Co se ukládání LNG týče, obecně se všechny způsoby dělí do dvou hlavních kategorií: podzemní a nadzemní ukládání. Obě tyto kategorie se dají dále rozdělit na tři podkategorie, které jsou v této kapitole popsány. Skladování LNG zahrnuje i svou specifickou problematiku, kterou je takzvané rozvrstvení – stratifikace, která je také rozebírána v této kapitole.

3.1 Nadzemní kryogenní skladování

Nádoby na nadzemní skladování LNG se dělí na ty vyrobené z: Oceli, předpjatého betonu nebo na kombinaci těchto dvou materiálů – hybridní nádrž.

3.1.1 Ocel

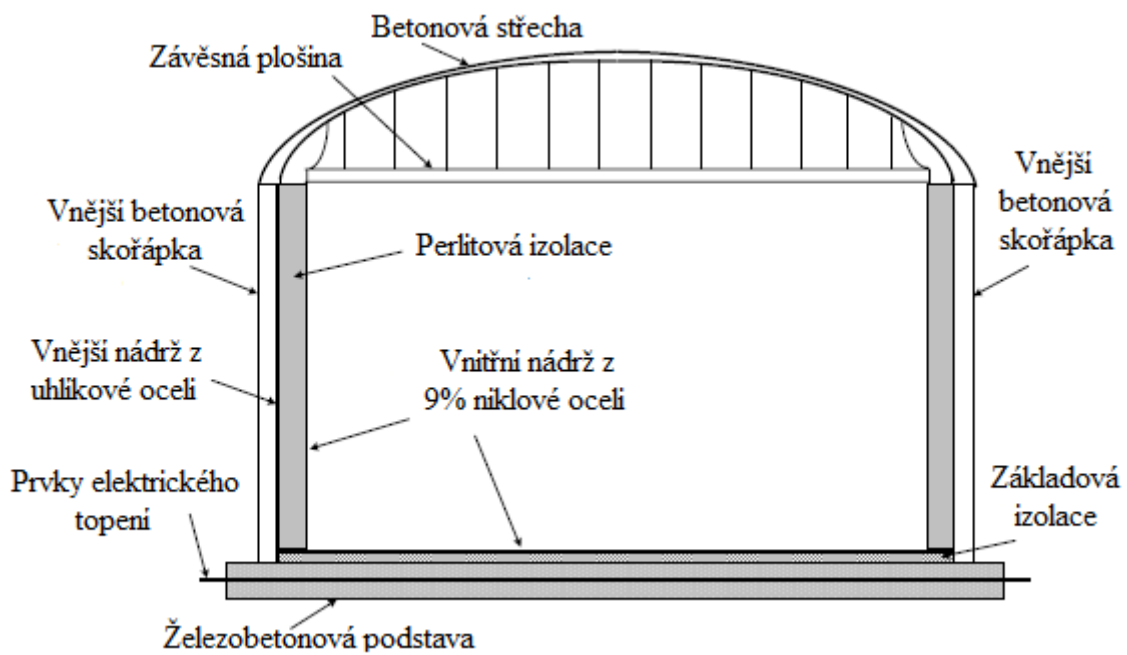
Skladování LNG v nadzemních kovových nádržích je široce využívaná metoda jak u závodů na základní zatížení, tak pro zařízení pracující ve špičce. Na následujících obrázcích jsou ukázány tři různé varianty: jedno, dvou a takzvaně plně – kontejnmentové ocelové nádrže. Nerezová ocel se kvůli své vysoké ceně obvykle používá pouze u menších nádob, trubkových systémů pro LNG a výměníků tepla. Pro velké nádoby se nejčastěji používá devíti procentní niklová ocel. Typická konfigurace nádrže je dvoustěnná s plochým dnem a prstencovým prostorem mezi stěnami vyplněným izolačním materiálem. U plně – kontejnmentové nádrže bývá střecha zkonstruována z betonu. Správný výběr typu nádrže ze třech výše zmíněných je tématem diskuzí. Jedno-kontejnmentová nádrž je levnější, ale se samozřejmou nevýhodou pouze jedné kontejnmentové části pro sklad LNG. Mezi dvou a plně – kontejnmentovým typem se podle všech požadavků na stavbu a bezpečnost může nakonec jako nejekonomičtější jevit dvou – kontejnmentová nádrž [1]



Obr.č.14: Jedno-kontejnmentová nádrž [1]



Obr.č.15: Dvou-kontejnmentová nádrž [1]

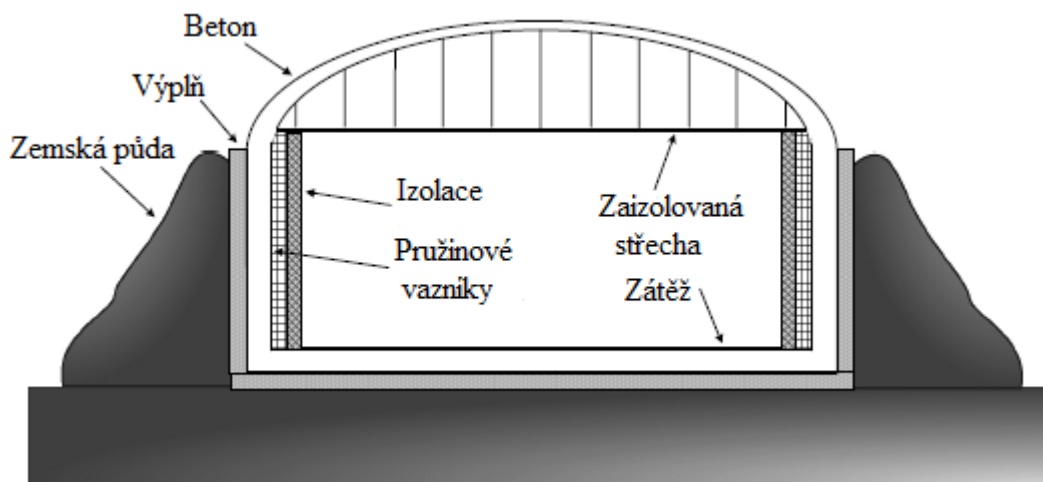


Obr.č.16: plně-kontejnmentová nádrž [1]

3.1.2 Beton

Nádrže z předpjatého betonu mají ve skladování kryogenních látek bohatou historii. Již od roku 1968 se jich postavily stovky například na ukládání kapalného kyslíku, který má ještě nižší teplotu a je těžší než LNG. Nádrže z předpjatého betonu se staví v nadzemní, podzemní nebo částečně podzemní variantě, na základně vlastností uložště nebo jiných činitelů. [1]

Na obrázku č. 17 je zobrazena typická konstrukce nádrže z předpjatého betonu. Toto konkrétní uložště bylo postaveno pro špičkový závod v New Yorku. Nádrž byla postavena na svahu a její zdi byly kompletně obklopeny zeminou. Objem této nádrže byl okolo 95 000 m³. Vyztužené betonové zdi byly izolovány zevnitř pomocí polyuretanu a LNG bylo od této izolace odděleno pomocí tenkého laminátového filmu, který měl svou vlastní ochranou izolaci. Očekávalo se, že se odpaří 0,06 % objemu nádrže za den. Pomocí dvou odstředivých fukarů se sacím výkonem $60 \cdot 10^6 \text{ Sm}^3/\text{d}$ za atmosférického tlaku a teploty $-129 \text{ }^\circ\text{C}$ se výpary stlačovaly na 0,7 barg (relativní tlak – gauge pressure) a následně byly znovu zkapalněny. Normální tlakové podmínky pro tuto nádrž byly pro tlak 10 cm vody a pomocí membránových ventilů se mohl rychle vypouštět nebo přidat plyn v případě výjimečných atmosférických podmínek, například takových, které by způsobil hurikán. Tato nádrž byla naneštěstí zničena v roce 1973 během nehody při údržbě. Během oprav uvnitř skladovací části nádrže vypukl požár, což zapříčinilo náhlý a nekontrolovatelný vzrůst tlaku. Tento tlak nadzvedl betonovou střechu, která následně zkolabovala a zabila 37 dělníků uvnitř nádrže. Betonové nádrže mohou být konstruovány tak, že je beton chráněn od přímého dotyku s LNG pomocí membrány (nejčastěji kovové listy, které brání dotyku mezi LNG a betonem), ale i tak, že se LNG a zdi nádrže přímo dotýkají. Portlandská cementová asociace dokázala, že správně připravené betonové zdivo může být použito na skladování kapalin za kryogenní teploty. Mechanické vlastnosti betonu nejsou za nízkých teplot nijak výrazně znehodnoceny. [1]



Obr.č.17: Nádrž z předpjatého betonu částečně umístěná v zemi [1]

3.1.3 Hybridní konstrukce

Pro velké nádrže je populární kombinace oceli a předpjatého betonu. Jedna z největších nádrží na světě, s objemem 180 000 m³, je právě hybridní konstrukce. Skládá se z vnitřní nádrže z 9 % niklové oceli a vnější nádrže z předpjatého betonu s kryogenní izolací mezi těmito dvěma nádržemi. Existuje také možnost konverze dvou jedno – kontejnmentových ocelových nádrží na jednu dvou – kontejnmentovou pomocí přidání vnější schránky z předpjatého betonu. [1]

3.2 Podzemní kryogenní skladování

Typy podzemního skladování kryogenních kapalin můžeme rozdělit na: klasické ocelové a betonové nádrže uložené v zemi, nádrže vytvořené v dutině ve zmrzlé zemi, nádrže v důlních jeskyních.

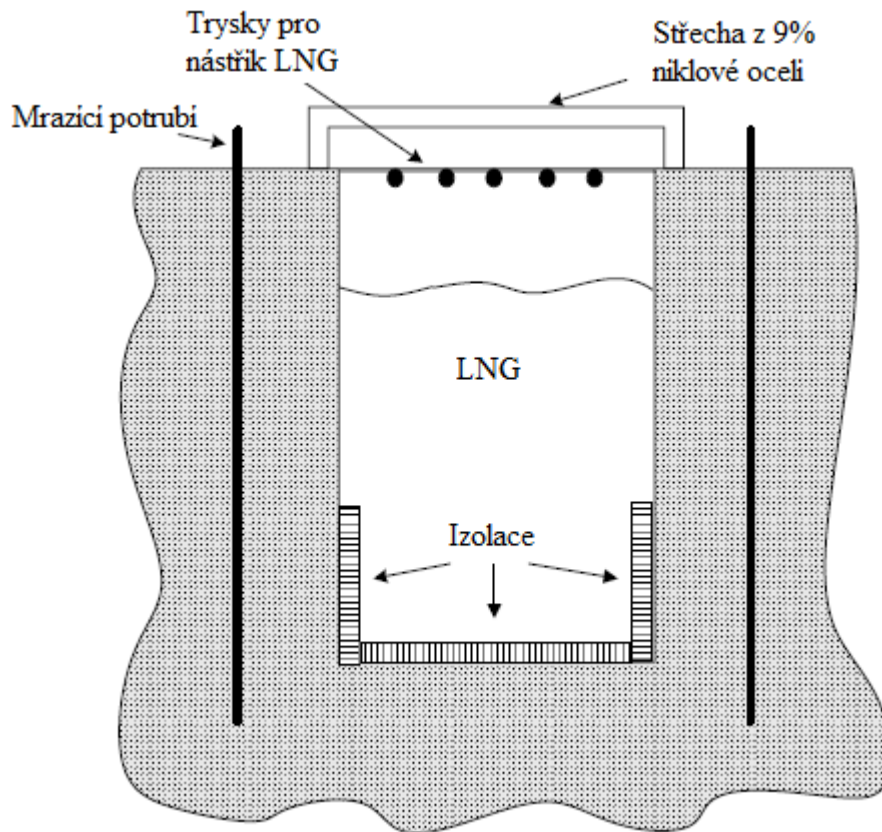
3.2.1 Klasické nádrže

V případě nadzemních nádrží z oceli nebo betonu, musí zdi udržovat veškerý nápor všech sil. V podzemním uložení mohou být nádrže postaveny tak, že využívají obklopující zeminu jako podporu. Nebo mohou být postaveny jako oddělené jednotky a jáma, ve které jsou uloženy, slouží jako externí kontejnment v případě úniku kapaliny nebo poruchy.

Příkladem první varianty jsou jedny z největších nádrží na světě, 200 000 m³ velké podzemní jednotky instalované v Ohgishimě v Tokiu. Kromě velikosti jsou zajímavé také tím, že jsou pohřbené v zemi úplně celé, včetně vyklenuté střechy. Tyto nádrže jsou zkonstruovány kompletně z vyztuženého betonu s tloušťkou stěny 2,2 m, průměrem 78 m a tloušťkou spodní podstavky 9,8 m, aby byly schopné vydržet mimo jiné nápor podzemní vody. Protože jsou nádrže kompletně pod zemí, musí každá střecha (o tloušťce 1 metr uprostřed a 2,5 metru po obvodu) ustát svoji vlastní tíhu (15 000 tun) a tíhu půdy nad ní (40 000 tun). Vnitřek nádrží je kompletně zaizolován a navíc obsahuje 2 milimetrové membrány z nerezové oceli pro zajištění nepropustnosti kapaliny i plynu. Po stranách nádrže jsou vedeny otopné systémy, které zabraňují mrznutí od země. [1]

3.2.2 Nádrže ve zmrzlé zemi

Na obrázku č. 18 je zobrazen náčrt možného uložení LNG ve zmrzlé zemi. Dutina je na začátku ochlazená nástřikem LNG do výparného prostoru. Střecha dosáhne rychle své stabilní teploty. Díky malé tepelné vodivosti zmrzlé země může okolní půdě trvat dosažení stabilní teploty několik let. To, jaká bude přesně tepelná vodivost země, závisí na geologickém složení této zeminy a na její vlhkosti. Jedny z prvních závodů na LNG používaly na skladování produktu právě tento typ nádrží. Ovšem pouze jeden závod ze čtyř, které tyto skladiště původně vystavil, je potom používal i za ostrého provozu. Ostatní daly přednost jinému typu nádrží, protože nádrže ve zmrzlé zemi se ukázaly jako nevhodné pro závody fungující ve špičce. V současnosti tento způsob nevyužívá žádný LNG závod. [1]



Obr.č.18: Nákres nádrže ve zmrzlé zemi [1]

3.2.3 Důlní jeskyně

Tento koncept ukládání LNG využívá podzemní jeskyně existující nebo vytvořené právě za účelem skladování kryogenních látek. Zdi jeskyně se mohou přímo dotýkat skladované kapaliny, nebo on ní mohou být odděleny izolační zdi. Zkušební jeskyně tohoto typu byla vybudována v Belgii v roce 1983. Byla 30 metrů dlouhá, 3 metry široká a táhla se 23 metrů pod zemským povrchem. Kapalný dusík, se kterým byla testována, v sobě tato jeskyně složená hlavně z jílu držela minimálně 10 týdnů. Dalším možným způsobem takového uložení jsou vertikální jeskyně, kde je LNG oddělené od země pomocí betonových ocelových zdí. Stejně jako u předchozího typu uložení v zemi, ani tento není v současnosti nikde komerčně využíván. [1]

3.2.4 Převrácení

V roce 1971 došlo u LNG terminálu La Spezia v Itálii k náhlému nárůstu tlaku vyúsťujícímu ve značné odvodušnění LNG nádrže, která byla naplněna asi před 18 hodinami. Naštěstí nedošlo k žádnému poškození zařízení ani zranění obsluhy. Byl to však první incident z několika dalších podobných instancí náhlého, velkého uvolnění páry, kterým se začalo říkat „převrácení“. [1]

Příčina převrácení

Skladování kryogenních látek je unikátní v tom, že únik tepla neustále otepluje kapalinu, naproti tomu kapaliny uskladněné za normální teploty prodělávají jak oteplování,

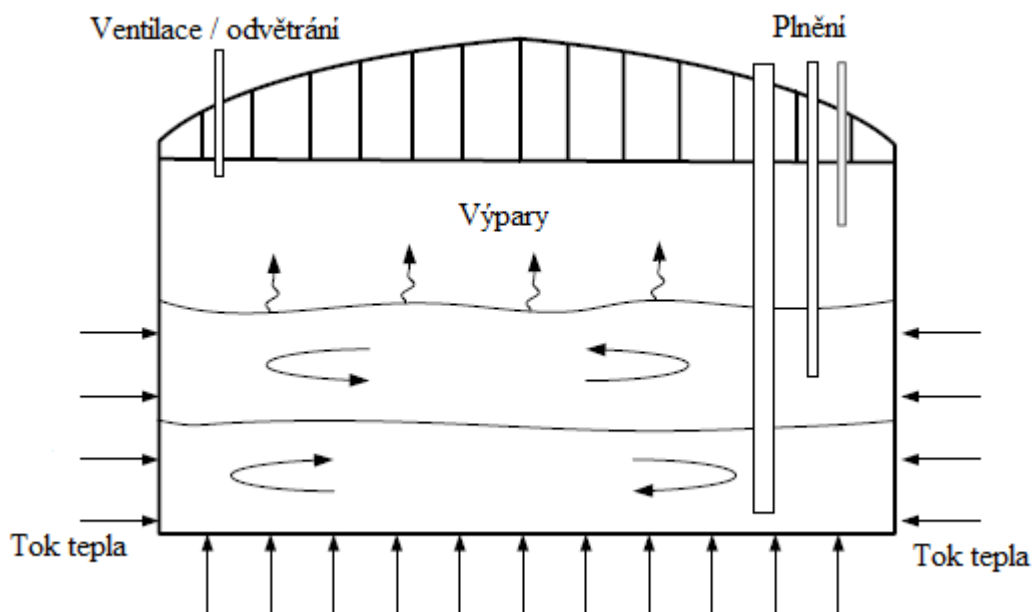
tak ochlazování. Aby rozptýlila příliv tepla, začne se kryogenní kapalina odpařovat. Pro čisté kapaliny, jako kapalný dusík, nepředstavuje tento proces žádný problém, protože kapalina je čistá a neprobíhá v ní žádná změna složení. Jak bylo ukázáno v tabulce č. 2, LNG se skládá z mnoha složek, které se liší svým bodem varu, někdy i o stovky stupňů. Z těchto kapalin se vypařuje pouze dusík a metan, protože jsou jedinými složkami s významnými tlaky páry za LNG teplot. [1]

Uvažujme tank s LNG, které je dobře zamíchané a neobsahuje žádné LNG. S odpařujícím se metanem nám LNG „zvětrává“ neboli se zvyšuje podíl těžších komponent a tím roste bod varu kapaliny. Ztráta metanu však také vyústí v navýšení hustoty, která vyvažuje ztrátu hustoty zapříčiněnou nárůstem teploty. Přestup tepla ze stran tanku způsobuje kontinuální míchání díky přirozenému proudění. V průběhu času se tato směs pomalu zahřívá a zvyšuje svoji hustotu. [1]

Jestliže do tohoto tanku přidáme dávku čerstvého LNG na vrchol staré vrstvy, vytvoří se tak dvě různé vrstvy. Na začátku je horní vrstva lehčí a chladnější než spodní vrstva. Díky vypařování metanu však horní vrstva zvyšuje svoji hustotu. Ve stejné době se spodní vrstva ohřívá díky přenosu tepla, ale nemůže se odpařovat, protože na ni působí hydrostatický tlak horní vrstvy. Tento tlak snižuje hustotu spodní vrstvy. Na hranicích těchto vrstev sice dochází k míchání. Vzhledem k objemu obou částí je toto míchání minimální).

