



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

CHLADICÍ ZAŘÍZENÍ S PASIVNÍM VÝPARNÍKEM

REFRIGERATION SYSTEM WITH PASSIVE EVAPORATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Carbol

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Marek Carbol**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Chladicí zařízení s pasivním výparníkem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritickým parametrem při instalaci tepelných čerpadel je hluk venkovní jednotky. Ten je převážně vytvářen ventilátorem, který přes tepelný výměník (výparník) prohání obrovské množství vzduchu. Pokud by se podařilo zajistit dostatečný odvod tepla pouze s využitím přirozené konvekce a záření, mohl by být ventilátor vynechán, čímž by se významně snížil hluk, vyzařovaný tepelným čerpadlem do okolí.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je provést návrh tepelného čerpadla o výkonu cca 6 kW, které by využívalo pasivní výparník (bez ventilátoru).

Seznam doporučené literatury:

DINÇER, Ibrahim. Refrigeration systems and applications. 3rd Edition. Chichester: Wiley, 2017, 584 s. ISBN 978-1-119-23075-5.

KAKAÇ, Sadik. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002, 501 s. ISBN 08-493-0902-6.

ČSN EN 378. Chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Praha: ÚNMZ, 2017.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla, které během provozu nepoužívá ventilátor. V úvodní kapitole je popsán princip zařízení, základních komponentů a další typy tepelných čerpadel. V práci jsou také popsány vlastnosti chladiv, olejů a jejich rozdělení. Pro absenci ventilátoru, byl navržen specifický výměník tepla. Parametry výměníku a jeho geometrie byly navrženy tak, aby dosáhl požadovaného tepelného výkonu. V práci je popsána volba jednotlivých komponentů celého systému s ohledem na účinnost a funkčnost.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, pasivní výparník, propan, přenos tepla, var, nízkopotenciální teplo.

ABSTRACT

This thesis is concerned with the design of a heat pump that does not use a ventilator during operation. In the introductory chapter, the functioning and the basic components of this device and other types of heat pumps are described. Properties of some commonly used refrigerants and oils as well as their classifications are stated. Due to the absence of a ventilator, a special heat exchanger was designed to achieve the required heat power. The choice of components in this refrigeration system takes into consideration the efficiency and functionality of the device.

Key words

Heat pump, passive evaporator, propane, heat transfer, boiling, low potential heat.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CARBOL, Marek. *Chladicí zařízení s pasivním výparníkem* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-08-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125029>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Hejčík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Chladicí zařízení s pasivním výparníkem** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

11.9.2020

.....
Datum

Marek Carbol

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a odborné vedení při vypracování závěrečné práce. Děkuji členům mé rodiny, za podporu během studia.

Obsah

1 ÚVOD	11
2 TECHNOLOGIE TEPELNÝCH ČERPADEL.....	12
2.1 Princip tepelného čerpadla	12
2.2 Základní komponenty tepelného čerpadla.....	13
2.3 Chladiva	18
2.4 Oleje	19
2.5 Parametry efektivity tepelných čerpadel	20
2.6 Parametr efektivity soustav s tepelnými čerpadly	21
2.7 Zdroje tepla tepelných čerpadel	21
2.8 Odtávání výparníku	22
3 NÁVRH VÝPARNÍKU	24
3.1 Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně výparníku	27
3.2 Kritický var	36
3.3 Součinitel přestupu tepla na vnější straně výparníku	38
3.4 Výkon výparníku.....	41
3.5 Tlaková ztráta výparníku.....	42
4 NÁVRH KOMPONENTŮ TEPELNÉHO ČERPADLA	50
4.1 Volba chladiva.....	50
4.2 Kompresor	50
4.3 Kondenzátor	53
4.4 Expanzní ventil.....	54
4.5 Výparník.....	54
4.6 Návrh potrubí	55
4.7 Tepelná izolace.....	57
4.8 Filtrdehydrátor.....	57
4.9 Průhledítka	58
4.10 Sběrač kapalného chladiva	58
4.11 Čtyřcestný ventil	58
4.12 Odlučovač kapaliny v sacím potrubí.....	59
4.13 Zpětný ventil	59
4.14 Bezpečnostní prvky	59
4.15 Technická opatření	60

5 ZÁVĚR.....	61
6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	62
7 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	64

1 ÚVOD

Cílem této práce je navrhnout tepelné čerpadlo s pasivním výparníkem (bez ventilátoru) o tepelném výkonu přibližně 6 kW. Pro návrh byla zvolena teplota vzduchu na vstupu do výparníku 2 °C a teplota otopné vody z kondenzátoru 35 °C. Pro nízký potenciál globálního oteplování byl jako chladivo zvolen propan R290. Hlavní motivací použití pasivního výparníku jsou nulové pořizovací a provozní náklady na ventilátor, absence hluku způsobeného ventilátorem a možnost vhodnějšího designu výparníku.

Tepelné čerpadlo je technické zařízení, které umožňuje předat teplo do vytápěného prostředí. K tomu potřebuje energii ve formě elektrické energie, nedochází ke vzniku emisí vzniklé spalováním. Proto způsob výroby elektrické energie, má značný vliv na ekologii celého zařízení.

Součástí většiny tepelných čerpadel typu vzduch/voda je ventilátor, který způsobuje proudění vzduchu kolem výparníku a tím přispívá k zvýšení prostupu tepla a účinnosti celého systému. Použití ventilátoru ale také přináší řadu nevýhod, kvůli kterým může být jeho použití pro řadu objektů nevhodné.

V rešeršní části je popsán princip tepelného čerpadla a jednotlivých komponent celého okruhu, včetně rozdělení a vlastností chladiv. V další části práce je navržena geometrie, materiál a vlastnosti pasivního výparníku, včetně výpočtu součinitele přestupu tepla na vnitřní a vnější straně výparníku. Součástí výpočtů je i určení celkové tlakové ztráty. Dále jsou navrženy jednotlivé komponenty okruhu a provedeny výpočty potřebné pro návrh zařízení.