Výše zmíněné efekty dále probíhají v čase. Ztráta metanu v horní části zvyšuje její hustotu a oteplování spodní vrstvy její hustotu snižuje. Díky tomu se může stát, že spodní vrstva bude tou lehčí z obou vrstev. Jestliže se rozdíl hustot mezi vrstvami stane dostatečně velkým, může dojít k prohození obou vrstev, k převrácení. Toto dostane teplou vrstvu do horní části a dojde k náhlému vývinu plynu, protože původně spodní vrstva přijde o hydrostatický tlak horní vrstvy, který bránil jejímu odparu. [1]

Věří se, že velikost nádrže a její typ nemají na výskyt převrácení žádný znatelný vliv. Důležitými proměnnými jsou pouze změna hustoty, teploty a jemné rozdíly ve složení kapaliny.



Obr.č.19: Schéma nádrže se dvěma vrstvami LNG [1]

Zabránění převrácení

Pravděpodobnost převrácení se dá ovlivňovat množstvím dusíku ve vrstvách. Pokud držíme koncentraci dusíku v horní vrstvě nad 1 mol %, snižujeme tím šanci na převrácení, protože ztráty dusíku snižují hustotu místo jejího zvyšování. Ovšem u spodní vrstvy platí opak a tedy, že ji musíme udržovat s co nejmenším podílem dusíku. [1]

Prevenici převrácení dále zvyšuje znalost modelu teplot a hustot skrz nádrž a během přidávání nové dávky. Když je nová dávka lehčí než ta, která je současně v nádrži, jde vzápětí na spodek nádrže. Což znamená okamžité promíchání kapalin a vyhnutí se stratifikaci. Moderní nádrže jsou proto vybaveny měřidly tlaku i teploty, které obsluhu varují před potenciální možností stratifikace a převrácení. [1]

Aby nedošlo k žádnému nebezpečí, vztahují se na tuto problematiku mnohé bezpečnostní kódy. Hlavním z nich je nutnost maximální velikosti odvětrávání mnohonásobně většího, než je očekávaný výpar z LNG, aby bylo zajištěno, že nádrž nebude přetlakována. V Evropě je tato hodnota nastavena na stonásobek jmenovitého výparu. U převrácení, které proběhly v minulosti, bylo naměřeno navýšení výparu jen kolem dvacetinásobku jmenovité hodnoty. Díky tomu tak nikdy nedošlo k závažné nehodě kvůli převrácení. [1]

4. Transport

Jak již bylo zmíněno v úvodní kapitole, pro velké zásoby plynu je kromě potrubní přepravy často jedinou další možností transportu lodní doprava v podobě LNG. Pro dopravu zkapalněného plynu existují tyto tři možnosti: Nákladní doprava, potrubní LNG systém, nebo námořní doprava. Z těchto tří způsobů diskutovaných v této kapitole je námořní doprava ta nejpoužívanější a tedy nejdůležitější.

4.1 Nákladní doprava

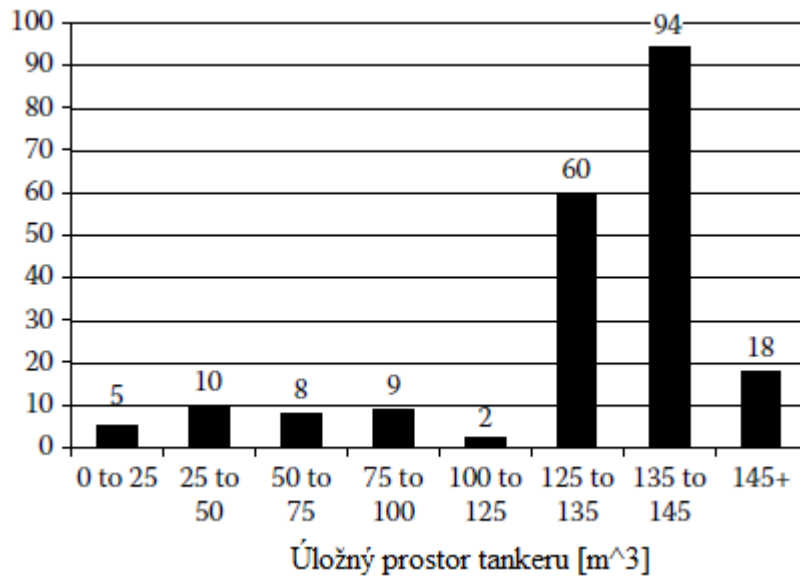
Kryogenní kapaliny jako kapalné helium, kapalný vodík a kapalný kyslík jsou pomocí nákladní dopravy přepravovány často. Proto byla pro LNG v tomhle ohledu již dobře vyšlapaná cesta, která nevyžaduje žádnou dodatečnou technologii. Nejvíce se tímto způsobem dopravuje LNG k čerpacím stanicím a lokálním zařízením, které nejsou napojeny na potrubní systém zemního plynu dané země. [1]

4.2 Potrubní systém

Koncept potrubní dopravy zkapalněného plynu byl poprvé rozebrán v roce 1970. Pumpování kapaliny místo stlačeného plynu se zdálo být velmi atraktivní. Během studie této možnosti se přišlo na to, že kapalina se během toku zahřívá díky tření, a proto je potřeba ho ochlazovat na různých místech během toku z jednoho místa na druhé. Z tohoto důvodu se tato možnost ukázala jako ekonomicky výhodná pouze v určitých situacích a vzdálenostech, pokud možno menších než 320 km. [1]

4.3 Námořní doprava

První loď převážející LNG vyplula z Louisiany USA do Spojeného království v roce 1959 a na své palubě vezla 5088 m³ zkapalněného plynu. Na následujícím grafu je ukázán počet lodí určených k převozu LNG v roce 2003. Díky větší ekonomické výhodnosti počet lodí převážejících větší objem LNG stále přibývá.



Graf.č.7: Velikostní rozložení lodí převážející LNG [1]

Počet lodí na převoz LNG neustále roste a v roce 2016 čítala světová LNG flotila na 410 plavidel. [2]

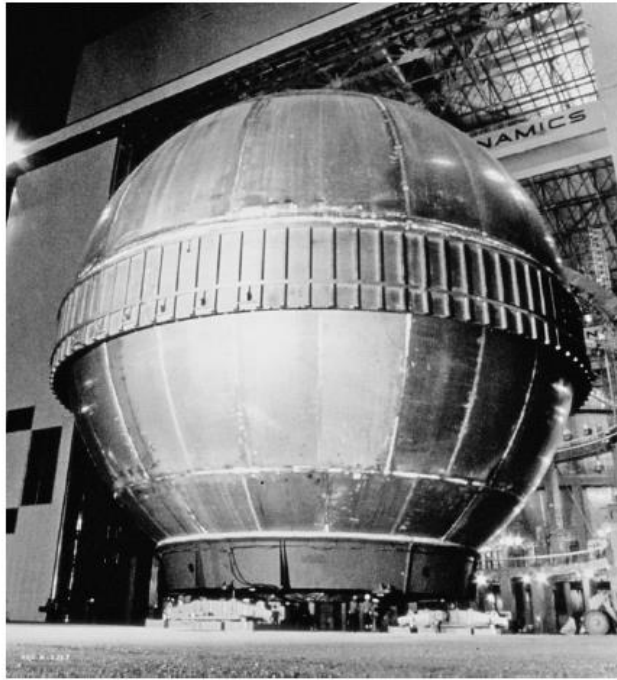
Následuje seznam věcí, které jsou nejdůležitější při designování lodí na převoz LNG [1]:

1. Nízká hustota LNG a potřeba dalšího kontejnmentu pro vodní zátěž vyústí v potřebu velkého trupu s nízkým ponorem a vysokým bokem lodí
2. Nízká teplota LNG znamená použití speciálních a drahých slitin na výrobu skladovacích tanků. Pro samostatně stojící nádrže se dá použít pouze aluminium nebo 9 % niklová ocel. Pro membránové nádrže se používá nerezová ocel nebo invar.
3. Možnost velkých tepelných změn v nádržích znamená nutnost speciálně řešeného uchycení u volně stojících nádrží a dobrou flexibilitu membrán u membránových tanků.
4. Trup plavidla je z uhlíkové oceli, takže mezi ním a nádržemi musí být dobrá tepelná izolace, která musí být zároveň schopná nést plnou váhu nákladu.
5. Všechna zařízení na lodí, která přijdou do styku s nákladem během jeho přesunu, musí být designována s ohledem na jeho možné tepelné roztahování nebo smršťování.

Všechny principy designu lodí na převoz LNG nakonec vyústily v používání tří různých systémů, které používají jeden ze dvou typů tanků: membránové nebo volně stojící. V současnosti jsou všechna plavidla určená pro převoz LNG dvou trupová a velká většina z nich používá parní turbíny poháněné odpařeným zemním plynem. Také roste počet lodí poháněných naftovými motory, které mají větší účinnost než parní turbíny a nižší emise NOx. [1]

4.3.1 Samostatně stojící nádrže

Samostatně nebo také nezávisle stojící nádrže mají vlastní podporu a nejsou součástí trupu lodi. Současně používaný systém je podle svého designéra Mosse Rosenberga Verfta nazvaný Mossův systém a používá sférické aluminiové nádrže. Ty jsou vyfoceny na obrázcích číslo 19 a 20. Čtyři nádrže podle Mossova designu, jako ty, které můžeme vidět na druhém obrázku, jsou schopné pojmout 125 000 m³ LNG. Od okolního povrchu jsou izolovány pomocí fenolové pryskyřice a polyuretanové pěny a jsou designovány na odpařování o rychlosti 0,15 % za den. [1]



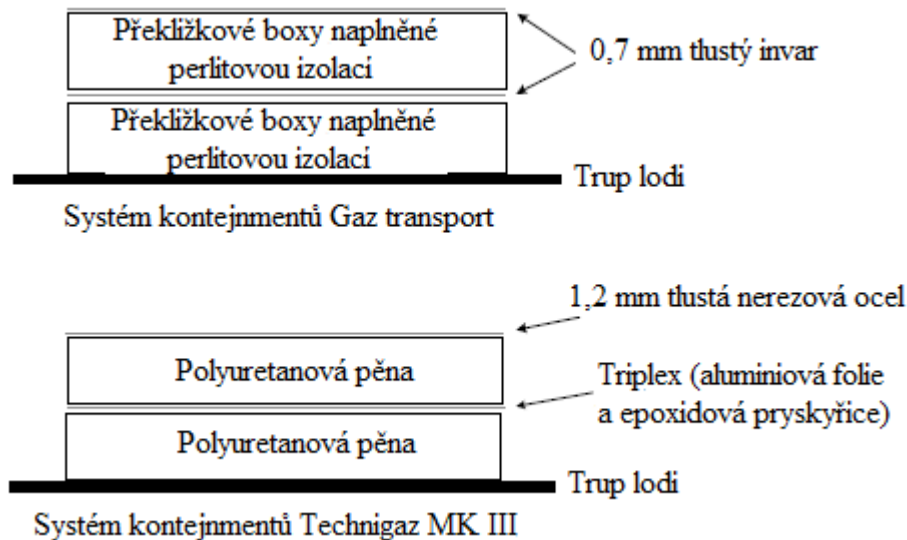
Obr.č.20: Sférická nádrž na LNG před umístěním na plavidlo [1]



Obr.č.21: Probíhající instalace nádrží na trup lodi [1]

4.3.2 Membránové nádrže

Membránové nádrže nemají vlastní podporu, ale jsou podporovány trupem lodi pomocí tepelné izolace. Jsou postaveny z nerezové oceli nebo Invaru a tenké ocelové membrány. Designu používajícím nerezovou ocel se říká Technigaz a tomu používajícímu Invar Gaz Transport a rozdíly mezi nimi jsou na následujícím obrázku. [1]



Obr.č.22: Systémy Technigaz a Gaz transport [1]

V současnosti je populárnější volba invaru hlavně díky velice malému tepelnému rozpínání v oblasti tepelné škály, ve které nádrže operují (zhruba -162 až 82 °C).

4.3.3 Plovoucí odpařovací stanice

V posledních letech se rozšířilo využívání plavidel nejen k dopravě, ale i k samotnému zpracování LNG. Lodě kotvící blízko pobřeží sloužící jako úložiště LNG a také jako vypařovací jednotky (FSRU = floating storage and regasification units) mají jisté výhody oproti pevninským závodům. Ty jsou stále nově projektovány hlavně v zemích se zaběhlými LNG trhy, naproti tomu plovoucí projekty jsou nejčastější cestou k LNG pro nové zájemce o trh se zkapalněným zemním plynem. Například Egypt, Jordánsko a Pákistán, tedy země, které začaly importovat LNG v roce 2015, to učinili právě díky plovoucím zařízením. Hlavní výhodou těchto projektů je jejich rychlejší uvedení do provozu, větší flexibilita, vyhnutí se některým pozemním stavebním regulacím nebo prostorovými problémy a typicky nižší cena. Na druhou stranu tato zařízení čelí problémům spojených s počasím a stavem moře, nebo problémům spojených přímo s funkčností plavidla jako takového. Oproti pozemním závodům mají plovoucí zařízení typicky mnohem menší zásobní kapacitu LNG. Pozemní zařízení nabízejí dlouhodobější řešení s případnou možností rozšíření. [1] [2]

Plovoucí terminály můžeme rozdělit do dvou kategorií na základě plavidla, které využívají. První skupinou jsou taková zařízení vystavěná na vyřazených plavidlech, která byla přestavěna na skladiště a výparníky LNG s limitovaným pohonem, které jsou permanentně ukotveny na svém místě u pobřeží a slouží jako dlouhodobé výparníky. Ve druhé skupině jsou mobilní terminály, které mohou měnit místa dle potřeby a slouží zde jako krátkodobější výparníky, nebo pouze jako nákladní lodě převážející LNG a kotvící pouze na dobu potřebnou ke zplynění svého nákladu. [1] [2]

V roce 2015 se zvýšila zplyňovací kapacita plovoucích zařízení na 77 MTPA (Mega tuny za rok) což dělá asi 10 % celosvětové zplyňovací kapacity. [2]

Nově se také začaly projektovat plovoucí zkapalňovače. V roce 2016 probíhala konstrukce prvních 4 zařízení a dalších 24 projektů o celkové kapacitě 171 MTPA je ve fázi návrhu. Většina z těchto projektů je situována v USA a Kanadě. [2]



Obr.č.23: Loď sloužící k uskladnění a vypařování LNG [2]

5. Opětovné zplyňování a využití chladu

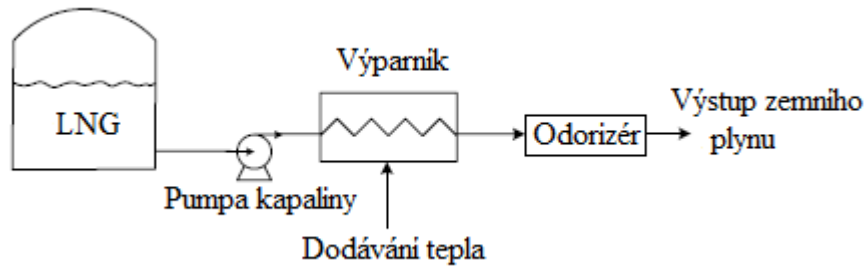
5.1 Opětovné zplyňování

Znovu zplynění uskladněného LNG je poslední krok v celém procesu využití zkapalňování zemního plynu. Znovu zplynění nebo vypařování se dosahuje zvýšením tepla v okolním vzduchu, okolní vodě nebo přidáním integrálních nebo dálkových vytápěcích odpařovačů. Cena zplyňovacího systému obvykle reprezentuje pouze malou část celkové ceny závodu operujícího s LNG, přesto se mu musí věnovat velká pozornost, protože selhání nebo porucha na tomto zařízení znamená ochromení funkce celého závodu. [1]

Předpokládáme-li, že LNG je čistý metan, energie potřebná k jeho zplynění je skoro 40 % jeho hrubé výhřevnosti. Zplyňovací sekce továrny operující ve špičce je designována, aby běžela jen pár dní v roce, a přitom pokryla veškerou potřebu špičkové elektrárny. Abychom dosáhli požadované spolehlivosti, celková výrobní kapacita může být rozdělena do více nezávislých sekcí, z nichž každá je schopná zpracovat část, nebo i kompletní objem požadovaného plynu. Design zplyňovacích částí zařízení pro základní zatížení je podobný jako u špičkových, ale kapacita těchto zařízení je obvykle mnohem větší, a proto musí jejich cykly obsahovat více zařízení a další prvky, aby dosáhly požadovaného výkonu a spolehlivosti. [1]

Na následujícím obrázku je zjednodušené schéma typického zplyňovacího systému pro LNG. Kapalina je pumpována ze zásobníku do výparníku. Výtlačný tlak čerpadla musí být dostatečně velký, aby poskytl plynu dostatečný tlak pro vstup do přenosové nebo

distribuční soustavy. Je přidáváno teplo k odpařování vysokotlakého LNG a přehřívání plynu. Plyn, který opouští výparník, musí být odorizován, protože zkapalňovací proces odstraní všechny pachy, které původně v plynu byly. [1]



Obr.č.24: Zjednodušený diagram typického LNG zplyňovacího systému [1]

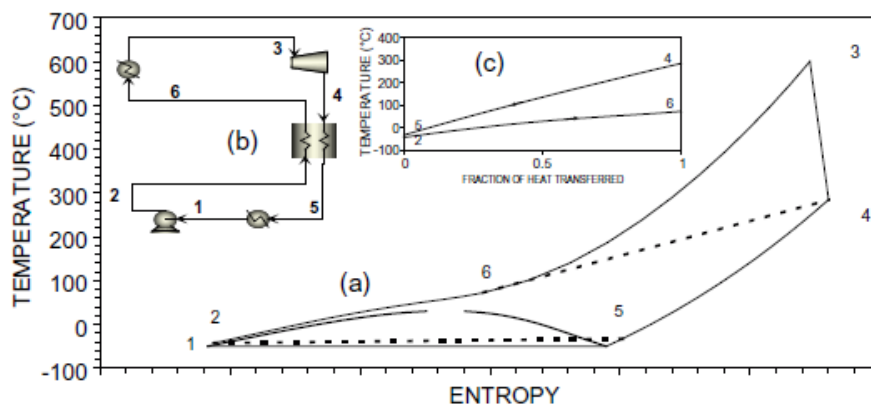
5.2 Využití chladu

Jedna z charakteristik LNG průmyslu je ztráta velkého množství chladu, který je potenciálně k dispozici (je to asi 40 % hrubé výhřevnosti, jak bylo řečeno v předchozí kapitole). Problém využití chladu z LNG je zkoumán již mnoho let, ale najít ekonomicky nejlepšího uplatnění je stále obtížné. V současnosti se nejvíce používá jeden ze dvou následujících způsobů. [1]:

- Využití práce tepelných oběhů ochlazovaných odparem LNG.
- Využití LNG jako zdroj chlazení

V roce 2005 pouze čtyři z více než sta závodů na LNG dále využívaly chlad ze zkapalněného plynu. Zajímavé je, že žádný z nich nebyl v USA ani jiné zemi s velkou produkcí LNG (Alžírsko, Malajsie, Austrálie atd.). Tato zařízení byla v Itálii, Španělsku, Japonsku a Francii. [1]

V současnosti se prozkoumávají rozšířené možnosti využití LNG jako zdroje chladu a využití tak alespoň části jeho tepelné energie. Například jako ochlazování CO₂ v cyklu z následujícího obrázku: [13]



Obr. 25. Carbon dioxide simple cycle at $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ condensation temperature.