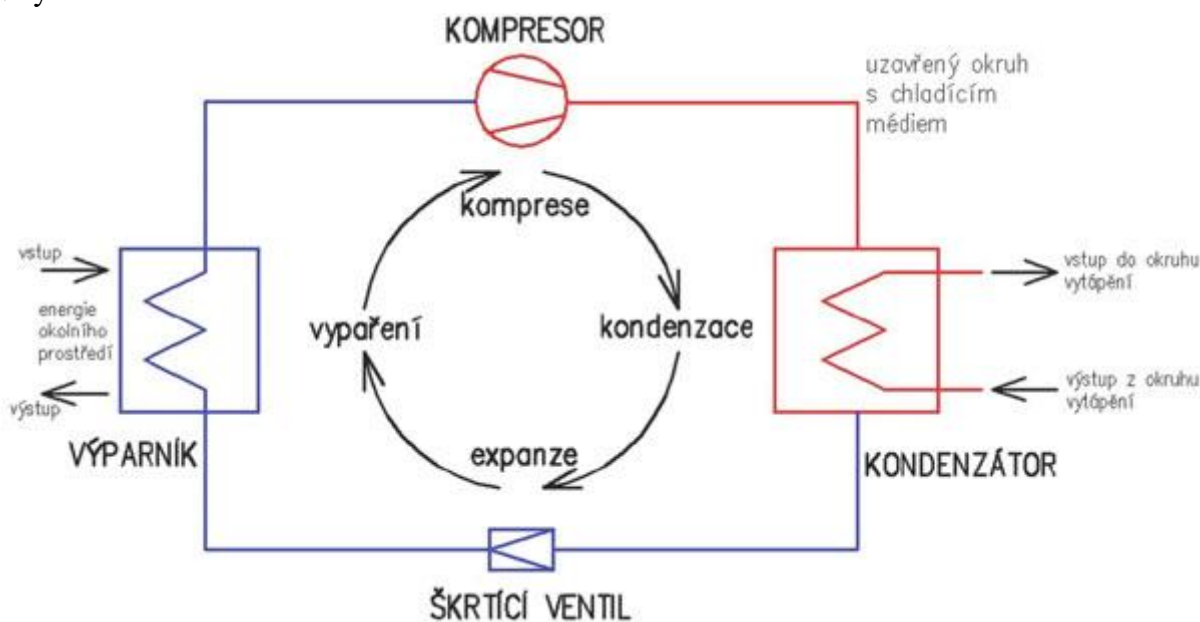
2 TECHNOLOGIE TEPELNÝCH ČERPADEL

2.1 Princip tepelného čerpadla

Princip tepelného čerpadla TČ, viz obr. 1, spočívá v přečerpání tepelné energie. Chladivo v TČ pohání kompresor (kompresorový chladivový okruh) nebo cirkulační čerpadlo (absorpční oběh). Chladivo je v okruhu hermeticky uzavřeno a nesmí docházet k jeho úniku.

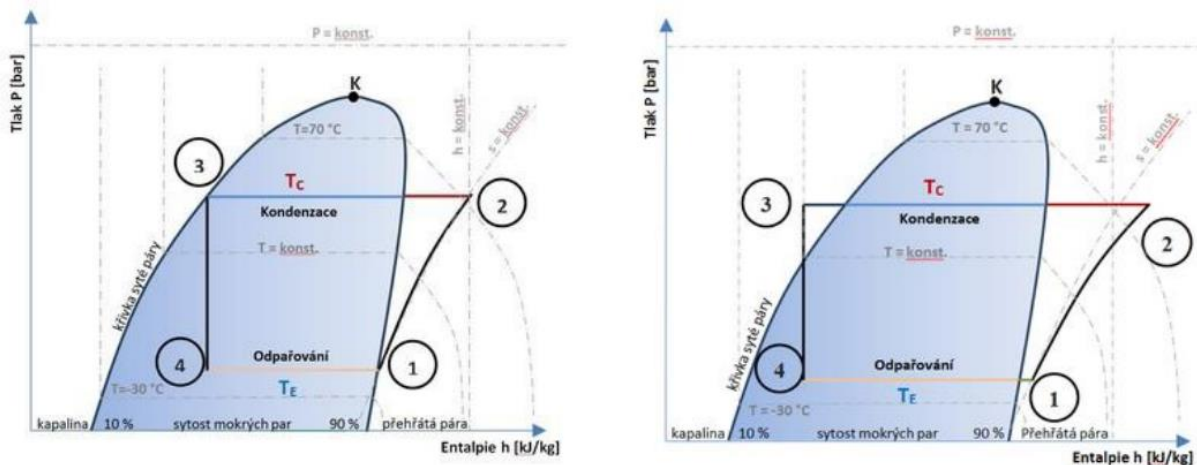
Expanzní ventil vstříkne chladivo do výparníku, kde dochází k jeho vypařování. Vypařování probíhá za přenosu tepla mezi okolním, teplejším prostředím a chladnějším chladivem ve výparníku. Následně je chladivo nasáváno do kompresoru, kde dojde k jeho stlačení, nárůstu teploty a tlaku. V části okruhu na straně výparníku jsou nižší teploty a tlaky než v části mezi kompresorem a škrtícím ventilem.

Teplota chladiva za kompresorem vzroste v důsledku stlačení a v důsledku ztrátového tepla vzniklého třením v kompresoru. Následně je plynné chladivo vedeno kondenzátorem, kde předá teplo topné vodě a zkapalní. Kondenzát je veden do expanzního ventilu a cyklus se opakuje. Pohon kompresoru je nutné zajistit dodávkou energie. Energie získávána naftovým nebo plynovým motorem je použita výjimečně. Nejběžnější je použití elektromotoru pro pohon v systému TČ.



Obrázek 1. Princip tepelného čerpadla [5]

Průběh chladiva v TČ probíhá podle principu levotočivého Carnotova cyklu. Carnotův cyklus je ideální děj. Proto se pro reálné podmínky používá Rankienův cyklus v diagramu závislosti tlaku na entalpii, p-h diagram. Na obr. 2 je znázorněn průběh Rankinova cyklu pro TČ.



Obrázek 2. Rankinův cyklus ideální (vlevo) a realný (vpravo) [1]

2.2 Základní komponenty tepelného čerpadla

Kompresor

Tento komponent je zpravidla nejdražší v okruhu TČ. V kompresoru je chladivo v plynném stavu stlačováno, dochází k nárůstu tlaku a teploty.

Dělení dle principu činnosti:

- **Objemové**
Stlačení plynu probíhá v uzavřeném pracovním prostoru, který zmenšuje svůj objem. Patří sem pístové, šroubové, rotační, scroll a membránové.
- **Rychlostní**
V rychlostních jsou páry chladiva nejdříve urychlovány, poté se v difuzoru jejich kinetická energie mění na tlakovou energii. Patří sem turbokompresory a ejektory.

Dělení dle druhu provedení:

- **Hermetické**
Kompresor a elektromotor leží na jedné hřídeli a jsou v nerozebíratelné nádobě. Z nádoby vede pouze sací a výtlačné potrubí. Výhodou je, že nedochází k úniku chladiva. Nevýhodou je nemožnost opravy. Toto provedení je pro okruhy TČ velmi běžné.
- **Polohermetické**
Kompresor a elektromotor leží na jedné hřídeli. Jednotlivé součásti jsou spojeny rozebíratelnými spoji, lze je tedy opravovat. Toto provedení se používá především pro větší chladicí zařízení, pro TČ se běžně nepoužívá.
- **Otevřené**
Hřídel spojuje kompresor ve skříni s motorem, který leží mimo skříň. Hřídel je utěsněna ucpávkou, aby nedocházelo k úniku chladiva ze skříně. Může být poháněn elektromotorem, či spalovacím motorem. Používá se například pro klimatizace v automobilech.

Dělení dle principu technologie:

- **Spirálové scroll**

Skládá se ze dvou kovových spirál, přičemž jedna spirála je uchycena na pevno a druhá spirála se po té první excentricky odvaluje. Tak dochází k stlačování plynu, který je posouván ke středu spirál. Takto stlačený a ohřátý plyn odchází středovým otvorem v pevně uchycené spirále. Výhodou je absence ventilů a tedy škodného prostoru oproti pístovým kompresorům. Kompresory jsou chlazeny procházejícím chladivem a jsou hermeticky uzavřeny. Přesto že jsou scroll kompresory dražší než pístové, jsou dnes používány ve většině nových TČ.

- **Pístové**

Kompresie vzniká pohybem pístu, vratným, přímočarým pohybem. Tento typ je velmi rozšířený, hlavně v chladicích a mrazicích zařízeních. Nevýhodou je, že při nasátí kapalného chladiva hrozí jejich poškození. Další nevýhodou je větší hluk, než jaký vzniká u scroll kompresorů. A i když jsou pro daný výkon levnější než scroll kompresory, jejich účinnost je zpravidla nižší a proto se u nových TČ nepoužívají.