Obr.č.25: Cyklus využívající chladu z LNG k ochlazování pracovní látky [13]

6. Ekonomika, bezpečnost a dopad na životní prostředí

Americká agentura Energy Information Agency vydala v roce 2004 dokumentaci o LNG, jeho globální cenu a další informace. Mimo jiné tato studie uvádí rozdělení celkové ceny procesu – od těžby po koncového zákazníka do čtyř kroků [1]. Do dnešního data tato organizace nevydala aktualizovanou verzi tohoto dokumentu. Předpokládáme tedy, že se cenové rozložení od té doby moc nezměnilo. Konkrétní ceny na světovém poli LNG bereme z posledního vydání ročenky IGU 2016 World LNG Report. Rozdělení ceny celého procesu LNG [2]:

- Produkce plynu. Přenos plynu z místa těžby/zásobníku do závodu na LNG (včetně všech nutných doprovodných procesů) je asi 15 až 20 % celkové ceny.
- LNG továrna. Nakládání s plynem před zkapalněním, zkapalnění, odstranění NGL, skladování a naložení LNG na cestu z továrny jsou asi 30 až 45 % z celkové ceny.
- Doprava LNG. Námořní doprava je asi 10 až 30 % celkové ceny
- Příjmový terminál. Vykládání, skladování, znovu zplynění a následná distribuce jsou asi 15 až 25 % celkové ceny.

6.1 Finance

Průměrné ceny LNG se na různých světových trzích liší a jsou řízeny podle rozdílných mechanismů. V roce 2015 se však díky působení různých faktorů začaly přibližovat. Průměrná globální cena za nákup LNG klesla v roce 2015 na 9,77\$ za MMBtu oproti 15,6\$ za MMBtu (milion BTU – British thermal unit, 1BTU je asi 1,055 kJ) z roku předchozího. Tento výrazný propad je nejvíce zapříčiněn poklesem ceny ropy v tomto období a také celkovým oslabením poptávky v Tichomořské obchodní oblasti. Ceny Japonského importu, které jsou nejvíce spojovány s cenou ropy, klesly mezi lednem a prosincem roku 2015 o celých 78 %. Silně poklesly také ceny v severovýchodní Asii, což vedlo k vyvážení cenových rozdílů na tichomořském a atlantském trhu na 1,32 \$/MMBtu oproti roku 2014 kdy byl tento rozdíl téměř 7 dolarů. [2]

Ceny celkových projektů výstavby LNG zařízení znatelně vzrostly od roku 2000. Několik projektů zaznamenalo překročení nákladů o 30–50 %. Cena továrny na zkapalnění zemního plynu vzrostla z průměrných 379\$ za tunu v letech 2000-2007 na 807\$ za tunu v letech 2008-2015. Ve stejném časovém období vzrostla cena projektů na zelené louce z 495\$/t na 1162\$/t a cena projektů na hnědé louce z 297\$/t na 502\$/t díky existující infrastruktuře. [2]

Cena projektů se velice liší v závislosti na lokalitě, kapacitě, zvoleném zkapalňovacím procesu, množství skladovacích nádrží, ceně obsluhy a velikosti regulačních a povolovacích nákladů.

6.2 Bezpečnost a životní prostředí

Největší rozdíl v bezpečnosti u LNG zařízení ve srovnání s těmi operujícími se zemním plynem, je větší ekvivalentní množství plynu, který je přítomný na lodích a skladovacích zařízeních. Námořní doprava LNG si vyžádala velkou pozornost právě z hlediska bezpečnosti. Prvním důvodem je obvyklá problematika převozu velkého množství hořlavého materiálu. Další dva problémy jsou specifické pro převoz LNG, oba jsou spojeny s nízkou teplotou materiálu. [1]

Prvním z těchto dvou problémů je volba materiálů na konstrukci nádrží a vybavení na manipulaci s nákladem. Tento materiál musí být vybrán s ohledem na tepelnou roztažnost při manipulaci s kryogenním nákladem. Mnoho materiálů, například uhlíková ocel, se stává nebezpečně křehkými za nízkých teplot a nepodávají tedy uspokojivé výsledky při normálním zacházení s nákladem. V nových a větších plavidlech na převoz LNG, ve kterých se věnovala volbě materiálu velká pozornost, se za více než 40 let a desítek tisíc plaveb nestala žádná významná nehoda. [1]

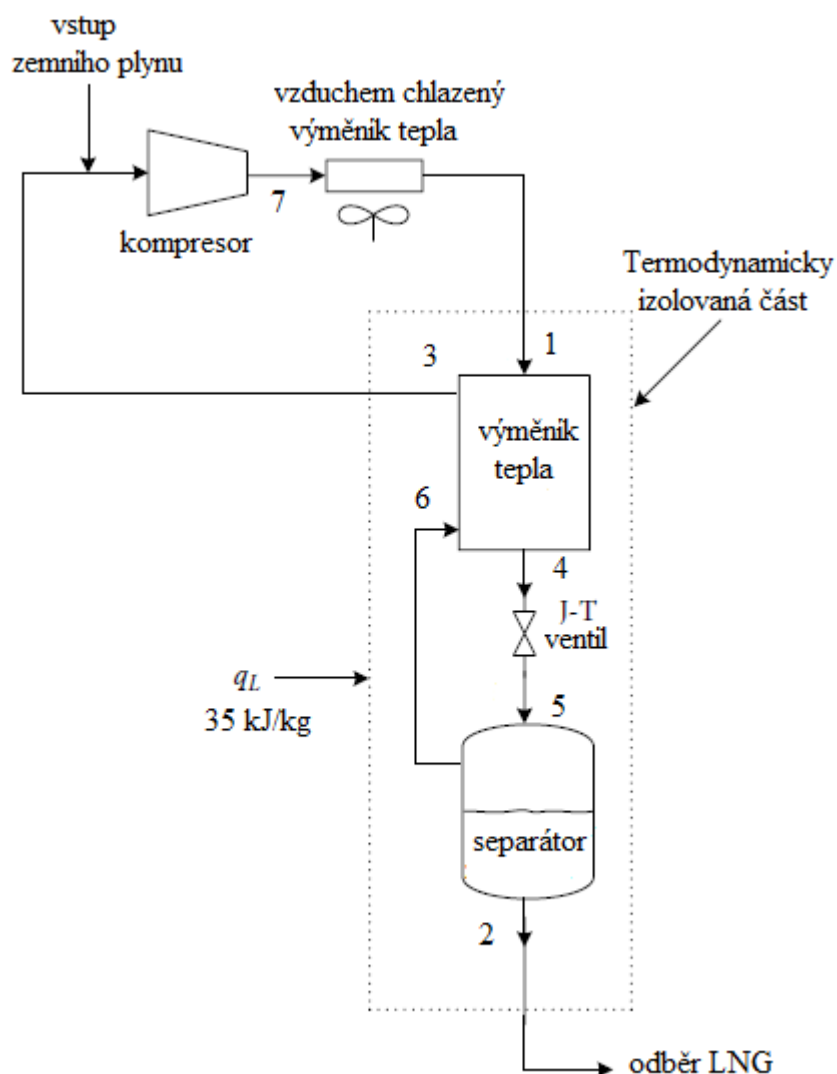
Druhým problémem je možnost vzniku takzvaného LNG – vodní tlakového šoku, který by mohl nastat při rychlém vykloupení velkého množství LNG do oceánu, což by se stalo během námořní nehody některé převážející lodi. Podle vypracovaných studií by při takovém incidentu došlo k rychlému agresivnímu varu způsobenému extrémními rozdíly teplot. Kromě zajištění maximální bezpečnosti během plaveb, se jako další řešení nabízí výstavba nových přijímacích terminálů (v tomto případě na pobřeží USA), které by zkracovali délky cest plavidel. Výstavba většího množství takových zařízení je však problematická, protože nejlepší umístění by bylo v hodně zalidněných oblastech za účelem zkrácení potrubních cest mezi terminálem a dalšími zařízeními, což se střetává s nevolí obyvatel, kteří se k výstavbě nových potenciálně nebezpečných zařízení nestaví vždy kladně. Zajímavým řešením tohoto problému je výstavba mořských zařízení blízko pobřeží, které slouží jako skladiště a zároveň odpařovací stanice, a vzniklý plyn na pobřeží dodávají pomocí podmořských potrubních systémů. V posledních letech popularita těchto plovoucích vypařovacích stanic velmi vzrostla. V roce 2015 jich bylo vystavěno hned několik, například v Egyptě, Pákistánu nebo Chile. V současnosti se na těchto stanicích zplyňuje 10 % světového ročního objemu LNG. [1] [2]

7. Návrh zkapalňovací jednotky

V první části diplomové práce jsem se zabýval prozkoumáním různých možností zkapalňování zemního plynu, nakládání s LNG, uskladňováním, následnou regasifikací a všeobecnou problematikou spojenou s touto oblastí.

V následující části došlo k vybrání jednoduchého zkapalňovacího cyklu a jeho konkrétního návrhu za účelem prohloubení pochopení problematiky zkapalňování zemního plynu. Jednalo se převážně o návrh výměníku tepla ve zkapalňovacím okruhu a určení potřebných hodnot v důležitých částech cyklu. V další části poté návrh zásobníku a odpařovací jednotky.

7.1 Volba okruhu a vstupních parametrů



Obr.č.26: Volba oběhu s označením vstupních parametrů [1]

K výpočtu jsme si zvolili tento oběh, ve kterém prochází metan stlačený na 10 MPa výměníkem tepla ve kterém se ochlazuje a poté kapalní přechodem přes Joule Thomsonův ventil. Plyn, který nezkapalní pak prochází zpátky přes tepelný výměník za ambientního tlaku a ochlazuje vysokotlaký proud plynu. Poté je opětovně stlačen na 10 MPa, do okruhu se doplňuje část plynu, která kapalní a celý proces kontinuálně pokračuje. U tohoto oběhu jsme si dali si za úkol vypočítat příslušný výměník tepla, který by ochlazoval zemní plyn na dostatečnou teplotu, ze které by mohlo dojít ke zkapalňování přes Joule – Thomsonův ventil. Během výpočtu vyvstaly na povrch určité problémy spojené s tímto oběhem, ze kterých bylo jasné, proč se ve skutečných závodech používají složitější oběhy, především s několika za sebou jdoucími výměníky a propanovým předchlazením. Potřebná velikost ochlazení si vynutila velkou délku trubek výměníku, a i samotná účinnost přeměny zemního plynu na LNG byla malá. Největší problém při návrhu výměníku činila velká změna hustoty plynu při vysokém a nízkém tlaku. Během výpočtu bylo tedy probráno několik variant výměníku, než jsme se rozhodli pro ten, u kterého se předpokládá nejlepší poměr rozměrů a možnosti zhotovení.

U oběhu jsme věděli parametry plynu na vstupu a výstupu do výměníku (počítali jsme s čistým metanem) a parametry LNG vystupujícího z oběhu.

Bod	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]
1	26,6	10	528,7
3	23,8	0,101	627,6
2	-162	0,101	-285

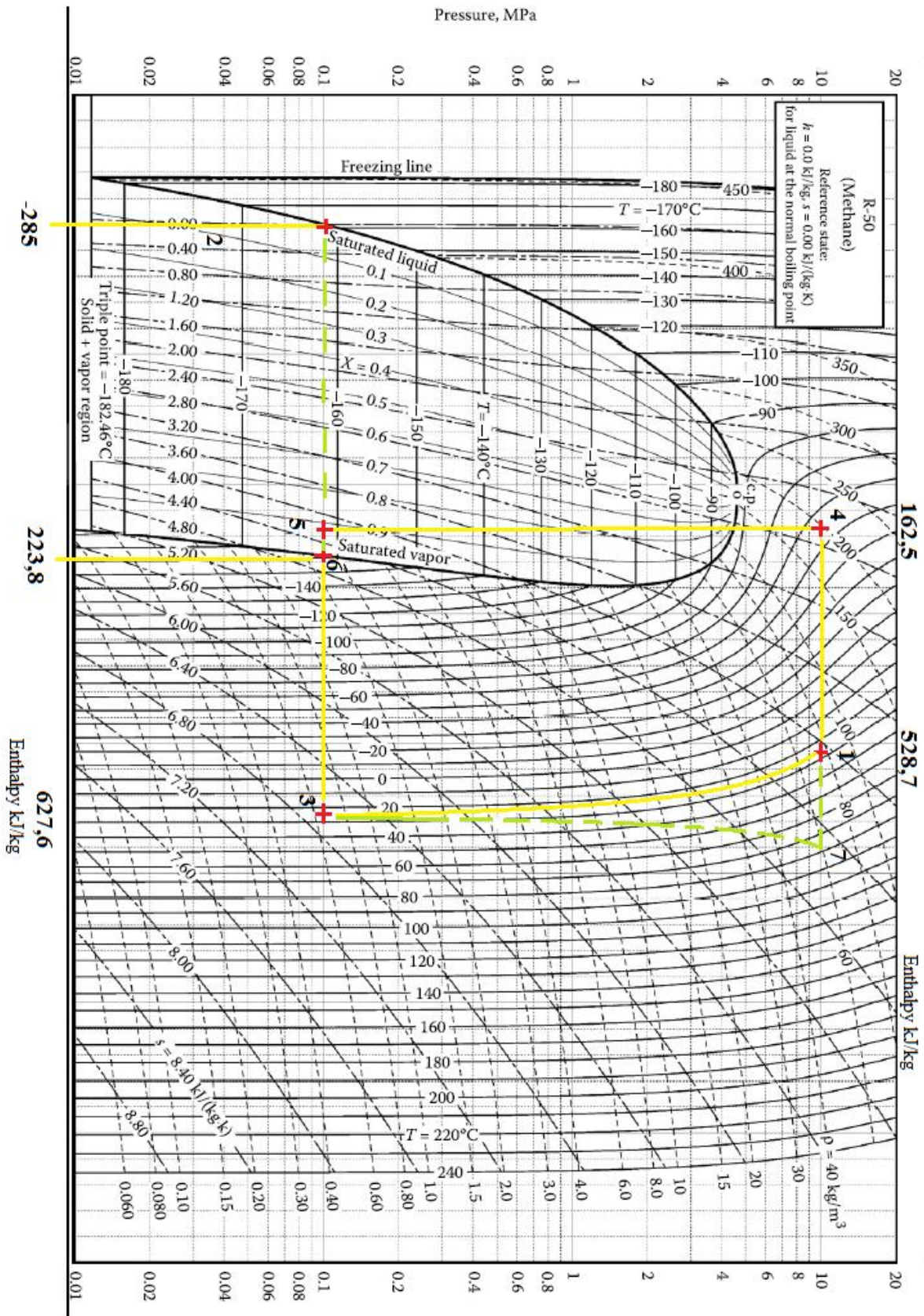
Tab. č. 4: známé hodnoty v oběhu na začátku výpočtu [1], [3]

Výstupní hodnoty tlaku a teploty jsou dané na základě toho, že pomocí J-T ventilu zkapalňujeme plyn poklesem tlaku z 10 MPa na atmosférický tlak, kde zemní plyn koexistuje v kapalném a plynném stavu za teploty -162°C. Na teplém konci výměníku předpokládáme malou změnu teploty a únik tepla $q_L = 35$ kJ/kg. [1]

Tyto hodnoty můžeme aplikovat na rovnici vyjadřující množství vstupního plynu, které v oběhu kapalní.

$$f = \frac{h_3 - h_1 - q_L}{h_3 - h_2} = \frac{627,6 - 528,7 - 35}{627,6 - (-258)} = 0,072 \quad [1]$$

A zjistíme, že v tomto oběhu kapalní asi 7,2 % vstupujícího zemního plynu. Díky této vědomosti můžeme jednotlivé body oběhu najít v t-h diagramu a vyčíst z něj zbývající hodnoty potřebné k výpočtu výměníku.