- **Další typy**

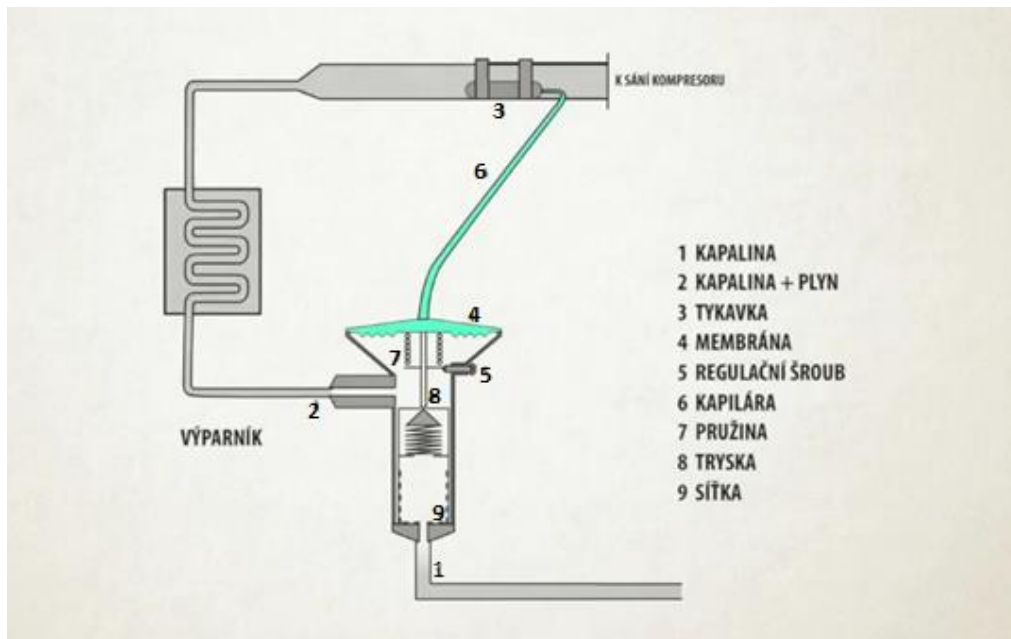
Další typy nejsou pro TČ příliš běžně, používají se spíše pro TČ větších výkonů. Patří sem **šroubové**, u kterých dochází ke kompresi pomocí dvou odvalovacích šroubovicových rotorů. Výhodou jsou malé rozměry vzhledem k výkonu, nevýhodou pak technicky složitá výroba a působení velkých axiálních sil na ložiska. Pro ještě větší výkony v řádu megawatt se používají **turbokompresory**. Ty se skládají z rotoru a statoru s difuzorem. Také pro ně platí nízká hmotnost vzhledem k výkonu.

Expanzní ventil

Během vstřikování chladiva do výparníku dochází k poklesu tlaku chladiva a také se začne měnit skupenství z kapalné fáze na plynné. Funkce expanzního ventilu EV je vstřikovat chladivo do výparníku v optimálním množství tak, aby se veškeré chladivo vypařilo. Expanzní ventily rozdělujeme na termostatické a elektronické.

Termostatický expanzní ventil TEV

Jestli je tryska v expanzním ventilu otevřená a dávkuje chladivo záleží na výsledné síle, která na trysku působí. Součástí TEV je nádoba s vhodným médiem napojená na kapiláru, tzv. tykavka. Médium je zpravidla stejné, jako je chladivo v oběhu. Tykavka je pevně uchycena za výparník v potrubí s proudícím chladivem. Pokud v tykavce vzroste teplota, vzroste i tlak média. Takto vzniklý tlak se přenesou kapilárou na membránu, tím vzniká síla otvírající trysku. Síla, která trysku naopak zavírá, vzniká působením pružinou. Tato síla je konstantní a lze nastavit regulačním šroubem. Třetí síla daná tlakem plynu ve výparníku, působí na membránu v opačném směru než síla první a trysku zavírá.



Obrázek 3. Termostatický expanzní ventil [3]

Elektronický expanzní ventil EEV

Regulace EEV je zpravidla kvalitnější než TEV, tím se dá v oběhu TČ dosáhnout lepší účinnosti a také lepší provozní spolehlivost a delší dobu životnosti. Místo tykavky je v EEV teplotní a tlakové čidlo, které odesílá signály řídicí jednotce bez časové prodlevy.

EEV se vyrábí v pulzním provedení a s krokovým motorem. V Pulzním provedení dochází k vysokému počtu otvírání ventilu. Ventil je řízen solenoidem, který přijímá signály od řídicí jednotky a otevírá se pravidelně v intervalech řádově jednotek sekund. Kvůli tomuto rychlému plnému otevírání a zavírání ventilu může docházet k tlakovým pulzacím v potrubí.

EEV v provedení s krokovým motorem je místo solenoidu krokový motor. Ten se při pulzu vytočí o daný úhel. Otvírání ventilu je v tomto případě plynulejší a nedochází k tak velkým tlakovým pulzacím.

Výměníky tepla

Tepelné výměníky jsou zařízení, ve kterých dochází k výměně tepla mezi proudícími médii. Aby docházelo k tepelné výměně musí mezi médii existovat teplotní rozdíl a podle druhého zákona termodynamiky platí, že teplo přechází z prostředí o teplotě vyšší do prostředí o teplotě nižší.

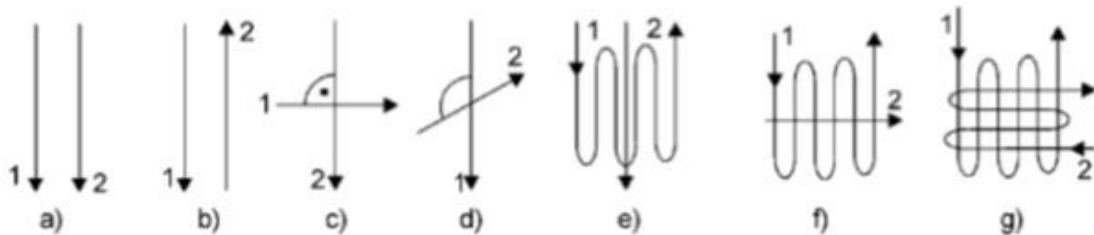
Rozdělení výměníků podle konstrukce

- rekuperační – ohřívané a ohřívající médium je odděleno stěnou
- regenerační (rotační) – ohřívající médium vtéká do prostoru výměníku a předá (akumuluje) energii, poté je odvedeno. Poté je přivedeno ohřívané médium a akumulovanou energii získává. Tento cyklus se opakuje v časových intervalech.
- směšovací – dochází k smíšení ohřívajícího a ohřívajícího média

Rozdělení podle vzájemného směru a smyslu proudění

- a) souproudé – směry proudů jsou rovnoběžné a mají stejný smysl

- b) protiproud – směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl
- c) křížové – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90 stupňů
- d) se šikmým vzájemným proudem – osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90 stupňů.
- e) až g) s kombinovaným prouděním



Obrázek 4. Proudění ve výměnících [4]

Deskový výměník

Jsou nejčastějším typem pro kondenzátor, méně často pak pro výparník. Deskový výměník se skládá se z kovových, nerezových desek. Desky jsou tvarovány tak, že k přiložení k sobě vzniknou oddělené kanálky, kterými proudí teplotně média. Desky jsou spájeny či svářeny a pro použití v TČ tvoří nerozebíratelnou součást.