Obr.č.27: t-h diagram řešeného oběhu s vyznačenými důležitými body

V diagramu jsou vyznačeny všechny důležité body oběhu. Pro výpočet výměníku jsou důležité body 1, 4, 3 a 6. Na začátku oběhu je plyn stlačen na 10 MPa a v kompresoru mu během stlačování vzroste teplota na neznámou teplotu v bodě 7. Tuto teplotu potom předpokládáme sníženou ve vzduchem chlazeném výměníku. Pro výpočet oběhu je důležitý pouze stav na začátku výměníku, proto jsou v grafu zaznačeny dvě cesty – jedna, která ohřev v kompresoru zanedbává, obě končí v bodě 1 důležitém pro výpočet.

7.2 Výpočet výměníku

V následující kapitole je popsán výpočet našeho výměníku.

7.2.1 Výpočet výměníku – základní výpočty

Díky znalosti poměru zkapalnění jsme mohli vynést do grafu bod 5 a z něj vynést body 2 a 6, které nám určují sytou kapalinu a páru. Důležité je však zjištění bodu 4 tj. bodu, ze kterého musíme zkapalňovat plyn, abychom ho zkapalnili na našich vypočítaných 7 %. U všech bodů tedy známe tlak a teplotu a z tabulek pro vlastnosti metanu [3] zjistíme entalpii a další vlastnosti jako součinitel tepelné vodivosti, hustotu, viskozity a další.

Všechny vzorce v této kapitole pocházejí ze zdrojů [4], [5], [6] nebo [7].

Látka v trubkách	Teplota vstupní t1[°C]:	Teplota výstupní t4 [°C]:	tlak p1 [MPa]:	Entalpie 1 [kJ/kg]	Entalpie 4 [kJ/kg]
	26,6	-58	10	528,7	162,5
Látka v MP	Teplota vstupní t6[°C]:	Teplota výstupní t3 [°C]:	tlak p2 [MPa]:	Entalpie 3 [kJ/kg]	entalpie 6 [kJ/kg]
	-162	23,8	0,101	627,58	223,8

Prům. teplota 1 [°C]:	Prům. tep. kap cp1 [J/kgK]	rych.pr. W1[m/s]	M1 [kg/s]	prum p1[kg/m3]
-15,7	3840	3,2	1,35	104
Prům. teplota 2 [°C]:	Prům. tep.kap cp2 [J/kgK]			prum p2[kg/m3]
-69,1	2108	-	-	0,96

Prům. dyn. visk. μ_1 [Pa*s]	Prům. kin. visk. ν_1 [m2/s]	Prům. λ_1 [W/mK]
0,000014	1,34615E-07	0,0462
Prům. dyn. visk. μ_2 [Pa*s]	Prům. kin. visk. ν_2 [m2/s]	Prům. λ_2 [W/mK]
0,00000795	8,28125E-06	0,0228

Tab. č. 5: vlastnosti metanu pro vysokotlaký a nízkotlaký proud [3]

Pro výše zmíněné body jsme z tabulek vlastností metanu vyčetli potřebné veličiny.

Jako finální výměník jsme zvolili protiproudý trubkový výměník se svazkem plochých trubek uvnitř a přepážkami. Protože ve výměníku proudí v trubkách a v mezitrubkovém prostoru jedna a ta samá látka, pouze s velmi rozdílnými tlaky, rychlost v mezitrubkovém prostoru (MP) po změně tlaku z 10 MPa na 0,101 MPa (a s tím spojenou změnou hustoty), velmi vzrůstá. Kvůli tomu a také kvůli veliké tlakové ztrátě třením, jsme volili vstupní rychlost proudu o něco nižší (3,2 m/s), než je rychlost doporučená pro plyny (5–12 m/s) podle [4].

Tato rychlost vychází ze zvoleného hmotnostního průtoku (který jsme opět nemohli libovolně zvyšovat – jeho velikost ovlivňuje rychlost plynu v mezitrubkovém prostoru po snížení tlaku a hustoty) a průměru volených trubek.

Vnitřní průměr d_1 [m]	Vnější průměr d_2 [m]	střední průměr [m]	λ nerez. ocel [W/mK]
0,012	0,016	0,014	17

Tab. č. 6: vlastnosti trubek

Pro výměník bylo vybráno uspořádání trubek 30° , které se u příčného obtékání používá nejčastěji. Jako materiál trubek byla zvolena nerezová ocel z důvodu jejího používání při manipulaci s kryogenními materiály. [5]

Se zvolenými rozměry trubek a z hmotnostního průtoku můžeme spočítat potřebný počet průtočných trubek a rychlost a upravovat ji dle potřeby:

$$w_1 = \frac{M_1}{\rho_1 * S_1} = \frac{1,35}{104 * 0,00407} \doteq 3,2 \text{ m/s}$$

$$S_1 = \pi * \frac{d_1^2}{4} * nt = \pi * \frac{0,012^2}{4} * nt \doteq 0,00407 \text{ m}^2$$

$$nt = \frac{4 * M_1}{\pi * w_1 * \rho_1 * d_1^2} \doteq 36 \text{ průtočných trubek}$$

Cílem našeho výpočtu je zjištění výměnné plochy výměníku, pomocí které můžeme navrhnout jeho rozměry. Velikost teplosměnné výhřevné plochy určíme z rovnosti rovnic tepelné bilance a prostupu tepla.

$$\dot{Q}b = M_1 * cp_1 * (t_1 - t_4) = M_2 * cp_2 * (t_3 - t_6)$$

$$Q\dot{k} = k * \Delta t * S$$

V rovnici $\dot{Q}k$ je k – součinitel prostupu tepla ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$), S – velikost teplosměnné výhřevné plochy (m^2) a Δt střední teplotní spád ($^{\circ}\text{C}$). Zjistíme-li všechny hodnoty, můžeme vyjádřit a vypočítat potřebnou plochu S .

Rovnice $\dot{Q}b$ vyjadřuje tepelnou bilanci proudu na trubkové straně a v mezitrubkovém prostoru. Výpočtem $\dot{Q}b$ v trubkovém svazku, pro který známe všechny proměnné, můžeme vypočítat hmotnostní průtok v mezitrubkovém prostoru.

$$\dot{Q}b = M1 * cp1 * (t1 - t4) = 1,35 * 3840 * (26,6 + 58) = 438,566 \text{ kW}$$

$$M2 = \frac{\dot{Q}b}{cp2 * (t3 - t6)} = \frac{438566}{2108 * (23,8 + 162)} = 1,119 \text{ kg/s}$$

Známe-li $\dot{Q}b = \dot{Q}k$, potřebujeme zjistit střední teplotní spád a součinitel přestupu tepla.

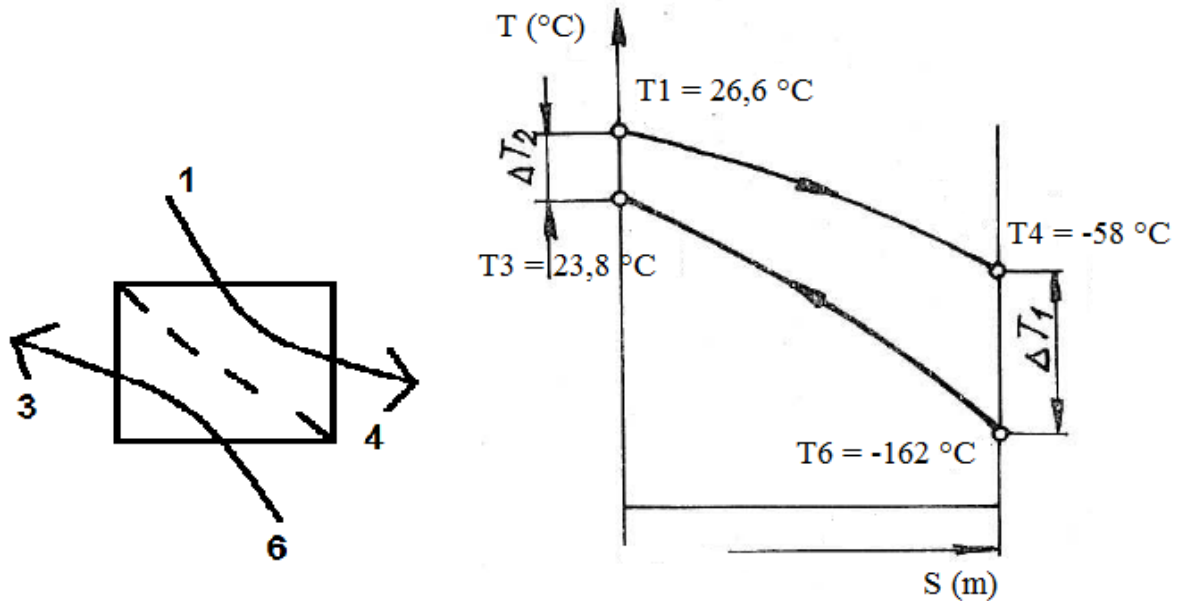
U protiproudého výměníku se střední teplotní spád vypočítá jako:

$$\Delta t = \frac{\Delta t2 - \Delta t1}{\ln \frac{\Delta t2}{\Delta t1}}$$

Abychom zajistili kladný výsledek můžeme psát:

$$\Delta t = \frac{\Delta tv - \Delta tm}{\ln \frac{\Delta tv}{\Delta tm}}$$

Kde indexy v a m znamenají větší a menší rozdíl



Obr.č.28: Náskres výměníku a průběh jeho teplot

Střední logaritmický teplotní spád pro náš výměník je tedy:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{104 - 2,8}{\ln \frac{104}{2,8}} \doteq 28 \text{ °C}$$

Součinitel přestupu tepla k , můžeme u válcové stěny (trubky ve výměníku) vztáhnout k jednomu metru délky. V tomto případě bude vztah pro výpočet k vypadat:

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Kde d_1 a d_2 (m) představují vnitřní a vnější průměr trubky, λ značí součinitel tepelné vodivosti materiálu (W/mK) a α_1 a α_2 jsou součinitele přestupu tepla (W/m²K) z vnitřní strany trubek a ze strany mezitrubkového prostoru.

7.2.2 Výpočet výměníku – výpočet součinitele prostupu tepla

Abychom mohli vypočítat součinitel prostupu tepla, musíme určit součinitele přestupu tepla α_1 a α_2 . Tyto součinitele se dají počítat různými způsoby, které jsou rozdílné pro α vnitřní a vnější.

Výpočet součinitele přestupu tepla α_1

Součinitel přestupu tepla α_1 v trubkách se vypočítá pomocí podobnostních bezrozměrných kritérií. Můžeme jej vyjádřit pomocí Nusseltova čísla:

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 * d_1}{\lambda_1}$$

Abychom mohli Nusseltovo číslo vypočítat, musíme znát Reynoldsovo číslo a Prandtlovo číslo.

$$Re_1 = \frac{w_1 * d_1}{\nu_1} = \frac{3,2 * 0,012}{1,34615E - 07} = \underline{285257,15}$$

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} * \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3840 * 0,000014}{0,0462} = \underline{1,164}$$

Protože je $Re_1 > 2320$ je proudění turbulentní a Nusseltovo číslo se vypočítá podle vzorce:

$$Nu_1 = \frac{x_5(Re_1 - 1000)Pr_1}{1 + 12,7\sqrt{x_5}(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1)} * \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) y_2$$

Kde:

$$x_5 = \frac{1}{8} * (1,82 \log Re_1 - 1,64)^{-2} = \frac{1}{8} * (1,82 \log 285257 - 1,64)^{-2} = 0,001819$$

a y_1 a y_2 jsou korekční faktory, které se v průběhu mění na základě celkových výsledků, u proudění uvnitř trubky však mají na výsledek pouze malý vliv.

$$y_1 = \frac{d_1}{l_t} = \frac{0,012}{69} = 0,00017$$

$$y_2 = \frac{\overline{T_1}^{0,45}}{T_{1S}} = \left(\frac{257,45}{257,37}\right)^{0,45} = 1,00013$$

Kde l_t je celková délka trubky a T_1 a T_{1S} jsou střední teploty v trubce a na stěně trubky v kelvinech.

$$T_{1S} = -\frac{Q}{A_1 * \alpha_1} + \overline{T_1} = -\frac{438,56}{2,64 * 2198} + 257,45 = 257,37 \text{ K} = -15,776^\circ\text{C}$$

Kde A_1 je teplosměnná plocha uvnitř trubky – $\pi * d_1 * l_t = \pi * 0,012 * 69 = 2,6 \text{ m}^2$ a α_1 součinitel přestupu tepla, který dosazujeme až na konci výpočtu bez použití korekčních součinitelů.

Známe tedy všechny proměnné potřebné k výpočtu Nu_1 :

$$\begin{aligned} Nu_1 &= \frac{x_5(Re_1 - 1000)Pr_1}{1 + 12,7\sqrt{x_5}\left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} * \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}}\right) y_2 = \\ &= \frac{0,00182(285257,15 - 1000)1,164}{1 + 12,7\sqrt{0,00182}\left(1,164^{\frac{2}{3}} - 1\right)} * \left(1 + 0,00017^{\frac{2}{3}}\right) 1,00013 \\ &= \underline{570,9} \end{aligned}$$

A můžeme vypočítat α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 * \lambda_1}{d_1} = \frac{570,9 * 0,0462}{0,012} = \underline{2198 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α_2

Součinitel přestupu tepla se opět počítá z Nusseltova čísla. Výpočtový vzorec se liší pouze charakteristickým rozměrem l :

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 * \lambda_2}{l} \quad \text{kde} \quad l = \frac{\pi * d_2}{2} = \frac{\pi * 0,016}{2} = 0,0251 \text{ m}$$

U příčně obtékaného svazku hladkých trubek se Nusseltovo číslo vypočítá z:

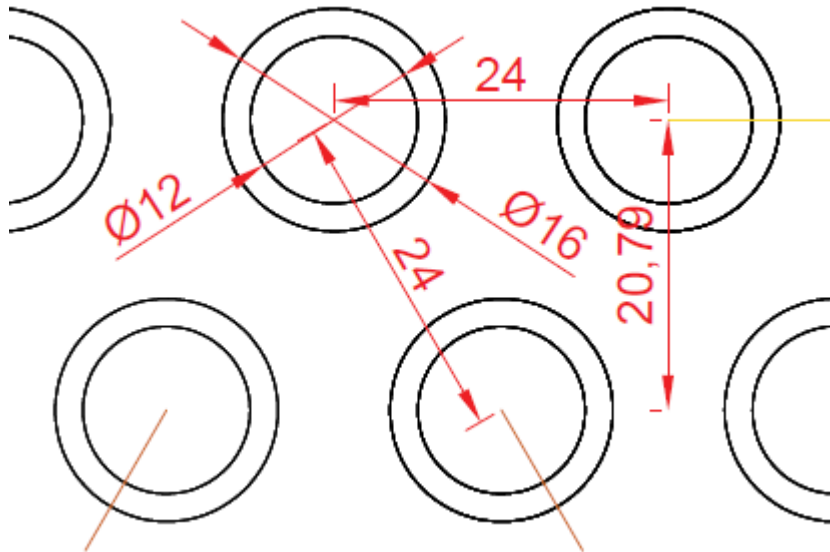
$$Nu_2 = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right) y_1 * y_2 * y_3$$

Kde Nu_{lam}^2 a Nu_{turb}^2 jsou laminární a turbulentní hodnoty Nusseltova čísla a y_1 - y_3 jsou korekční součinitele.

$$Nu_{lam} = 0,664\sqrt{Re_2}\sqrt[3]{Pr_2}$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 * Re_2^{0,8} Pr_2}{1 + 2,443 * Re_2^{-0,1} (Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Abychom mohli vypočítat Re_2 , musíme znát rychlost proudění v mezitrubkovém prostoru. Tu zjistíme pomocí hmotnostního průtoku a velikosti volného nezaplňného průřezu mezi jednou roztečí přepážek. Abychom mohli vypočítat nezaplňný průřez, byla potřeba navrhnout si celkové množství a rozložení trubek, a tedy rozměry výměníku.



Obr.č.29: Rozměry a rozložení trubek ve výměníku

Ve finálním řešení výměníku jsou umístěny trubky v 30° uspořádání s vnitřním průměrem 12 mm a vnějším 16 mm. Rozteč dvou trubek byla zvolena jako $1,5 \cdot d_2 = 24 \text{ mm} = t_{t1}$. Vertikální rozteč se vypočítá jako $t_{t1} \cdot 0,866 = 20,784 \text{ mm} = t_{t2}$. [4][5]

V konečném průřezu výměníku je 612 trubkových úseků, které jsou kvůli vhodné velikosti rychlosti proudění spojeny koleny do 36 trubek viz obr. č. 30.

Při tomto rozložení trubek a jejich rozteči je na průměru výměníku uloženo 27 trubek. Rozteč koncových trubek výměníku je potom:

$$D' = 26 \cdot t_{t1} = 0,624 \text{ m}$$

Při volbě vzdálenosti poslední trubky a pláště výměníku $k = 0,01$ bude vnitřní průměr pláště výměníku:

$$D = D' + d_2 + 2 \cdot k = 0,624 + 0,016 + 0,01 \cdot 2 = 0,66 \text{ m}$$

Rozteč přepážek byla volena jako $t_p = 0,4 \text{ m}$ a tloušťka přepážek $sp = 0,02 \text{ m}$. Teď můžeme vypočítat rychlost proudění v mezitrubkovém prostoru.

$$w_2 = \frac{M_2}{\psi \cdot S_{2N} \cdot \rho_2}$$

Kde S_{2N} je velikost volného nezaplněného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku a ψ je mezerovitost trubkového svazku.

$$S_{2N} = (t_p - sp) \cdot D = (0,4 - 0,02) \cdot 0,66 = 0,2508 \text{ m}^2$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 * \frac{t_{t1}}{d2}} = 1 - \frac{\pi}{4 * \frac{0,024}{0,016}} = 0,4764$$

Potom je rychlost w_2 :

$$w_2 = \frac{M_2}{\psi * S_{2N} * \rho_2} = \frac{1,119}{0,4764 * 0,2508 * 0,96} = \underline{9,76 \text{ m/s}}$$

Ted' již známe všechny hodnoty potřebné k počítání Reynoldsova čísla a z něj vycházejících výpočtů.

$$Re_2 = \frac{w_2 * l}{\nu_2} = \frac{9,76 * 0,0251}{8,28125E - 06} = \underline{29627,25}$$

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} * \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2108 * 0,00000795}{0,0228} = \underline{0,735}$$

Můžeme tedy vypočítat Nu laminární a turbulentní:

$$Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re_2} \sqrt[3]{Pr_2} = 0,664 \sqrt{29627,25} \sqrt[3]{0,735} = 103,15$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 * Re_2^{0,8} Pr_2}{1 + 2,443 * Re_2^{-0,1} (Pr_2^{2/3} - 1)} = \frac{0,037 * 29627,25^{0,8} * 0,735}{1 + 2,443 * 29627,25^{-0,1} (0,735^{2/3} - 1)} = 122,62$$

Poslední částí výpočtu Nusseltova čísla je úprava pomocí korekčních součinitelů. Na rozdíl od trubkového proudění, kde byly korekční součinitele zanedbatelné, mají u mezitrubkového proudění znatelný vliv.