Výhoda je jejich vysoká účinnost. Pracovní média v kanálcích proudí protiproudem a s velkou turbulencí, výměníky dosahují velkých výkonů při malých rozměrech a hmotnostech. Protože jsou značně kompaktní, snadno se tepelně izolují. Nevýhody jsou vyšší tlakové ztráty a velký potenciál pro ucpávání kanálků nečistotami. Čištění těchto nečistot je velmi obtížné. Cena k ostatním typům je poměrně vysoká, problémy také mohou nastat s těsností při vysokých tlacích.

Trubkové výměníky

Trubkových výměníků existuje vícero druhů. Pro TČ se používá zejména výměníky se šroubovitě vinutými trubkami a trubka v trubce. Kromě těchto typů existují další, jako třeba plášťové, pro TČ se nepoužívají.

Trubkový výměník se šroubovitě vinutými trubkami

Ve válcové nádobě je jedna nebo více trubek svinuty do spirály. Jedná se o jednoduchou konstrukci s nízkými tlakovými ztrátami. Použití i pro značně znečištěné kapaliny, výměník lze vyrobit v provedení s možností rozebrání a následného vyčištění.

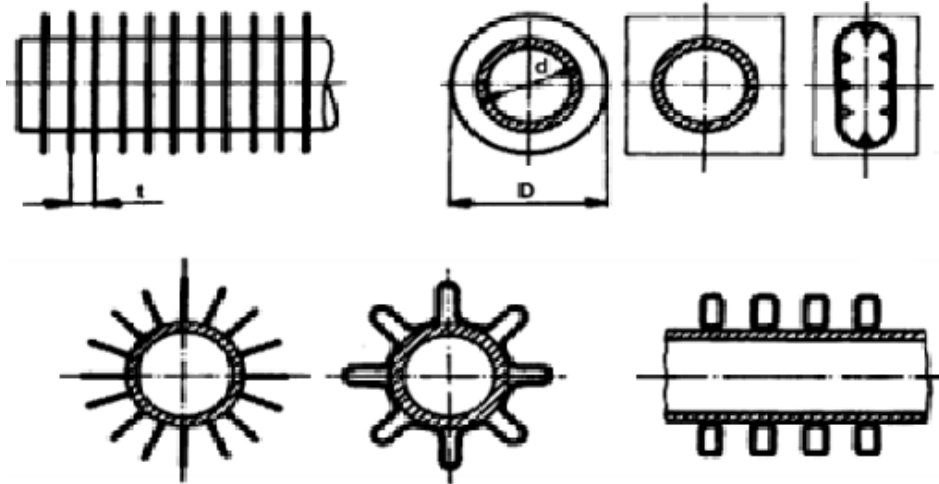
Trubkový výměník trubka v trubce

V trubce je trubka nebo více trubek. Pro velkou délku jsou trubky zakřívovány. Výhodou je jejich jednoduchá konstrukce, a tedy obecně snadné čištění a rozebrání. Tento typ také může použít konstrukci žeber.

Lamelové výměníky

Jsou tvořeny z jedné či více řad trubek. Lamely jsou na trubku navinuty, vyválcovány z materiálu trubky, nebo odlity. Lamely vyplňují prostor mezi trubkami, zvyšují teplosměnnou

plochu a tepelný tok trubkou. Nejčastěji jsou použity měděné trubky a hliníkové lamely pro použití v TČ, ale existují i varianty kdy je použita ocel. Žebrování může být z vnějšího i vnitřního povrchu trubky. Typ žeber může být příčný, podélný, nebo šroubovitě vlnitý, jak je uvedeno na obr 5 [4].



Obrázek 5. Základní druhy žebrovaných trubek [4]

Během provozu výměníků dochází k jejich opotřebování, tedy abrazi, korozi a zanášení.

Zanášení

Zanesené látky na výhřevné ploše výměníku zvyšují tepelný odpor a snižují přenos tepla. Druhy vzniku znečištění jsou

- zanášení pevnými částicemi
- zanášení korozí
- zanášení krystalizací na teplosměnném povrchu
- zanášení biologickým materiálem
- zanášení vzniklé v důsledku chemických reakcí

aby se zamezilo zanášení, používají se ochranná opatření:

- filtrace, disperzanty pro částicové zanášení
- látky vytvářející ochranný film na povrchu pro korozivní zanášení
- látky zvyšující rozpustnost a odstranitelnost nánosu pro krystalizační zanášení
- vstřikování chloridů pro biologické zanášení
- průběžné a periodické čištění

Koroze

Koroze je působení mezi materiálem a prostředím, které znehodnocuje materiál. Koroze existuje chemická a elektrochemická. Chemická koroze probíhá v elektricky nevodivém prostředí.

Ochrana proti korozi lze zajistit volbou:

- vhodného materiálu,
- optimální technologií výroby,
- úpravou prostředí,

- elektrochemickou ochranou,
- vhodným konstrukčním řešením,
- povrchovou úpravou.

Abraze

Abraze vzniká otěrem tuhých částic a způsobují úbytek materiálu. Abraze lze ovlivnit volbou

- materiálu a povrchu stěny,
- rychlosti média a tuhých částic,
- množstvím tuhých částic v médiu.

2.3 Chladiva

Chladivo v TČ slouží jako teponosné médium a během chodu se vyskytuje v kapalně i plynné fázi. Výběr správného chladiva je velmi důležitá část návrhu celého systému a práce s nimi vyžaduje patřičné oprávnění.

Ukazatelem míry škodlivosti na životní prostředí jsou koeficienty ODP (ozone depletion potencial), GWP (global warming potencial) a TEWI (total equivalent warming impact).

- **ODP** – udává vliv na poškození ozónové vrstvy vzhledem k chladivu R11=1
- **GWP** – udává vliv na oteplování atmosféry vzhledem k CO₂/100let=1
- **TEWI** – udává celkový vliv celého zařízení na globální oteplování

Dělení chladiv

Z hlediska fyzikálních vlastností rozdělujeme chladiva na azeotropní a zeotropní podle teplotních vlastností a poměru složek.

- **Azeotropní chladiva** – chovají se jako čisté kapaliny, jejich odpařování i kondenzace probíhá při stejné teplotě
- **Zeotropní chladiva** – jsou směsi více chladiv, jejich odpařování i kondenzace probíhá v určitém rozmezí teplot při daném tlaku. Jedná se o tzv teplotní skluz

Podle chemického složení lze chladiva rozdělit na skupiny CFC, HCFC, HFC, HC. Lze je také rozdělit na syntetická a přírodní:

Tabulka 1. Rozdělení dle chemického složení [6]

R10 až R50	skupina na bázi metanu
R110 až 170	skupina na bázi etanu
R216 až R290	skupina propanová
RC316 až R290	skupina cyklických uhlovodíků
R400 až R411B	zeotropní směsi chladiv
R500 až R509	azeotropní směsi chladiv
R600 až R620	ostatní organické sloučeniny
R630 až R631	sloučeniny dusíku
R702 až R764	anorganická chladiva
R1112 až R1270	nenasyčené uhlovodíky

Syntetická chladiva

- **CFC**
 - jsou plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi
 - Jejich ODP i GWP je značné vysoké
 - Jsou to např. R11, R12, R13, R114, R113, R115, aj.
- **HCFC**
 - jsou chlorfluorované uhlovodíky, mají v molekule atomy vodíku
 - ODP je relativně nízký, GWP střední až vysoký
 - např. R21, R22, R141b, R123, aj.
- **HFC**
 - v molekule mají atomy fluoru
 - ODP je roven 0, GWP může být značně vysoký
 - např. R134a, R32, R125, R407c, R404a, aj.

Přírodní chladiva

- **HC**
 - jsou přírodní uhlovodíky a jejich směsi
 - ODP je roven 0, GWP v řádu jednotek, jsou hořlavé
 - např. R290(propan), R600a(izobutan), R1270(propylen), aj.
- **Anorganická chladiva**
 - např. R744(CO₂) – nevhodné pro TČ nižších výkonů
 - R729(vzduch), R718(voda), aj.
- **Sloučeniny dusíku**
 - pro TČ malých výkonů nevhodné
 - např. R717 (čpavek) – nesmí být použit pro měděné materiály a její slitiny

V dnešní době jsou upřednostňována přírodní chladiva před syntetickými kvůli nižší škodlivosti na kvalitu životního prostředí. Syntetická chladiva typu CFC a HCFC jsou dnes již zakázána, HFC chladiva jsou dle nařízení Evropského parlamentu postupně omezovány.

2.4 Oleje

Kromě chladiv je v okruhu také olej, který je nezbytný pro správnou funkci kompresoru. Část oleje prochází společně s chladivem celým okruhem. Typ použitého oleje závisí na typu kompresoru, ale také na typu chladiva v systému. V dnešní době se v TČ používají převážně minerální (M), polyolesterové (POE) a alkybenzenové oleje (AB).

- **Polyolesterové oleje**
 - syntetické mazivo, dnes používané ve velké míře
 - výborná mísitelnost s HFC chladivy
 - velmi silně vážou vlhkost ze vzduchu, proto je zapotřebí ponechat je po celou dobu bez přístupu vzduchu
- **Minerální oleje**
 - jsou směsí uhlovodíků s nízkým obsahem parafinů

- použití pro skupiny chladiv CFC, HCFC a čpavku
- příznivá tekutost i při nízkých teplotách
- **Alkybenzenové oleje**
 - syntetické mazivo, termicky i chemicky stabilní
 - vhodné pro R22 a HCFC směsi
 - dobře rozpustné s chladivou při nízkých teplotách

2.5 Parametry efektivity tepelných čerpadel

Topný faktor COP

Topný faktor tepelného čerpadla COP (Coefficient of performance) je dán normou pro laboratorní zkoušení tepelných čerpadel a chladicích zařízení ČSN EN 14511. Za ustálených provozních podmínek platí vztah

$$COP = \frac{P}{Pk + Pvk} \quad (2.1)$$

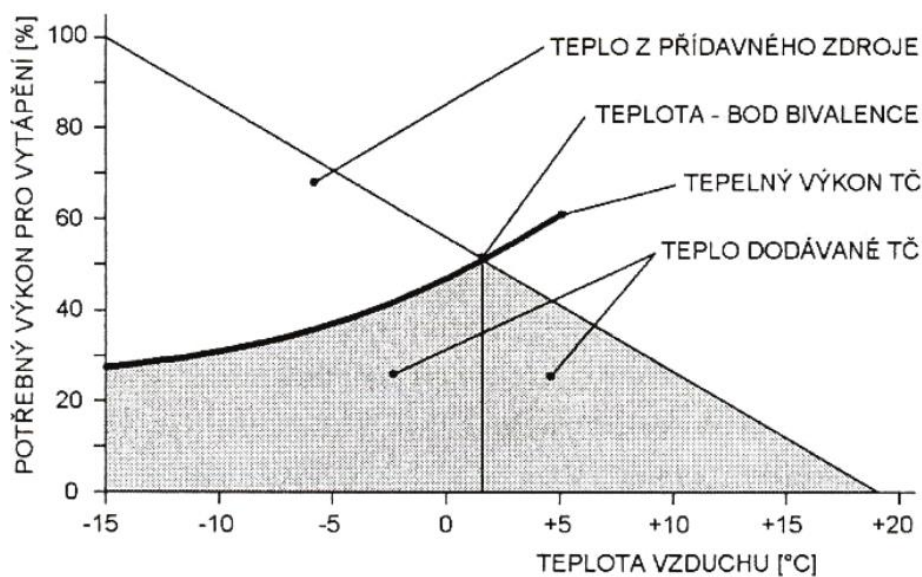
P tepelný výkon tepelného čerpadla [kW];

Pk elektrický příkon kompresoru [kW];

Pvk elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla [kW].

Sezónní topný faktor SCOP

Sezónní topný faktor SCOP (seasonal coefficient of performance) je definovaný normou ČSN EN 14825 při definovaných standardizovaných podmínkách. Definované standardizované podmínky udávají tepelnou ztrátu budovy, odběrový profil teplé vody, otopnou soustavu, dobu provozu, aj.



Obrázek 6. Bod bivalence [7]

SCOP je vhodnější ukazatel energetické náročnosti v celoročním provozu než COP, ale nezohledňuje konkrétní klimatické a provozní podmínky TČ. SCOP slouží k srovnání TČ za konkrétních podmínek. Pro určení hodnoty SCOP je nutné zjistit bod bivalence, viz obr.6. Bod bivalence je teplota venkovního vzduchu, při které je výkon TČ roven tepelné ztrátě objektu.

2.6 Parametr efektivity soustav s tepelnými čerpadly

Sezónní topný faktor SPF

Sezónní topný faktor SPF (seasonal performance factor) se provádí výpočtem (intervalová metoda, simulační nástroje), nebo měřením na již instalovaném okruhu TČ. Pro dané období platí pro SPF vztah

$$SPF = \frac{Q}{E_{tc} + E_{zz} + E_{pom}} \quad (2.2)$$

Q teplo dodané soustavou (vytápění, teplá voda, aj.) [kWh];

E_{tc} potřeba elektrické energie pro pohon TČ [kWh];

E_{zz} potřeba energie záložního zdroje [kWh];

E_{pom} potřeba pomocné elektrické energie pro oběhová čerpadla, regulaci a další pomocná zařízení [kWh].

Sezónní topný faktor SPF je podíl vyrobeného tepla ke spotřebě elektrické energie za celý rok. SPF zahrnuje proměnlivost pracovních podmínek v reálném provozu, v reálné instalaci TČ.

2.7 Zdroje tepla tepelných čerpadel

Tepelné čerpadlo vzduch-voda

Teplo je výparníkem odebíráno z okolního vzduchu, nebo z odpadního vzduchu. Výparník má většinou konstrukci trubkového výměníku s lamelami a ventilátorem. Ventilátor lze vynechat, čím dojde k zhoršení přenosu tepla. Při absenci ventilátoru je nutné upravit konstrukci výparníku volbou vhodného materiálu, velikostí teplosměnné plochy, aj.

Existují dva typy provedení, split a kompaktní. Pro split zapojení je TČ rozděleno na venkovní a vnitřní část. Ve venkovní části je zpravidla vždy konstrukce výparníku s expanzním ventilem, v některých případech také kompresor. Ostatní komponenty jsou uloženy ve vnitřní části objektu. Opakem split provedení je kompaktní provedení, kdy je celé kompaktní TČ mimo objekt, nebo uvnitř objektu a vzduch je přiváděn izolovaným potrubím do budovy.

Výhodu tohoto typu je poměrně jednoduchá instalace, bez potřeby zemních prací. Nevýhodou je že při klesající teplotě venkovního vzduchu, klesá výkon i COP. Tento problém je zpravidla řešen bivalentním zdrojem tepla pro teploty nižší než je bod bivalence. Pokud je použit ventilátor pro lepší přenos tepla na výparníku, je třeba řešit vzniklý nežádoucí hluk.