Součinitel y_1 upravuje Nu na základě uspořádání svazku.

$$y_1 = 1 + \frac{2}{3 * \frac{t_{t2}}{d2}} = 1 + \frac{2}{3 * \frac{0,0207}{0,016}} = 1,51$$

$$y_2 = \frac{\overline{T_2}^{0,25}}{T_{2S}} = \left(\frac{204}{204,9} \right)^{0,25} = 0,998$$

Kde se teplota stěny T_{2S} počítá stejným způsobem jako teplota stěny uvnitř svazku, pouze s vnější plochou tepelné výměny a vnější α_2 .

Koeficient y_3 se mění podle úhlu uspořádání trubek. Pro 30° uspořádání pak je: [6]

$$y_3 = 0,63$$

Ted' již máme všechny potřebné znalosti pro výpočet Nu:

$$\begin{aligned} Nu_2 &= \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) y_1 * y_2 * y_3 \\ &= \left(0,3 + \sqrt{103,15^2 + 122,62^2} \right) 1,51 * 0,998 * 0,63 = \underline{152,87} \end{aligned}$$

Můžeme vypočítat naše α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 * \lambda_2}{l} = \frac{152,87 * 0,0228}{0,0251} = \underline{138,68 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla k

Ted' můžeme vypočítat součinitel přestupu k vztažený na metr délky trubky:

$$\begin{aligned} k_L &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \\ &= \frac{\pi}{\frac{1}{2198 * 0,012} + \frac{1}{2 * 17} \ln \frac{0,016}{0,012} + \frac{1}{138,68 * 0,016}} = \underline{6,32 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}} \end{aligned}$$

7.2.3 Výpočet výměníku –výpočet výhřevné plochy a rozměry výměníku

Máme-li vypočítaný součinitel prostupu tepla k, můžeme dát do rovnosti \dot{Q}_b a \dot{Q}_k a osamostatnit teplosměnnou plochu.

$$\dot{Q}_k = k_L * \Delta t * S_m \Rightarrow S_m = \frac{\dot{Q}_k}{k_L * \Delta t} = \frac{438566}{6,32 * 28} = 2478,48 \text{ m}$$

Protože jsme měli součinitel k vztažený k jednomu metru, vyšla teplosměnná plocha jako celková délka trubky potřebná k přenosu tepla, abychom dosáhli kýžené změny teploty. Tuto délku si můžeme ověřit i přepočtem přes S vztaženým k vnější ploše trubek. V tomto případě je:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 125,72 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$S = \frac{Q}{k * \Delta t} = \frac{438566}{125,72 * 28} = 124,58 \text{ m}^2$$

Celková délka trubek je potom:

$$Sm = \frac{S}{\pi * d^2} = \frac{124,58}{\pi * 0,016} = 2478,45 \text{ m}$$

Délky jsou tedy stejné (při excelovém výpočtu), veškeré rozdíly vznikly pouze během zaokrouhlování. Jak již bylo řečeno, tato délka je ve výměníku rozdělena do 612 trubek o délce asi 4 metry. Kvůli rychlosti proudění uvnitř trubek však nemohou být všechny použité jako samostatné průtočné trubky. Během výpočtu bylo zjištěno, že s přihlédnutím na reálné rychlosti proudění a tlakovou ztrátu uvnitř trubek, je nejvýhodnější spojení těchto trubek do 36 dlouhých trubek spojených koleny.

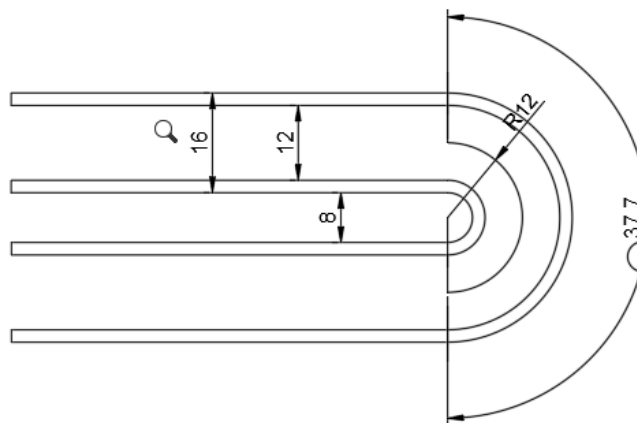
Délka jedné trubky je potom:

$$lt = \frac{Sm}{nt} = \frac{2478,478}{36} = 68,846 \text{ m}$$

Tato délka vznikne spojením 17 ti trubek z 612 trubkových úseků do 36 průtočných trubek ($612/36 = 17$). Každé patro výměníku bude tedy dlouhé asi:

$$\text{délka jednoho patra} = \frac{lt}{17} = \frac{68,846}{17} = 4,05 \text{ m}$$

Do této délky je ještě potřeba započítat délku kolen trubek. Délka 4,05m nám však již udává přibližnou délku výměníku. A odpovídá volbě osmi přepážek vzdálených 0,4 m od sebe a 0,63 m délka neopřepážkovaného prostoru. ($2*0,63+7*0,4 = 4,06 \text{ m}$)



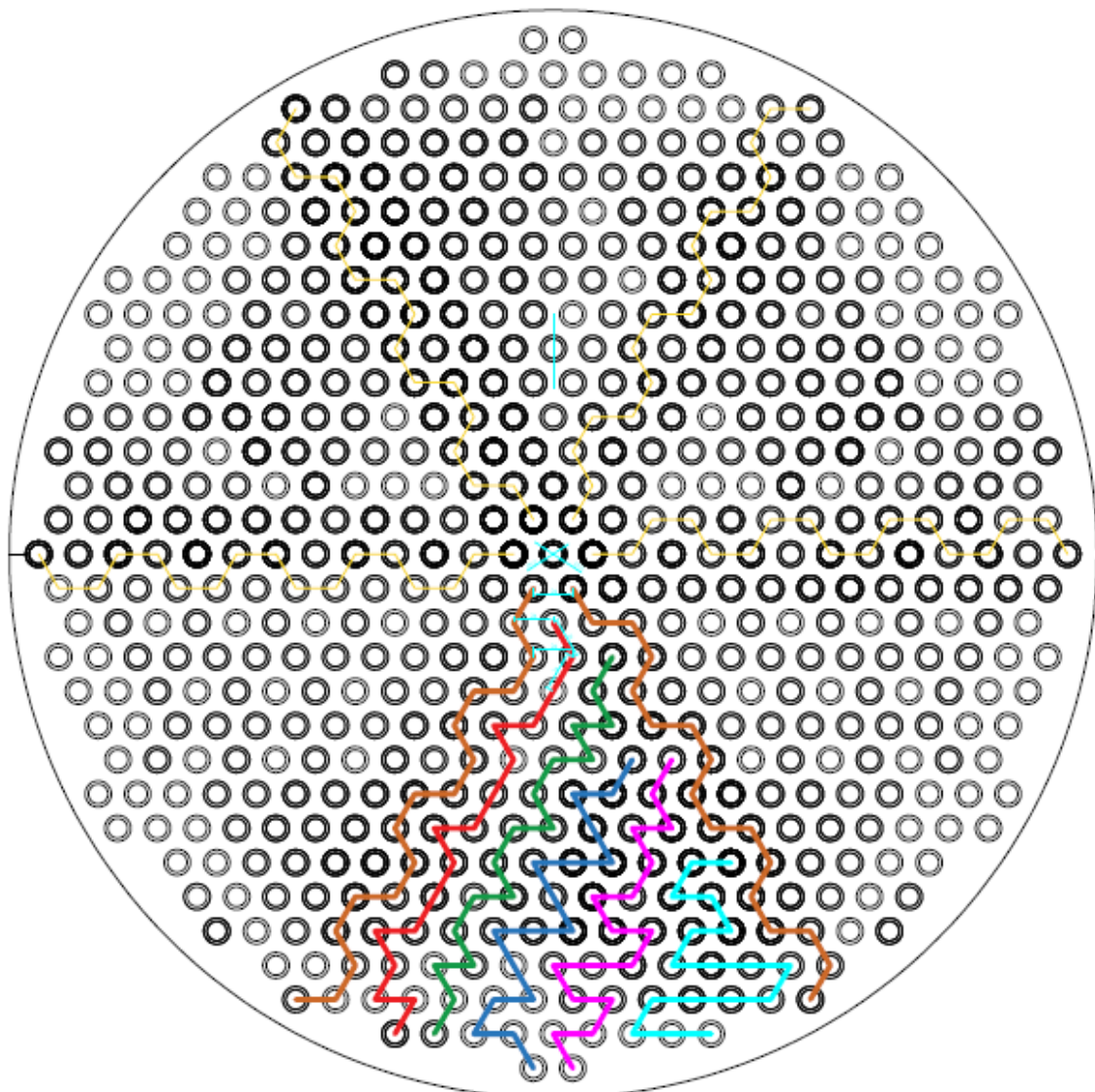
Obr.č.30: Rozměry kolena trubek

Délka kolena trubky je 37,7 mm. Každá trubka má 17 kolen, takže v kolenech je $17 \cdot 0,0377 = 0,64$ m. Můžeme si tedy zjistit, jaká délka připadne rovným trubkám a jaká kolenům.

$$\text{délka rovné části} = \frac{68,846 - 0,64}{17} = 4,012 \text{ m}$$

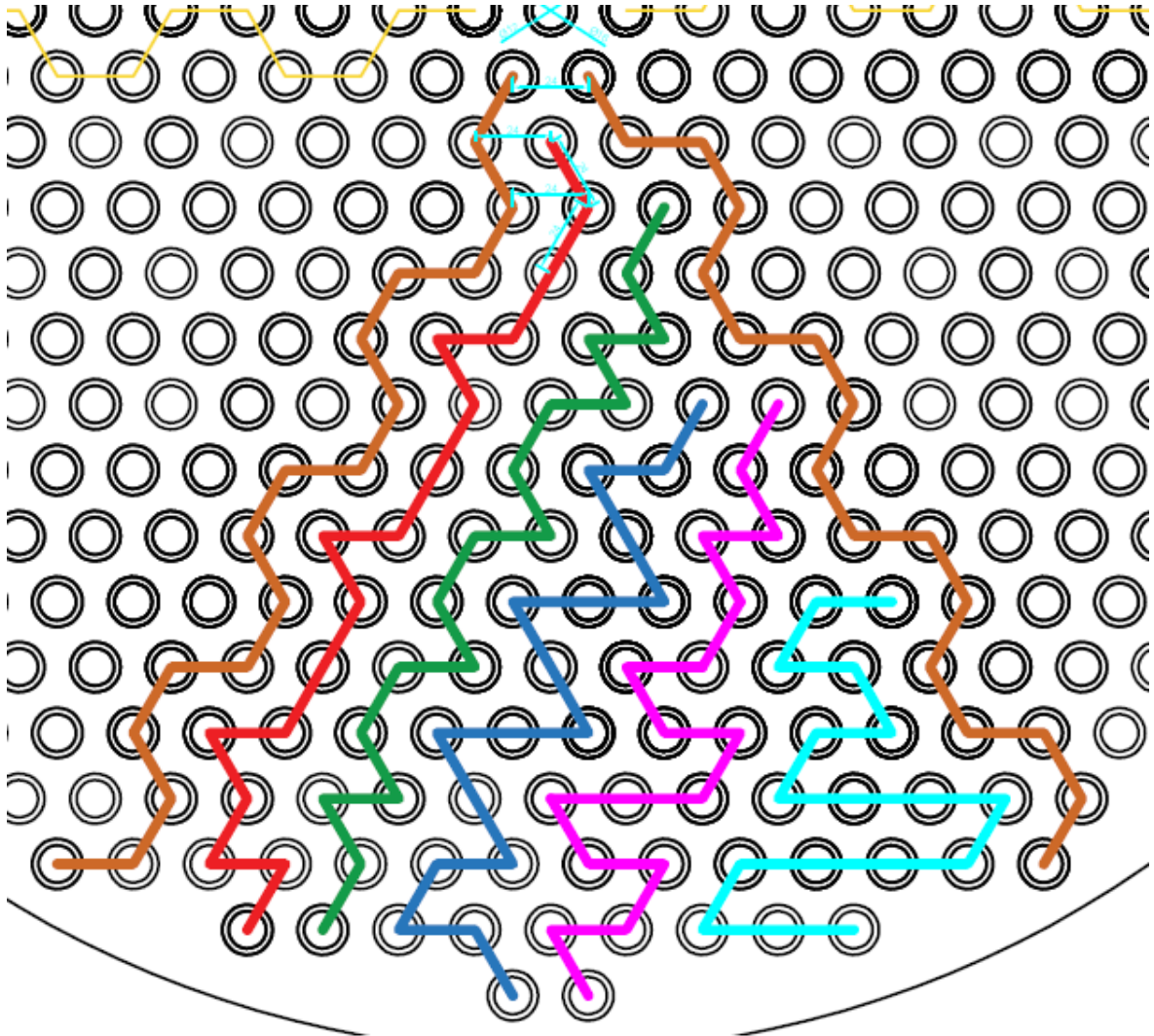
Po délce rovné trubky navazuje spojení kolem.

Můžeme si tedy vykreslit rozměry výměníku a rozložení trubek v něm. Dále namapujeme spojování jednotlivých trubek kolena. Protože máme rozložení 30° , museli jsme vybrat nějaký systém spojování kolena, ve kterém by byla všechna stejně dlouhá a trubky byly spojeny do co nejlogičtějších řad. Tyto cesty jsou naznačeny na následujícím obrázku.



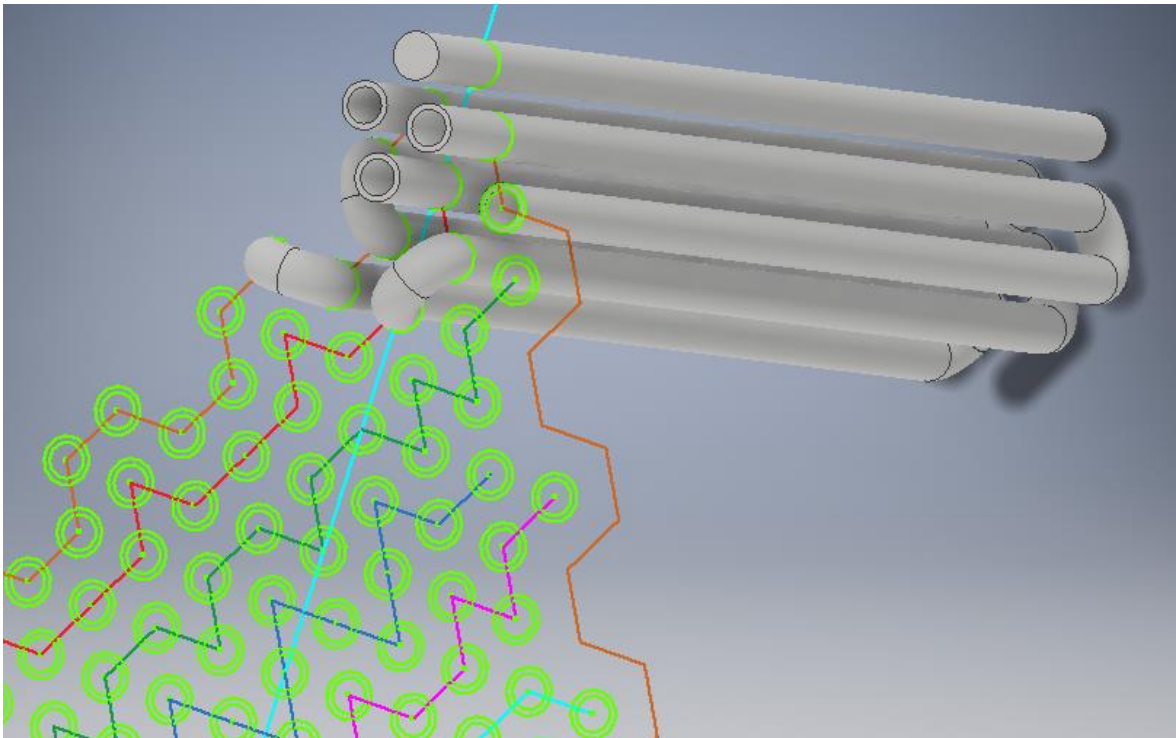
Obr.č.31: Rozložení trubek v plášti

Celkově je ve výměníku uloženo 613 částí, ale prostřední trubka je falešná, je zde pouze k dodržení rozložení, ale plyn jí neproudí.



Obr.č.32: Detail mapy pro spojování jednotlivých trubek

Na předchozím obrázku je vidět detail spojování koleny jednotlivých trubek. Všechny vzdálenosti střednic trubek jsou 24 mm. Rozlišujeme šest různých spojovacích cest, které se 6x opakují.



Obr.č.33: 3D model začátku trubkového svazku

Na předchozím obrázku je vidět část 3D modelu trubkového svazku. Pro přehlednost pouze začátek tři cest a naznačení zbytku vinutí.

Na následujícím obrázku je boční pohled na výměník. Jsou v něm uvedeny rozteče přepážek a velikost vstupních potrubí. Také je v něm naznačen začátek a konec jedné průtočné trubky.

Průměr vstupního a výstupního hrdla potrubí pro vysokotlaký a nízkotlaký plyn se vypočítá podle potřebného hmotnostního průtoku, se kterým jsme počítali výměník.