Tepelné čerpadlo voda-voda

Použití tohoto typu je velmi efektivní a TČ dosahují vysokých hodnot COP. Tento typ není příliš častý také proto, že je limitován zdroj vody z kterého je odebíráno teplo. Zdroje vody pro TČ jsou uvedeny dále.

- **Povrchová voda**

Pro odběr vody z potoků, řek, rybníků, aj. je třeba povolení majitele či správce povodí. Odběr může být přímý nebo nepřímý pomocí kolektorů, použití daného typu záleží na daných podmínkách.

- **Podzemní voda**

Teplota spodní vody je stálá o teplotě přibližně 10 °C, TČ dosahuje stálé, vysoké hodnoty COP. Podzemní voda se odebírá ze zdrojové studny a po ochlazení je vedena do tzv. vsakovací studny.

- **Geotermální prameny**

Tepelné čerpadlo země-voda

Použití tohoto typu je velmi efektivní a TČ dosahují vysokých hodnot COP. Na primární straně je použito uzavřených výměníků, naplněné nemrznoucí kapalinou. Používají se plošné a vertikální typy kolektorů. Nevýhodou jsou vysoké investiční náklady kvůli zemním pracím.

- **Plošné kolektory**

Plošné kolektory jsou oproti vertikálním levnější a není pro ně potřeba povolení instalace. Teplo je odebíráno polyetylenovými hadicemi ze země, v hloubce cca 1,5 metru pod povrchem. Hadice jsou ve vzdálenosti přibližně 80 cm od sebe a délka jednotlivých okruhů by neměla přesáhnout 200 metrů. Plocha kolektorů je značná, přibližně 4x větší než plocha vytápěné plochy. Plocha kolektorů je omezená pro porost dřevin a je nezastavitelná. Speciální typy plošných kolektorů jsou tzv. slinky (energetické koše) [6].

- **Vertikální kolektory**

Vertikální kolektor je vhodné použít pro místa v malou plochou, kde nelze použít plošné kolektory. Vrty provádí daná firma do hloubky 50 až 120 metrů, v závislosti na typu horniny, množství vody v podloží a požadovaném výkonu. Od hloubky 30 metrů je potřeba souhlasu báňského úřadu. Cena za jeden metr hlubinného vrtu stojí přibližně 1000 Kč. Speciální typ vertikálních kolektorů jsou tzv. energo piloty, využívající betonových základů, do kterých je vloženo potrubí.

2.8 Odtávání výparníku

Namrzání výparníku závisí na okolní teplotě a vlhkosti vzduchu, geometrii lamel, aj. Pro tepelné čerpadlo typu vzduch voda, je nejvyšší pravděpodobnost vzniku námrazy při teplotě vzduchu a teplotě povrchu výparníku, pohybující se kolem nula stupňů celsia. S rostoucí vlhkostí okolního vzduchu, také roste riziko vzniku námrazy. Venkovní jednotka musí být umístěna na pevném základu a dostatečně vysoko nad povrchem země, aby sněhová pokrývka nebránila v proudění vzduchu. Výskyt překážek v okolí výparníku je nežádoucí, z důvodu snížení proudění vzduchu.

Při teplotě kolem nuly stupňů celsia není běžně nutné, aby TČ dodávalo maximální tepelný výkon. Vlivem frekvenčního měniče lze dosáhnout snížení otáček kompresoru, tím dojde k dočasnému předimenzování výparníku a jeho zvýšení teploty. Vlivem frekvenčního měniče lze tedy zpomalit vznik námrazy na povrchu výparníku.

Pokud dojde ke vzniku námrazy na teplosměnných plochách výparníku, dochází k zhoršení přestupu tepla a účinnosti výměníku. Tím také dochází ke snížení COP celého systému TČ a může dojít k mechanickému poškození žeber. Proto je žádoucí vzniklou námrazu na výparníku odstranit. Existuje několik způsobů, jak dosáhnout odtávání námrazy na výparníku a každá má svá specifika. Odtávání snižuje celkovou účinnost systému, je důležité pro daný systém zvolit nejvhodnější metodu. Níže v textu jsou uvedeny některé systémy odtávání výparníku.

Při srážení vody ze vzduchu, odtávání námrazy výparníku, vzniká kondenzát. Vzniklý kondenzát je nutné odvést do vsakovací jámy nebo do odpadu, nesmí docházet k zamrznání kondenzátu. Dále je uvedeno několik způsobů, jak lze dosáhnout potřebného odtávání.

Elektrické odtávání

Během elektrického odtávání výparníku je tepelná energie dodávána pomocí elektrických spirál, topných tyčí ve volných měděných nebo nerezových trubkách. Kompresor je vypnutý.

Odtávání horkýma párama chladiva

Jedná se o značně rozšířený způsob odtávání. Dojde k otočení reverzačního čtyřcestného ventilu a do výparníku vstupují horké páry z výtlaku kompresoru. V podstatě dochází k reverzaci cyklu, z TČ se stává chladicí zařízení, která odebírá teplo z objektu a dodává do výparníku.

Systém odtávání VHM

Systém VHM byl vyvinut a patentován firmou TC MACH. Technické řešení spočívá v použití dvou výparníků, každý má dva nezávislé chladivové okruhy. Chladivo proudí z kondenzátoru do prvního výparníku, předá teplo, a tím dochází k odtávání prvního výparníku. Poté vstupuje do vstřikovacího ventilu druhého výparníku, kde je odpařováno běžným způsobem. Během tohoto systému odtávání není přerušován chod TČ. Nevýhodou je vyšší cena, kvůli potřebě dvou výparníků [8].

Odtávání vzduchem

Do výparníku je uzavřen přívod chladiva. Námraza na výparníku je odtávána okolním vzduchem. Teplota okolního vzduchu nesmí být pod bodem mrazu. Pro časově přijatelné odtávání se uvádí teplota vzduchu 4-6 °C.

3 NÁVRH VÝPARNÍKU

Výparník je tepelný výměník a v TČ slouží k přenosu tepla mezi okolím a chladivem. Pro přenos tepla je nutná teplotní diference. Pro výpočet daných parametrů byla zvolena výparná teplota chladiva -15 °C a teplota okolního vzduchu 2 °C . K přenosu tepla tedy nutně musí docházet, a to z místa o nižší teplotě do místa o vyšší teplotě. Přenos tepla probíhá vedením (kondukcí), prouděním (konvekcí), zářením (radiací).

Rovnice z kapitol součinitel přestupu tepla na vnitřní straně výparníku, kritický var, tlaková ztráta jsou převzaty z literatury Heat atlas [9].

Výparník – tepelný výměník se skládá z šesti stejných sekcí. Každá sekce je navržena jako měděná trubka s měděnými žebry. Chladivo je přiváděno do výparníku, poté je rozděleno rovnoměrně do každé sekce. V každé sekci proudí vertikální dvoumetrovou trubkou proti směru gravitace. Následně prochází spojovací trubkou a proudí ve směru gravitace vertikální dvoumetrovou trubkou. Přenos tepla ve spojovací trubce je zanedbán při výpočtu výkonu výparníku.

Parametry trubky výparníku jsou:

- vnitřní průměr $d = 0,012\text{ m}$,
- vertikální výška $l = 2\text{ m}$,
- tloušťka stěny $t = 0,001\text{ m}$,
- měděný materiál trubky.

Parametry žebra na trubce výparníku jsou:

- 8 žebra na jedné trubce,
- tloušťka žebra $\delta = 0,003\text{ m}$,
- výška žebra $L = 0,08\text{ m}$,
- délka žebra $l = 2\text{ m}$,
- měděný materiál žebra.

Přenos tepla vedením

Vedení tepla popisuje Fourierův zákon. V tuhých látkách probíhá vedení kmitáním atomů krystalické mřížky, u kovů působí navíc ke kmitání pohyb volných elektronů. U plynů a kapalin se teplo přenáší náhodným pohybem molekul. Pro trojrozměrné vedení tepla platí Fourierův vztah

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad}T = -\lambda \cdot \left(\vec{i} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \vec{j} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + \vec{k} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.1)$$

Pro jednorozměrné vedení platí:

$$\dot{q} = \frac{Q}{S} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.2)$$

Z rovnice 3.2 plyne, že hustota tepelného toku vedením je přímo úměrná velikosti teplotního gradientu a má opačný směr. Symbol λ se nazývá součinitel teplotní vodivosti, udává fyzikální vlastnost dané látky. Součinitel teplotní vodivosti není konstantní v průběhu vedení, ale v značném množství příkladů technické praxe se jako konstanta uvažuje.

Přenos tepla prouděním

Během přenosu tepla prouděním probíhá náhodný pohyb částic, jako je tomu u vedení. Současně probíhá objemový pohyb tekutiny. Konvekci lze rozdělit podle typu proudění na:

- přirozenou konvekci
- nucenou konvekci
- kombinovanou konvekci
- konvekci s fázovou změnou

Pro hustotu tepelného toku veškerých typů proudění platí Newtonův ochlazovací zákon ve tvaru:

$$\dot{q} = -\alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad (3.3)$$

kde T_w je teplota povrchu obtékaného tělesa, T_∞ je teplota tekutiny, která těleso obtéká. Součinitel přestupu tepla α je funkcí řady veličin a pro návrh výparníku TČ bude vypočítán dále.

Přenos tepla zářením

Přenos tepla sáláním probíhá u každé látky, která má nenulovou termodynamickou teplotu. Sálání je elektromagnetické vlnění, proto pro přenos tepla není potřebné hmotné prostředí. Přenos tepla sáláním tedy může probíhat i ve vakuu. Pokud dopadne záření na těleso, je částečně pohlceno, částečně odraženo a část záření prochází tělesem. Pohlcené záření způsobuje zvýšení měrné energie tělesa. Hodnota energie vyzářená tělesem je dána Stefan-Boltzmannovým zákonem a pro výměnu tepla mezi dvěma či více tělesy, lze zapsat v tomto tvaru:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_o^4) \quad (3.4)$$

kde \dot{q} značí tzv. zářivost, ε označuje emisivitu a leží v intervalu $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Je-li $\varepsilon = 1$, jedná se o dokonalé černé těleso, tedy dokonalý zářič. Stefan-Boltzmannova konstanta σ se rovná $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$. T a T_o jsou teploty daných těles. Ve výpočtech pro návrh výparníku bylo záření mezi vnějším povrchem výparníku a okolím zanedbáno.

Přenos tepla během varu

Pokud je pohyb kapaliny způsoben jen konvektivními proudy kapaliny a páry, pak se jedná o var ve velkém objemu. Pokud dochází k varu tekutiny, která proudí nuceně (například vlivem kompresoru), pak se jedná o konvektivní var. Ve výparníku dochází ke konvektivnímu i bublinkovému varu, jejichž průběh je znázorněn na obrázku 7.

Během vypařování dochází ke změně typu proudění a změně oblasti přenosu tepla v tomto pořadí:

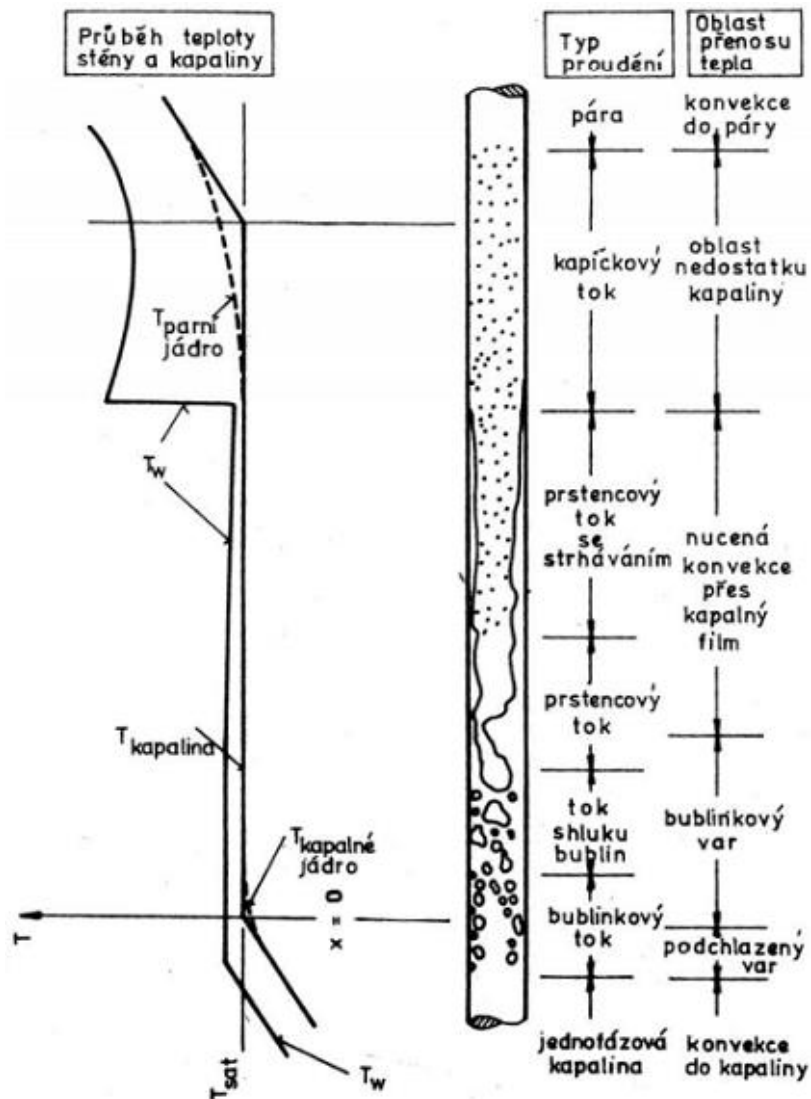
Typ proudění

- **jednofázová kapalina** neobsahuje žádné bublinky
- **bublinkový tok** ve kterém dochází ke vzniku bublin, které se postupně shlukují
- **prstencový tok** při kterém je stále na povrchu trubky kapalný film, v němž probíhá bublinkový var. V jádru proudu se formuje plynná fáze chladiva s postupným vznikem kapiček

- **kapičkový tok** nemá už nemá kapalný film na povrchu trubky, obsahuje pouze kapičky
- **pára** již neobsahuje žádnou kapalinu.