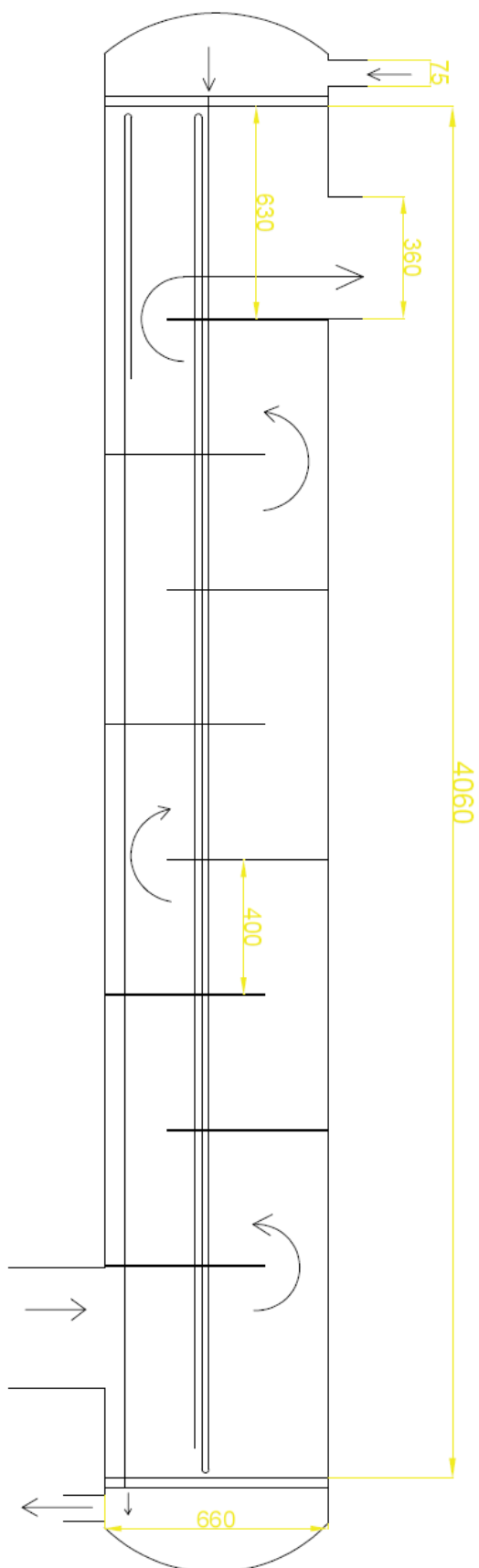
Chceme do výměníku přivádět/odvádět plyn jen jednou trubkou a zároveň mít podobnou rychlost proudění, jaká je ve výměníku. U vysokotlakého proudu jsme zvolili rychlost 3 m/s a průměr trubky 75 mm.

$$nt = \frac{4 * M1}{\pi * (d^2) * w * \rho1} = \frac{4 * 1,35}{\pi * (0,075^2) * 3 * 104} = 0,98 \doteq 1 \text{ trubka}$$

Máme tedy jednu trubku s průměrem 0,075 m.

U nízkotlakého plynu jsme se snažili nepřekračovat rychlost 11,5 m/s a naše trubka pak měla průměr 0,36 m.

$$nt = \frac{4 * M2}{\pi * (d^2) * w * \rho2} = \frac{4 * 1,119}{\pi * (0,36^2) * 11,5 * 0,96} = 0,99 \doteq 1 \text{ trubka}$$



Obr. č. 34: Boční průřez výměníkem tepla, s rozměry a s naznačeným začátkem a koncem jedné průřezné trubky

7.3 Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty se určují zvlášť pro trubkový a mezitrubkový prostor.

7.3.2 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru se skládají ze ztrát třením a z místních ztrát.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1}$$

Tlakové ztráty třením

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \frac{\rho_1 * w_1^2}{2} z_1 z_2 = 0,036 \frac{104 * 3,2^2}{2} 5737,22 * 0,99 = 110013,7 \text{ Pa}$$

Pro $Re_1 > 2320$ se λ_{11} vypočítá jako:

$$\begin{aligned} \lambda_{11} &= 8 \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12} \\ &= 8 \left[\left(\frac{8}{285257,143} \right)^{12} + \frac{1}{(5,92 * 10^{18} + 8,05 * 10^{-15})^{3/2}} \right]^{1/12} = 0,036 \end{aligned}$$

Ve kterém se x_9 a x_{10} počítá:

$$\begin{aligned} x_9 &= \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 k r_1} \right] \right\}^{16} \\ &= \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{258257,143} \right)^{0,9} + 0,27 * 0,008\bar{3}} \right] \right\}^{16} = 5,92 * 10^{18} \\ x_{10} &= \left(\frac{37530}{Re_1} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{285257,14} \right)^{16} = 8,05 * 10^{-15} \end{aligned}$$

Relativní drsnost stěny trubky kr_1 se vypočítá ze střední absolutní drsnosti k , která se pro nerezovou ocel udává jako 0,0001 m.

$$kr_1 = \frac{k}{d_1} = \frac{0,0001}{0,012} = 0,008\bar{3}$$

Korekční součinitele:

$$z_1 = \frac{lt}{d_1} = \frac{68,85}{0,012} = 5737,22$$

$$z_2 = \left(\frac{\overline{T1S}}{\overline{T1}} \right)^{0,5} = \left(\frac{257,374}{257,45} \right)^{0,5} = 0,99$$

Tlakové ztráty místní

$$\begin{aligned} \Delta p_{m1} &= (0,7 * 17 + 0,4(17 - 1)) \frac{\rho_1 * w_1^2}{2} = (0,7 * 17 + 0,4 * 16) \frac{104 * 3,2^2}{2} \\ &= 9744,38 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Číslo 17 v tomto vzorci představuje počet ohybů trubky

Celková ztráta v trubkovém prostoru je tedy:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 110013,7 + 9744,38 = 119758 \text{ Pa}$$

Tato tlaková ztráta je větší než bývá u klasických tepelných výměníků zvykem. Když ovšem vezmeme v potaz fakt, že ochlazujeme metan z 26,6 °C na -58 °C v jednom výměníku o tlaku 10 MPa, dá se větší tlaková ztráta očekávat. Navíc hned v další části oběhu dojde ke snížení tlaku přes J-T ventil na 0,101 MPa.

7.3.3 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Tlakové ztráty při příčném obtékání mezitrubkového prostoru se skládají ze tří částí:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t0} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv}$$

Kde Δp_{t0} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku. Δp_{tn} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru a Δp_{tv} jsou tlakové ztráty třením v prostoru nad neříznutím přepážek.

Tlaková ztráta Δp_{t0}

$$\Delta p_{t0} = 2\lambda_{22} n_{rp} (n_p - 1) \rho_2 w_2^2 z_2 z_3 z_4$$

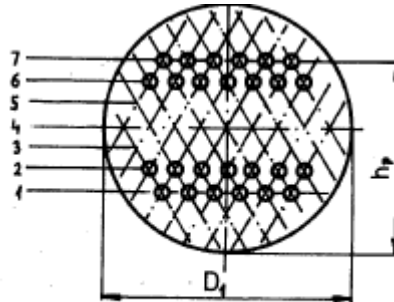
Kde, λ_{22} je ztrátový součinitel příčného obtékání trubek a pro naše uspořádání trubek 30° a velikost Re_2 se vypočítá jako:

$$\lambda_{22} = 0,372 \left(\frac{1,33}{\frac{t_{t1}}{d_2}} \right)^{\frac{7}{(1+0,14*Re_2^{0,5})}} * Re_2^{-0,123}$$

$$= 0,372 \left(\frac{1,33}{\frac{0,024}{0,016}} \right)^{\frac{7}{(1+0,14*29627,25^{0,5})}} * 29627,25^{-0,123} = 0,1013$$

Počet řad trubek mezi seříznutím přepážek n_{rp} vychází z následujícího obrázku a rovnice:

$$n_{rp} = \frac{(2hp - D)}{t_{t2}} = \frac{(2 * 0,475 - 0,66)}{0,20784} = 14$$



úhel uspořádání trubek
 $30^\circ, 45^\circ$ a 60°

Obr.č.35: Velikost hp [5]

Rychlost w_2 se v případě tlakových ztrát počítá jako:

$$w_2 = \frac{M_2}{S_{2z} * \rho_2} = \frac{1,119}{0,0866 * 0,96} = \underline{13,46 m/s}$$

$$S_{2z} = \left((D - D_s) + \left(\frac{D_s - d_2}{t_{t1}} \right) stt \right) (tp - sp)$$

$$= \left((0,66 - 0,64) + \left(\frac{0,64 - 0,016}{0,024} \right) 0,008 \right) (0,4 - 0,02) = 0,0866$$

D_s je vzdálenost okrajů nejbližších trubek, tj. průměr pláště výměníku – 2x velikost okraje $k = 0,01$. Je tedy $0,66 - 0,02 = 0,64$ m. stt je vzdálenost okrajů dvou trubek, tj. $t_{t1} - d_2 = 0,024 - 0,016 = 0,008$ m.

Veličina n_p udává počet přepážek, kterých máme v našem výměníku 8, veličiny z_2 - z_4 jsou korekční součinitele.

$$z_2 = \frac{\overline{T_2 S}^{0,25}}{T_2} = \left(\frac{204,9}{204}\right)^{0,25} = 1,0011$$

$$z_3 = 1 \text{ pro } (D - D_s) \leq tt_1 \Rightarrow (0,66 - 0,64) \leq 0,024$$

Z_4 zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách.

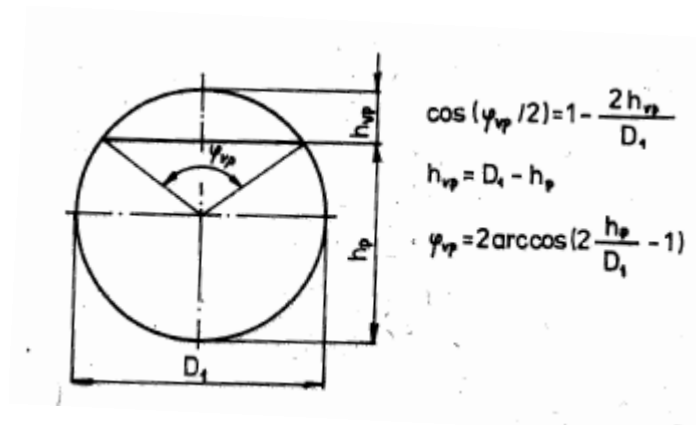
$$z_4 = \exp \left[-1,33 \left(1 + \frac{Sps}{Sps + Stp} \right) \left(\frac{Sps + Stp}{S_2 z} \right)^{[-0,15 \left(1 + \frac{Sps}{Sps + Stp} \right) + 0,8]} \right]$$

Kde:

$$Sps = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (D^2 - Dp^2) * \left(\frac{360 - \phi_{vp}}{360}\right)$$

$$Stp = \left(nt - \frac{ntv}{2}\right) * \left(\frac{\pi * (d_2 p^2 - d^2)}{4}\right)$$

Vychází z:



Obr.č.36: úhel ϕ_{vp} [5]

Vypočítáme úhel ϕ_{vp} :

$$\phi_{vp} = 2 * \arccos\left(2 \frac{hp}{D} - 1\right) = 2 * \arccos\left(2 \frac{0,475}{0,66} - 1\right) = 127,68^\circ$$

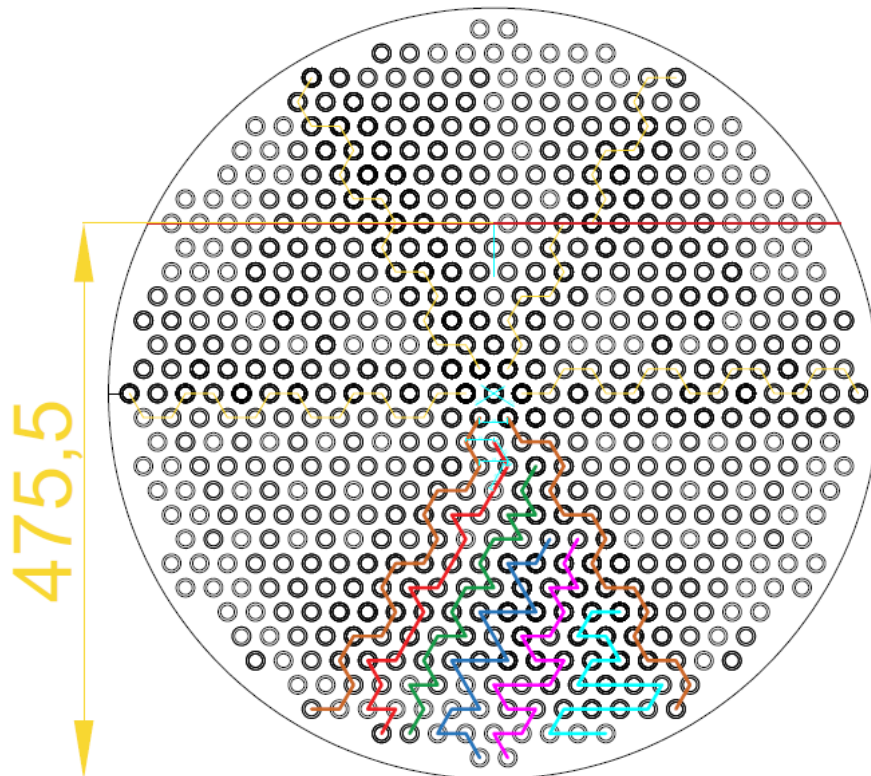
Průměr d_{2p} je průměr přepážkového otvoru, který jsme zvolili jako $d_{2p} = 0,002 = 0,018\text{m}$.

Můžeme spočítat S_{ps} , S_{tp} a konečně zjistit korekční součinitel z_4 :

$$S_{ps} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (D^2 - Dp^2) * \left(\frac{360 - \phi_{vp}}{360}\right) = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (0,66^2 - 0,541^2) * \left(\frac{360 - 127,68}{360}\right) = 0,072 \text{ m}^2$$

$$S_{tp} = \left(nt - \frac{ntv}{2}\right) * \left(\frac{\pi * (d_{2p}^2 - d^2)}{4}\right) = \left(613 - \frac{132}{2}\right) * \left(\frac{\pi * (0,018^2 - 0,016^2)}{4}\right) = 0,029 \text{ m}^2$$

Počet trubek ve výřezu přepážky n_{tv} se se dá spočítat pomocí vzorců nebo vyčíst z rozložení trubek v trubkovnici – nad délkou hp . V rámci výpočtu jsme spočítali toto číslo v excelu přes vzorce a zkontrolovali pomocí průřezu výměníku viz:



Obr.č.37: výška hp a počet trubek nad ní

Výpočtem a odečtem z obrázku jsme si potvrdili počet $n_{tv} = 132$ trubek.

Korekční součinitel z_4 je potom:

$$\begin{aligned} z_4 &= \exp \left[-1,33 \left(1 + \frac{Sps}{Sps + Stp} \right) \left(\frac{Sps + Stp}{S2z} \right)^{\left[-0,15 \left(1 + \frac{Sps}{Sps + Stp} \right) + 0,8 \right]} \right] = \\ &= \exp \left[-1,33 \left(1 + \frac{0,072}{0,072 + 0,029} \right) \left(\frac{0,072 + 0,029}{0,0866} \right)^{\left[-0,15 \left(1 + \frac{0,072}{0,072 + 0,029} \right) + 0,8 \right]} \right] \\ &= 0,0837 \end{aligned}$$

Teď již můžeme vypočítat tlakové ztráty Δp_{t0} .

$$\begin{aligned} \Delta p_{t0} &= 2\lambda_{22} n_{rp} (n_p - 1) \rho_2 w_2^2 z_2 z_3 z_4 \\ &= 2 * 0,1013 * 14(8 - 1) 0,96 * 13,46^2 * 1,001 * 1 * 0,0837 \\ &= \underline{289,94 Pa} \end{aligned}$$

Tlaková ztráta Δp_{tn}

$$\Delta p_{t0} = 2\lambda_{22} (n_{rp} + n_{rv}) \rho_2 w_2^2 z_2 z_3 z_5$$

K výpočtu potřebuje zjistit počet řad trubek ve výřezu ovlivněných příčným prouděním pracovní látky n_{rv} a korekční faktor z_5 .

$$\begin{aligned} n_{rv} &= \frac{0,8}{t_{t2}} \left(\frac{D + D'}{2} - hp \right) = \frac{0,8}{0,02078} \left(\frac{0,66 + 0,624}{2} - 0,475 \right) = 6,41 \\ z_5 &= 2 \left(\frac{2tp}{l_{tn}} \right)^{2-0,2} = 2 \left(\frac{2 * 0,4}{0,63} \right)^{2-0,2} = 3,075 \end{aligned}$$

Kde l_{tn} je délka neopřepážkované části výměníku vycházející z našeho výměníku, viz obr. č. 33:

Potom:

$$\begin{aligned} \Delta p_{t0} &= 2\lambda_{22} (n_{rp} + n_{rv}) \rho_2 w_2^2 z_2 z_3 z_5 \\ &= 2 * 0,1013 (14 + 6,41) 0,96 * 13,46^2 * 1,001 * 1 * 3,075 = \underline{1165,3 Pa} \end{aligned}$$

Tlaková ztráta Δp_{tv}

$$\Delta p_{tv} = n_p (2 + 0,6n_{rv}) \frac{\rho_2 w_{2v}^2}{2} z_4$$

K výpočtu této ztráty potřebuje zjistit rychlost vztaženou ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů $S2z$ a Svz .

$$w_{2v} = \frac{M_2}{\sqrt{S_{2z} * S_{vz} * \rho_2}} = \frac{1,119}{\sqrt{0,0558 * 0,143 * 0,96}} = 16,77 \text{ m/s}$$

Kde:

$$S_{vz} = \frac{\pi * D^2}{4} \left(\frac{\phi_{vp}}{360} - \frac{\sin(\phi_{vp})}{2\pi} \right) - n_{tv} \left(\frac{\pi * d_2^2}{4} \right)$$

$$= \frac{\pi * 0,66^2}{4} \left(\frac{128}{360} - \frac{\sin(128)}{2\pi} \right) - 132 \left(\frac{\pi * 0,016^2}{4} \right) = 0,0558 \text{ m}^2$$

A tlaková ztráta Δp_{tv} je:

$$\Delta p_{tv} = n_p (2 + 0,6n_{rv}) \frac{\rho_2 w_{2v}^2}{2} z_4 = 8(2 + 0,6 * 6,41) \frac{0,96 * 16,77^2}{2} * 0,0837$$

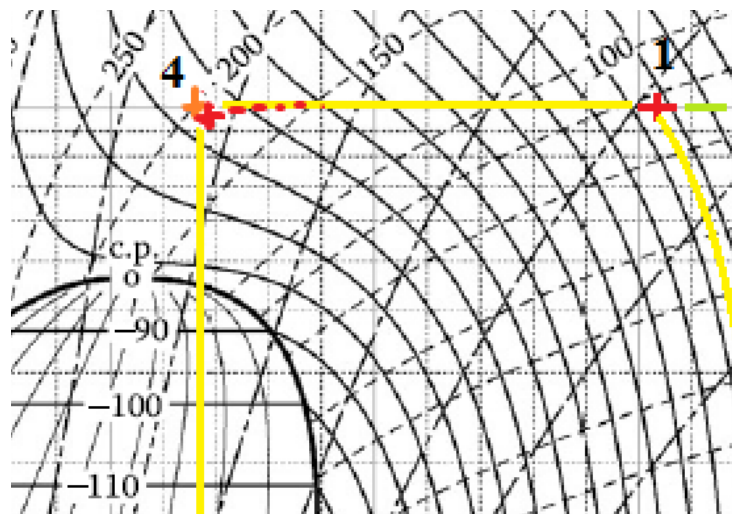
$$= \underline{528,73 \text{ Pa}}$$

Celková tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru

$$\Delta p_{z2} = 289,94 + 1165,3 + 528,73 = \underline{1984 \text{ Pa}}$$

Celková ztráta v mezitrubkovém prostoru je tedy relativně malá, zhruba 1783 Pa.

Tlaková ztráta v trubkovém prostoru nám mírně ovlivní zkapalňovací poměr. Místo $f = 0,072$ budeme zkapalňovat pouze 0,07 tj. 7 %.



Obr.č.38: Pokles tlaku a jeho vliv na zkapalňovací poměr

8. Návrh zásobníku na LNG a odpařovací jednotky

8.1 Návrh zásobníku na LNG

Při návrhu naší zkapalňovací jednotky jsme se rozhodli dodávat LNG stejnou rychlostí jakou ho získáváme. Připojení odparky hned za výrobu LNG by v praxi samozřejmě nedávalo smysl, naším cílem však bylo napočítat, jak velká by musela být odpařovací stanice přímo pro naši malou výrobu LNG. A uvažovali jsme při tom teoretickou možnost zplyňování o stejné intenzitě jako zkapalňování.

I přes to však máme mezi výrobnou LNG a odpařovací jednotkou malou nádrž, kterou jsme dimenzovali tak, aby mohla držet zásobu zkapalněného plynu vyrobeného naším oběhem za 3 hodiny.

U zásobníku i odpařovací jednotky jsme se snažili přiblížit reálným instalacím, například od firmy CHART.



Obr.č.39: Zásobníky a odpařovací stanice firmy CHART [11]

Vnitřní nádoba je z lehké nerezové oceli a od pevného obalu ji odděluje kvalitní vakuová izolace. Velikost našeho zásobníku jsme navrhovali tak, aby měl objem tříhodinové výroby LNG z našeho oběhu.

V našem oběhu zkapalňujeme asi 7 % vstupujícího plynu. Při vstupním toku 1,35 kg/s zkapalňujeme $1,35 * 0,07 = 0,0945 \text{ kg/s}$ LNG.

To činí $0,0945 * 60 * 60 * 3 = 1020,6 \text{ kg/3h}$

Při hustotě LNG 423 kg/s zabírá toto množství objem $\frac{1020,6}{423} = 2,412 \text{ m}^3$.

Budeme-li naši nádobu aproximovat jako válcovou, bude mít velikost:

$$V = \pi * r^2 * h$$

Zvolíme-li rozměry nádoby například: výška $h = 3,5 \text{ m}$; poloměr podstavy $r = 0,5 \text{ m}$.

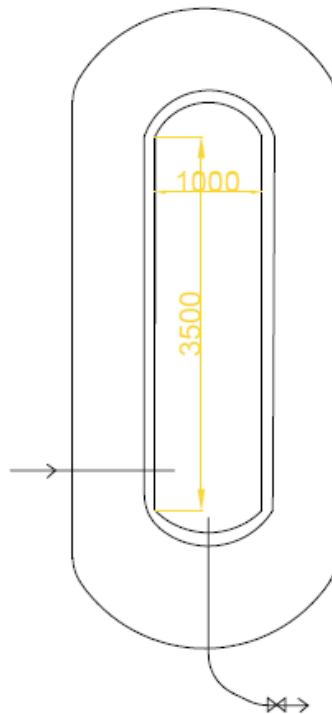
Bude objem nádoby:

$$\pi * r^2 * h = \pi * 0,5^2 * 3,5 = 2,75 \text{ m}^3$$

S těmito rozměry bude mít náš zásobník dostatečný objem a také určitou bezpečnostní rezervu. Ještě zkontrolujeme, jestli můžeme přivádět a odvádět LNG jednou trubkou o $d = 12 \text{ mm}$.

$$w = \frac{M}{\rho * \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{0,095}{423 * \frac{\pi * 0,012^2}{4}} = 2 \text{ m/s}$$

Tato rychlost proudění není kritická a můžeme tedy nechat rozměry přívodní trubky 12 mm.



Obr.č.40: Izolovaný Zásobník na LNG s vhodnými rozměry

8.2 Návrh odpařovací jednotky

Odpařovací výměník jsme navrhovali jako svazek vertikálně stojících trubek s podélnými žebry. Do těchto trubek je dodáváno LNG ze zásobníku se stejným průtokem, s jakým ho tvoříme v LNG oběhu. Trubky jsou ochlazovány venkovním vzduchem o teplotě 9 °C, což je průměrná roční teplota na Moravě. Uvnitř trubek dochází k varu a přeměně kapalného metanu na plynný. Součinitel přestupu tepla α_1 uvnitř trubky během varu považujeme stejný v celé délce trubky a bereme doporučenou hodnotu 9000 (W/m²K).

Navrhovaná velikost byla pro ohřátí plynu z -162°C na 0°C.

Rychlost větru jsme původně měli v plánu uvažovat jako průměrnou roční tj. 3 m/s. Nakonec jsme se ale rozhodli pro téměř absolutní bezvětří tj. 0,2 m/s, které se blíží přirozené konvekci kolem trubky, kterou jsme si poté mohli ověřit.

Protože se v trubkách operuje s kryogenní kapalinou, upravovali jsme poté výpočet i pro pokrytí trubky ledovou vrstvou, tu jsme předpokládali konstantní po celé délce.

Všechny vzorce v této kapitole pocházejí ze zdrojů [4], [6] nebo [7].

Hodnoty v tabulce pocházejí z [3] a [11]:

Metan v trubkách	Teplota vstupní [°C]:	Teplota výstupní [°C]:	tlak p1 [MPa]:	Entalpie syté kapaliny [kJ/kg]	Entalpie plynu [kJ/kg]
	-162	0	0,101	-285,5	568,14
Okolní vzduch	Teplota vstupní [°C]:	Teplota výstupní [°C]:	tlak p2 [MPa]:	Entalpie [kJ/kg]	entalpie [kJ/kg]
	9	9	0,101	282,5	282,5

Prům. teplota 1 [°C]:	Prům. tep. kap cp1 [J/kgK]	rych.pr. W1[m/s]	M1 [kg/s]	prum ρ1[kg/m3]
-81	-	-	0,095	423
Prům. teplota 2 [°C]:	Prům. tep.kap cp2 [J/kgK]			prum ρ2[kg/m3]
9	-	-	-	1,248

Prům. dyn. visk. μ1 [Pa*s]	Prům. kin. visk. υ1 [m2/s]	Prům. λ1 [W/mK]	α1 (W/m ² K).
-	-	-	9000
Prům. dyn. visk. μ2 [Pa*s]	Prům. kin. visk. υ2 [m2/s]	Prům. λ2 [W/mK]	
0,00001768	1,41667E-05	0,0248	

Tab. č. 7: vlastnosti látek v odpařovací jednotce

Podobně jako u plochých trubek zjišťujeme teplosměnnou plochu pomocí rovnice:

$$Qk = k * \Delta t * S$$

Pouze s tím rozdílem, že u žebrovaných výměníků není Δt střední teplotní spád, ale střední teplotní rozdíl.

Rovnici tepelné bilance můžeme vypočítat pomocí rozdílů entalpií:

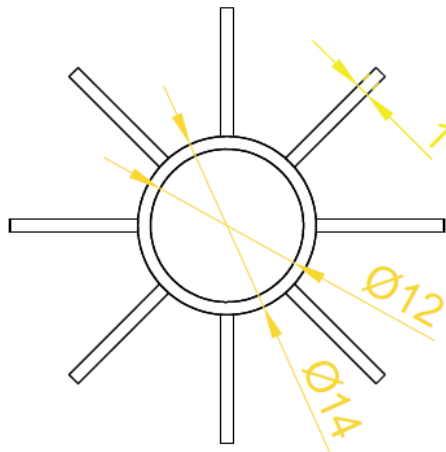
$$Qb = M1 * abs(h1 - h2) = 0,095 * abs(-285,5 - 568,14) = 81,1 \text{ kW}$$

Vnitřní průměr d1 [m]	Vnější průměr d2 [m]	střední průměr [m]	Počet žeber nž	λ hliník [W/mK]
0,012	0,014	0,013	8	220

Tab. č. 8: vlastnosti trubek

V předchozí tabulce můžeme vidět zvolené rozměry trubek. Firma CHART používá vzduchem chlazené výměníky z hliníku, proto jsme je vybrali i my. Počet žeber jsme zvolili $n = 8$.

Žebra jsme zvolil dlouhé 0,01 m o tloušťce 0,001 m.



Obr.č.41: Průřez trubkou výparníku

Abychom mohli určit celkovou teplosměnnou plochu S , musíme určit součinitel prostupu tepla k . Ten se u žebrovaných výměníků určí jako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S1} \left(\frac{1}{\alpha1} + \sum_{j=1}^n \frac{b_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)}$$

Kde $\frac{b_{tj}}{\lambda_{tj}}$ jsou tloušťky a součinitele tepelné vodivosti jednotlivých vrstev trubky. S je celková teplosměnná plocha na straně žebrování. $S1$ je vnitřní teplosměnná plocha trubky.

$\alpha1$ je součinitel přestupu tepla v trubce a $\bar{\alpha}$ je střední zdánlivý součinitel přestupu tepla.

Spočítáme si jednotlivé plochy.

$$S_1 = \pi * d_1 = \pi * 0,012 = 0,0377 \text{ m}^2$$

Plocha jednoho žebra na metr délky:

$$\begin{aligned} S_{\text{ž}} &= 2 * (l * h) + (h * b) * 2 + l * b = \\ &= 2 * (1 * 0,01) + (0,01 * 0,001) * 2 + 1 * 0,001 = 0,02102 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

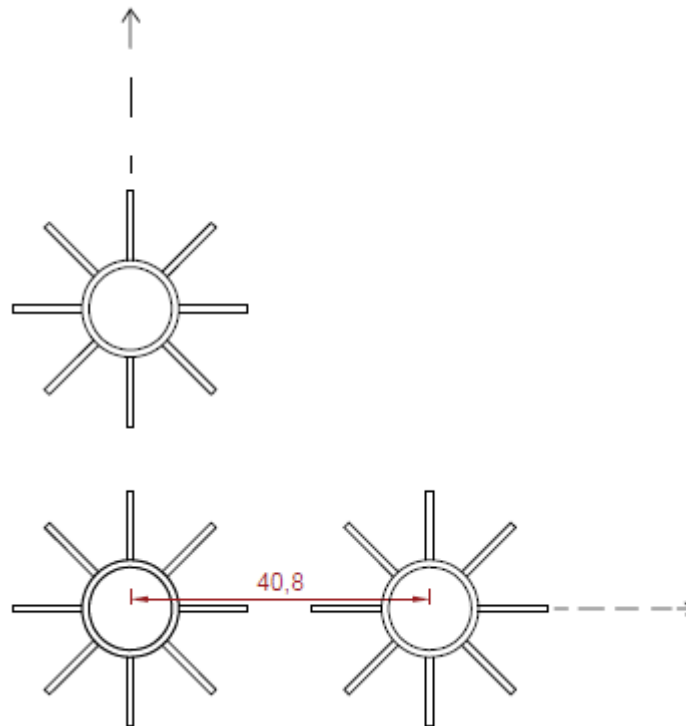
Plocha trubky bez žebor:

$$S_{\text{tr}} = \pi * d_2 * l - n_{\text{ž}} * b * l = \pi * 0,014 * 1 - 8 * 0,001 * 1 = 0,0359 \text{ m}^2$$

Celková plocha na 1 m:

$$S = S_{\text{tr}} + n_{\text{ž}} * S_{\text{ž}} = 0,0359 + 8 * 0,02102 = 0,2041 \text{ m}^2$$

Dejme naše zvolené trubky do čtvercového svazku v počtu 625 trubek.



Obr.č.42: Rozteče trubek

Vnější průměr trubky s žebrem je:

$$D = d_2 + 2 * h = 0,014 + 2 * 0,01 = 0,034 \text{ m}$$

Rozteče jsme zvolili jako:

$$st_1 = 1,2 * D = 1,2 * 0,034 = 0,0408 \text{ m}$$

400 trubek se do čtvercového rozložení umístí jako 25*25 trubek.

Průřez D_s celého svazku je potom:

$$S_s = (25 * st_1) * (25 * st_1) = (25 * 0,0408)^2 = 1,0404 \text{ m}^2$$

Součinitel přestupu tepla se vypočítá pomocí Reynoldsova čísla. Abychom ho mohli vypočítat potřebujeme znát ekvivalentní průměr de . Ten se u podélně obtékaných žebër vypočítá pomocí čistého průtočného průřezu svazku a omočeného obvodu svazku:

$$\begin{aligned} Sprût &= \left(Ss - \frac{\pi}{4} (nt * d_2^2) \right) - nt * nž * h * b \\ &= \left(1,0404 - \frac{\pi}{4} (625 * 0,014^2) \right) - 625 * 8 * 0,01 * 0,001 = 0,894 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$O = 2 * h * nž * nt * + \pi * d_2 * nt = 2 * 0,01 * 8 * 625 * + \pi * 0,014 * 625 = 127,49 \text{ m}$$

Potom ekvivalentní průměr je:

$$de = \frac{4 * Sprût}{O} = \frac{4 * 0,894}{127,49} = 0,028 \text{ m}$$

Jestliže máme trubky podélně obtékané vzduchem o rychlosti 0,2 m/s ve svazku bude rychlost větší díky zúžení prostoru.

$$zúžení = \frac{st1 - d_2}{st1} = \frac{0,0408 - 0,014}{0,0408} = 0,656$$

Rychlost při podélném obtékání svazku je tedy $0,2/0,656 = 0,304 \text{ m/s}$.

Teď již můžeme vypočítat Reynoldsovo a Prandtlovo číslo.

$$\begin{aligned} Re &= \frac{w * de}{\nu} = \frac{0,304 * 0,028}{1,41667E - 05} = 603 \\ Pr &= \frac{cp * \mu}{\lambda} = \frac{1006 * 0,0000176}{0,0248} = 0,717 \end{aligned}$$

Můžeme spočítat Nusseltovo číslo:

$$Nu_{de} = 0,23 * Re^{0,63} * Pr^{\frac{2}{3}} = 0,23 * 603^{0,63} * 0,717^{\frac{2}{3}} = 10,4$$

Spočítáme součinitel přestupu tepla α :

$$\alpha = \frac{Nu_{de} * \lambda}{de} = \frac{10,4 * 0,0248}{0,028} = \underline{\underline{9,2 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

K výpočtu součinitele přestupu tepla však potřebujeme znát střední zdánlivý součinitel přestupu tepla $\bar{\alpha}$. Ten vypočítáme pomocí znalosti účinnosti žebra. Ta se u podélně obtékaného žebra vypočítá ze znalosti Biotova čísla. [7]

;

$$Bi = \frac{\alpha * b}{2\lambda} = \frac{9,2 * 0,001}{2 * 220} = 2,09 * 10^{-5}$$

$$\xi = 2 * \sqrt{Bi} \frac{h}{b} = 2 * \sqrt{2,09 * 10^{-5}} \frac{0,01}{0,001} = 0,0914$$

Potom účinnost žebra je:

$$\eta = \frac{\tanh(\xi)}{\xi} = \frac{\tanh(0,0914)}{0,0914} = 0,791$$

Účinnost žebra je tedy 79,1 %.

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla $\bar{\alpha}$ se vypočítá jako:

$$\bar{\alpha} = \alpha \frac{S\check{z} * n}{S} \left(\eta + \frac{Str}{S\check{z} * n} \right) = 9,2 \frac{8 * 0,021}{0,204} \left(0,791 + \frac{0,0359}{8 * 0,021} \right) = 7,61 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ted' můžeme vypočítat součinitel prostupu tepla k.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S1} \left(\frac{1}{\alpha 1} + \sum_{j=1}^n \frac{b_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{7,61} + \frac{0,204}{0,0377} \left(\frac{1}{9000} + \frac{0,001}{220} \right)} = 7,575 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ted' si můžeme spočítat potřebnou teplosměnnou plochu S.

$$Scelkove = \frac{Q}{k * \Delta t} = \frac{81100}{7,575 * 45} = 237,9 \text{ m}^2$$

Teplota Δt u přestupů tepla přes žebrované trubky je střední teplotní rozdíl obou teplot. $(81+9)/2 = 45^\circ\text{C}$.

Spočítáme si potřebnou délku trubek:

$$l_{celkove} = \frac{Scelkove}{S} = \frac{237,9}{0,204} = 1165,37 \text{ m}$$

A ted' si můžeme spočítat délku jednotlivých trubek:

$$l_{tr} = \frac{l_{celkove}}{n_{tr}} = \frac{1165,37}{625} = 1,86 \text{ m}$$

Spočítali jsme si velikost výparníku při rychlosti okolního vzduchu 0,2 m/s a bez ledové pokrývky.

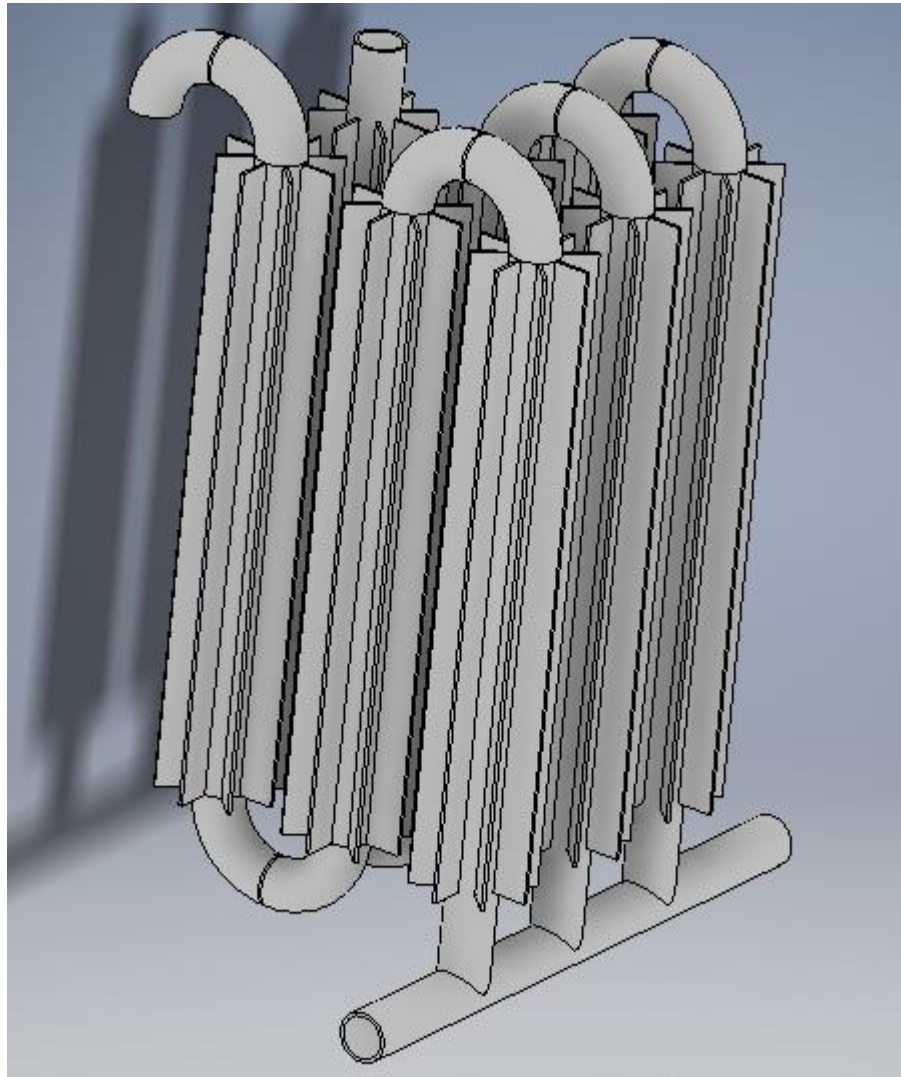
LNG do výměníku vstupuje jednou řadou trubek a zbytek bývá pospojován koleny. Délku kolen, která nejsou ožebrována v tomto případě zanedbáváme.

Rychlost proudění vstupující do jednotlivých trubek bude:

$$w = \frac{M}{\rho * \frac{\pi * d^2}{4} * \text{počet vstupních trubek}} = \frac{0,095}{423 * \frac{\pi * 0,012^2}{4} * 25} = 0,079 \text{ m/s}$$

Máme tedy výparník s 625 trubkami o počtu trubek 25*25 tj délka strany svazku je 25*st = 25*0,0408 = 1,02 m. Výška výměníku je 1,86 m při zanedbání kolen trubek.

Pro lepší představu následuje 3D obrázek počátečního rohu výparníku s vyobrazeným začátkem prvních trubkových cest, kolen a trubky, kterou dodáváme do výparníku LNG.



Obr.č.43: 3D model části výparníku

Přirozená konvekce

Když známe již celý výpočet s obtékáním nízkou rychlostí, můžeme se pokusit vypočítat přenos tepla tímto výměníkem pomocí přirozené konvekce.

Jako první musíme vypočítat Galileiho a Grashofovo číslo. Abychom mohli Grashofovo číslo spočítat, musíme znát rozdíl teploty na trubce a ve vzduchu.

Pomocí dosazení alfy vypočítané v případě s prouděním vzduchu do vzorce:

$$T_{1S} = -\frac{Q}{A_1 * \alpha_1} + \overline{T_1}$$

Kde A_1 je plocha jedné trubky. Jsme získali teplotu na stěně trubky, kterou jsme dosadili do výpočtu pro přirozenou konvekci, získali jsme výpočtem novou alfu, kterou jsme dosadili do vzorce pro výpočet teploty stěny a tento postup jsme opakovali, dokud se nám alfa z přirozené konvekce neustálila. Teplota trubky se po tomto procesu ustálila na -18°C .

Rozdíl teploty je tak $\Delta t = 18 + 9 = 27^\circ\text{C}$.

Ted' můžeme spočítat:

$$Ga = \frac{g * de^3}{\nu^2} = \frac{9,81 * 0,028^3}{(1,41 * 10^{-5})^2} = 1079403$$

Kde g = gravitační zrychlení (m/s).

$$Gr = Ga * \beta * \Delta t = 1079403 * 0,00356 * 27 = 74450,9$$

Kde β je součinitel objemové roztažnosti vzduchu (K^{-1})

Nusseltovo číslo je potom:

$$Nu = 0,54 * (Gr * Pr)^{0,25} = 0,54 * (74450,9 * 0,717)^{0,25} = \underline{8,92}$$

Poté postupujeme stejně jako při předchozím obtékání žebrované trubky.

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{de} = \frac{8,92 * 0,0248}{0,028} = \underline{7,885 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$\bar{\alpha} = \alpha \frac{S\check{z} * n}{S} \left(\eta + \frac{Str}{S\check{z} * n} \right) = 8,92 \frac{8 * 0,021}{0,204} \left(0,791 + \frac{0,204}{8 * 0,021} \right) = \underline{6,53 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S_1} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{j=1}^n \frac{b_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{6,53} + \frac{0,204}{0,0377} \left(\frac{1}{9000} + \frac{0,001}{220} \right)} = 6,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Takže délka trubek bude:

$$Scelkove = \frac{Q}{k * \Delta t} = \frac{81100}{6,5 * 45} = 277,21 \text{ m}^2$$

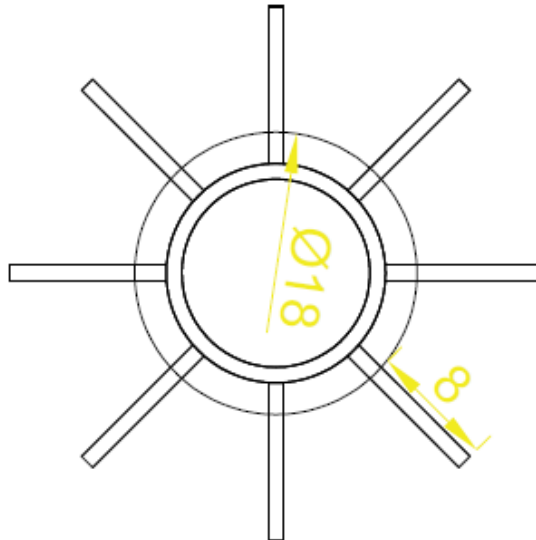
$$l_{celkove} = \frac{Scelkove}{S} = \frac{277,21}{0,204} = 1357,95 \text{ m}$$

$$l_{tr} = \frac{l_{celkove}}{n_{tr}} = \frac{1357,95}{625} = 2,17 \text{ m}$$

Můžeme vidět, že s přirozenou konvekcí kolem trubky se přestup tepla o něco zhorší a teplosměnná plocha se zvýší. Při zachování rozměrů trubek a jejich počtu tedy vzroste výška trubek.

Přenos přes trubku pokrytou ledovou vrstvou

Jak jsme již zmínili na začátku kapitoly, protože trubkou protéká metan začínající na teplotě -162°C , můžeme očekávat namrzání trubky. Pro náš výpočet předpokládáme, že se na celé délce trubky vytvoří 2 mm ledu. Tento příklad aplikujeme na výsledky u přirozené konvekce, abychom dostali realističtější výsledky i pro stavy bezvětrí.



Obr.č.44: Naznačení vrstvy ledu obalující trubku

Tloušťka a součinitel tepelné vodivosti ledu se započítá do výpočtu součinitele prostupu tepla. Nesmíme však zapomenou snížit výšku žebra o část obalenou ledem. Vnitřní průměr se díky vrstvě ledu zvětší na $d_2 = 0,018\text{m}$. $\lambda_{ledu} = 2,2 \text{ W/mK}$

Zmenší se nám tedy plocha žebra:

$$\begin{aligned} S_{\check{z}} &= 2 * (l * h) + (h * b) * 2 + l * b \\ &= 2 * (1 * 0,008) + (0,008 * 0,001) * 2 + 1 * 0,001 = 0,01706 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$S_{tr} = \pi * d_2 * l - n_{\check{z}} * b * l = \pi * 0,018 * 1 - 8 * 0,001 * 1 = 0,0485 \text{ m}^2$$

Takže se nám sníží teplosměnná plocha na metr délky trubky:

$$S = S_{tr} + n_{\check{z}} * S_{\check{z}} = 0,0485 + 8 * 0,01706 = 0,184 \text{ m}^2$$

Zmenší se průtočný průřez

$$\begin{aligned} Sprût &= \left(Ss - \frac{\pi}{4} (nt * d_2^2) \right) - nt * n\check{z} * h * b \\ &= \left(1,0404 - \frac{\pi}{4} (625 * (0,018)^2) \right) - 625 * 8 * 0,008 * 0,001 = 0,841 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Změní se omočený obvod:

$$O = 2 * h * n\check{z} * nt * + \pi * d_2 * nt = 2 * 0,008 * 8 * 625 * + \pi * 0,018 * 625 = 115,34 \text{ m}$$

Také charakteristický rozměr:

$$de = \frac{4 * Sprût}{O} = \frac{4 * 0,841}{115,34} = 0,02917 \text{ m}$$

Po projití stejného procesu jako v předchozím příkladu se nám ustálil rozdíl teplot Δt na 23°C.

$$Ga = \frac{g * de^3}{\nu^2} = \frac{9,81 * 0,029^3}{(1,41 * 10^{-5})^2} = 1214175,8$$

$$Gr = Ga * \beta * \Delta t = 1214175,8 * 0,00356 * 23 = 99416,7$$

$$Nu = 0,54 * (Gr * Pr)^{0,25} = 0,54 * (71340)^{0,25} = \underline{8,825}$$

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{de} = \frac{8,825 * 0,0248}{0,02917} = \underline{7,5 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$\bar{\alpha} = \alpha \frac{S\check{z} * n}{S} \left(\eta + \frac{Str}{S\check{z} * n} \right) = 6,345 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S1} \left(\frac{1}{\alpha 1} + \sum_{j=1}^n \frac{b_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)} = \frac{1}{\frac{1}{6,345} + \frac{0,184}{0,0377} \left(\frac{1}{9000} + \frac{0,001}{220} + \frac{0,002}{2,2} \right)} = 6,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Můžeme spočítat teplosměnnou plochu S:

$$Scelkove = \frac{Q}{k * \Delta t} = \frac{81100}{6,15 * 45} = 293,05 \text{ m}^2$$

Celkovou délku:

$$lcelkove = \frac{Scelkove}{S} = \frac{293,05}{0,184} = 1586,8 \text{ m}$$

A také délku jednotlivých trubek:

$$l_{tr} = \frac{l_{celkove}}{n_{tr}} = \frac{1586,8}{625} = 2,54 \text{ m}$$

V poslední případě pro přirozenou konvekci a omrznutí trubek máme tedy výměník o straně 1,04 metrů a výšce asi 2,54. V reálném provozu by za výparníkem byly ještě další zařízení, například odorizér.

8.3 Rozvržení částí cyklu

Spočítali jsme velikosti všech hlavních částí zkapalňovacího cyklu a známe vlastnosti látek v jednotlivých bodech. V poslední kapitole se pokusíme navrhnout rozložení jednotlivých součástí cyklu, abychom si udělali přibližnou představu o velikosti celého oběhu.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo sepsat rešerši na téma zkapalňování zemního plynu a poté navrhnout oběh pro malou výrobu LNG, skladování a odpařovací jednotku.

V první části práce jsem se seznámil s problematikou zkapalňování zemního plynu, jeho vlastnostmi a jeho pozicí ve světě energetiky. Ve druhé kapitole jsem se zabýval popisem několika způsobů zkapalňování zemního plynu, porovnáváním rozdílů mezi nimi a udělal si obrázek o praktické využitelnosti jednotlivých zkapalňovacích cyklů. V dalších kapitolách jsem se zabýval způsoby uskladňování LNG a jeho dopravou mezi místy těžby a spotřebními terminály.

Ve výpočtové části práce jsem si vybral jeden ze základních zkapalňovacích oběhů a podle zadaných parametrů jsem se snažil napočítat rozměry nejdůležitějších součástí tohoto oběhu, převážně výměníku tepla a výparníku.

Během výpočtu výměníku tepla jsem se potýkal s mnoha problémy a vyzkoušel mnoho variant, než jsem se dostal k uspokojivému výsledku. Během výpočtu se ukázalo, proč se v praxi takové oběhy nepoužívají. Počítaný oběh měl malou účinnost přeměny plynu na LNG a výměník se z konstrukčního hlediska potýkal také s problémy. Velké rozdíly v tlaku a hustotě ve vysokotlaké a nízkotlaké části výměníku, a také velké změně teploty o kterou jsme se pokoušeli, způsobovaly obtížné hledání ideálních parametrů výměníku. Obzvláště rychlosti proudění byly problematické. V průběhu výpočtu byla napočítána například verze s příčně žebrovanými trubkami, kterou jsem však zavrhl kvůli konstrukčním problémům. Výměník s rozměry, které jsme získali, by musel vypadat úplně jinak než trubkový výměník se svazkem v plášti, který jsme chtěli navrhnout.

Nakonec jsme navrhli výměník s 36 dlouhými trubkami rozloženými do svazku o 612 trubkách. Po zkapalnění v našem oběhu došlo k návrhu jednoduchého zásobníku na LNG a poté odpařovací jednotky.

Odpařovací výměník jsme navrhovali jako svazek vertikálních trubek s podélnými žebry, ve kterých dochází k varu a přeměně LNG na plynný zemní plyn. Vyzkoušeli jsme navrhnout tři různé varianty – výměník obtékaný lehkým větrem, přirozenou konvekci a variantu kdy je na výměníku vrstva ledu, která se dá při operacích s kryogenními látkami očekávat.

Poté co jsme měli navrhnutý všechny součástky, zakreslili jsme je půdorysně za sebou do oběhu, abychom si udělali hrubou představu o celkové velikosti takového malého zařízení na výrobu LNG a odpařování.

Citace – seznam zdrojů

- [1] 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 978-0-8493-3406-1.
- [2] *IGU World LNG report 2016* [online]. 2016 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: www.igu.org/download/file/2123
- [3] YOUNGLOVE, Ben. *Thermophysical properties of fluids*. New York, N.Y.: American Institute of Physics, 1982. ISBN 08-831-8415-X.
- [4] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [5] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [6] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [7] ŠESTÁK, Jiří a Rudolf ŽITNÝ. *Tepelné pochody II: výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. Vyd. 2. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-010-3475-5.
- [8] SCHAUHUBEROVÁ, Markéta Veselá. *LNG vs CNG* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.cngplus.cz/lng-vs-cng.html>
- [9] BUDÍN, Jan. *Zkapalněný zemní plyn (LNG)* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/technologie/plynarenstvi/zkapalneny-zemni-plyn-lng/>
- [10] *Zkapalněný zemní plyn v dopravě* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://biom.cz/cz/zpravy-z-tisku/zkapalneny-zemni-plyn-v-doprave>
- [11] *Chart: Cryogenic Storage Tanks and Regasification* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.chartindustries.com/Energy/LNG-Solutions-Equipment/Storage>
- [12] *Peace software* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: http://www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte_e.html
- [13] GIANFRANCO, Angelino a Constance M. INVERNIZZI. *Carbon dioxide power cycles using liquid natural gas as heat sink* [online]. 2009, , 7 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431109000714>

Seznam symbolů

Značka	Význam	Jednotka
A	plocha teplosměnného povrchu	m ²
S	plochy	m ²
cp	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	J/kgK
D; d	průměry	m
de	ekvivalentní průměry	m
g	tíhové zrychlení	m ² /s
h	výška	m
h; i	měrná entalpie	J/kg
k	součinitel přestupu tepla	m
l	délky	m
M	hmotnostní průtoky	kg/s
w; u	rychlost proudění	m/s
n	počet	-
O	omočený obvod	m
p	tlak	Pa
\dot{Q}	výkon výměny tepla	W
Q	množství tepla	J
r	poloměry	m
s	mezery, rozteče	m
b	tloušťky	m
t	teploty	°C
V	objemy	m ³
y; z	korekční součinitele	-
α	součinitel přestupu tepla	W/m ² K
β	objemová roztažnost	-
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/mK
ν	kinematická viskozita	m ² /s
ρ	hustota	Kg/m ³
μ	dynamická viskozita	Pa*s
φ	úhel	°
ξ	účinnost	-

Index, zkratka nebo jiný znak	Význam
Δ	rozdíl (např. teplot)
1-6	číslo vyjadřující body v p-h diagramu nebo jiné pořadí (vstup / výstup)
$\text{Sm}^3 / \text{Nm}^3$	standartní / normální metr kubický
t; tr	indexy pro rozlišování trubek
p	indexy pro rozlišování přepážek
ž	indexy pro rozlišování žeber
BTU	British thermal unit, 1BTU je asi 1,055 kJ
MP	mezitrubkový prostor
exp	základ přirozeného logaritmu
Gr; Ga; Nu, Pr; Re, Bi	Podobnostní kritéria, výpočet vysvětlen v textu
\$	dolar