Oblast přenosu tepla

- **konvekce do kapaliny**
- **podchlazený var**
- **bublínkový var**
- **nucená konvekce přes kapalný film**
- **oblast nedostatku kapaliny**
- **konvekce do páry**



Obrázek 7. Fáze konvektivního varu pro vertikální trubku [14]

Součinitel přestupu tepla

K určení výkonu výparníku je nutné vypočítat součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky. Protože okolí vně výparníku má vyšší teplotu, než je teplota chladiva uvnitř, dochází k přenosu energie a ke změně fáze chladiva. Chladivo mění skupenství z kapalného na plynné a součinitel přestupu tepla chladiva není během vypařování konstantní. Veličina, určující stav chladiva při

vypařování je tzv. suchost \dot{x} . Suchost nabývá hodnoty od nuly (sytá kapalina) do jedné (sytá pára) a platí

$$\dot{x} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}} \quad (3.5)$$

kde m_{sp} je hmotnost syté páry a m_{mp} je hmotnost mokré páry. Hodnota mokré páry je dána součtem hmotností syté páry a syté kapaliny. Pro suchost při termodynamické rovnováze, tedy pouze pro jednosložkové směsi platí vztah

$$\dot{x} = \frac{h - h'}{\Delta h_{LV}} \quad (3.6)$$

kde $h'(p)$ je entalpie nasycené kapaliny, $\Delta h_{LV}(p.)$ je měrné skupenské teplo varu. Symbol h značí entalpii směsi:

$$h = \frac{m' \cdot h' + m'' \cdot h''}{m' + m''} \quad (3.7)$$

kde m' je hmotnost syté kapaliny a h'' entalpie syté páry. Na obrázku 7. jsou znázorněny fáze chladiva během vypařování ve vertikální trubce. Ve všech fázích, kromě kapičkového toku, je vnitřní povrch trubky smáčený kapalným chladivem.

3.1 Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně výparníku

Podle zadání, navrhované tepelné čerpadlo má tepelný výkon 6 kW. Tento výkon je dán součtem výkonu přeneseného výparníkem a výkonem dodaného kompresorem. Během provozu se podíl výkonu dodaného kompresorem v čase mění, obecně se ale blíží třetině celkového výkonu. V následujících výpočtech je proto navrhován výparník o výkonu 4 kW. Pro výpočet byla zvolena výparná teplota chladiva $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a teplota okolí $2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Výpočty jsou provedeny v programu Microsoft Excel, kde je nainstalována knihovna coolprop. Pomocí této knihovny je možné vypočítat hodnoty fyzikálních veličin chladiva pro daný stav. Pro výpočty je uvažován propan jako chladivo a jeho fyzikální vlastnosti jsou určeny pomocí dvou známých parametrů. Vztahy pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně jsou získány z literatury [9].

Lokální součinitel přestupu tepla plynného propanu

Fyzikální vlastnosti plynného propanu při výparné teplotě $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ jsou

$$\lambda'' = 14,132 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\eta'' = 7,022 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$c_p'' = 1616,5 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho'' = 6,5 \frac{kg}{m^3}$$

Tyto hodnoty fyzikálních veličin jsou dosazeny do vztahů pro výpočet Reynoldsova a Prandtlova čísla.

$$Re_{GO} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\eta''} = \frac{6 \cdot 0,012}{7,022 \cdot 10^{-6}} = 10353,5 [1] \quad (3.8)$$

Během celého průběhu vypařování jsou hodnoty Reynoldsova čísla $Re > 2300$, dochází tedy k turbulentnímu proudění v celém průběhu. Prandtlovo číslo je pro každou hodnotu suchosti konstantní a nabývá hodnoty

$$Pr_{GO} = \frac{\eta'' \cdot c_p''}{\lambda''} = \frac{7,022 \cdot 10^{-6} \cdot 1616,5}{14,132 \cdot 10^{-3}} = 0,803 [1] \quad (3.9)$$

Pro určení Nusseltova čísla je potřeba určit hodnotu koeficientu poklesu tlaku, která se vztahuje k hodnotě Reynoldsova čísla podle vztahu

$$\zeta_{GO} = (1,82 \cdot \log_{10} Re_{GO} - 1,64)^{-2} \quad (3.10)$$

$$\zeta_{GO} = (1,82 \cdot \log_{10} 10353,5 - 1,64)^{-2} \cong 312 \cdot 10^{-4} [1] \quad (3.11)$$

Pokud dochází k varu chladiva, dochází k nárůstu suchosti \dot{x} .

$$\dot{x} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}} \quad (3.12)$$

Hodnota mokré páry \dot{m} je konstantní, zvolena na počátku výpočtu. Suchost \dot{x} nabývá ve výparníku hodnot v intervalu $\dot{x} \in \langle 0,32; 1 \rangle$, viz. kapitola kritický var. Interval suchosti je rozdělen rovnoměrně k přesnějšímu určení hodnot lokálního součinitele přestupu tepla během vypařování chladiva.

Pro výpočet lokálního součinitele přestupu tepla jsou použity níže uvedené vztahy podle Gnielinski [10] a platí pro podmínku: teplota vnitřní stěny je konstantní, nebo za konstantního přestupu tepla. Během vypařování jsou veškeré hodnoty Reynoldsova čísla větší než 2300. V celém průběhu vypařování probíhá turbulentní proudění plynné složky. Do vzdálenosti rovné hodnotě desetkrát vnitřní průměr trubky, uvažujeme hydrodynamický vtok. Poté uvažujeme hydrodynamicky rozvinuté proudění.

Pro hydrodynamický vtok turbulentního proudění platí:

pokud $d/z \geq 1$, pak

$$Nu_{(z)GO} = \frac{4}{3} \cdot Nu_{\infty GO} \quad (3.13)$$

Pokud $d/z < 1$, pak

$$Nu_{(z)GO} = Nu_{\infty GO} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{d}{z} \right)^{2/3} \right] \quad (3.14)$$

kde

$$Nu_{\infty GO} = \frac{\frac{\zeta_{GO}}{8} \cdot (Re_{GO} - 1000) \cdot Pr_{GO}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta_{GO}}{8}} \cdot (Pr_{GO}^{2/3} - 1)} \quad (3.15)$$

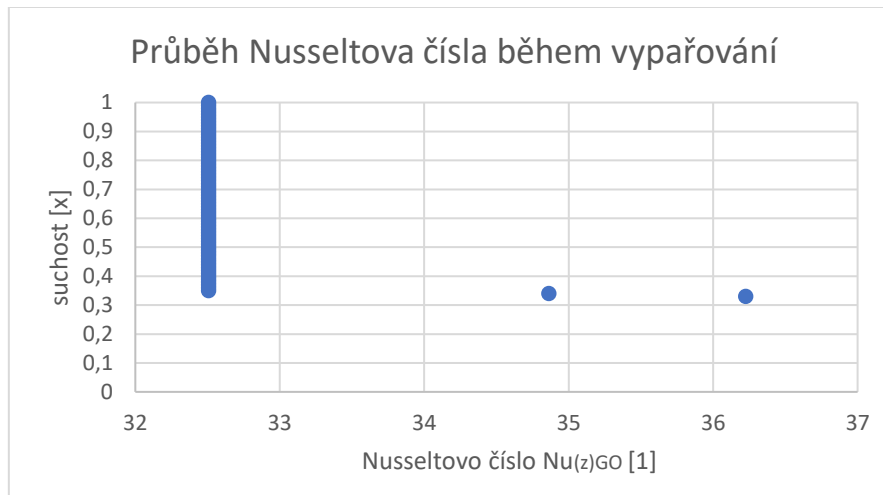
Pro hydrodynamicky rozvinuté a turbulentní proudění platí

$$Nu_{(z)GO} = Nu_{\infty GO} \quad (3.16)$$

kde

$$Nu_{\infty GO} = \frac{\frac{\zeta_{GO}}{8} \cdot (Re_{GO} - 1000) \cdot Pr_{GO}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta_{GO}}{8}} \cdot (Pr_{GO}^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.17)$$

Průběh hodnot Nusseltova čísla během vypařování je znázorněn na obrázku 8.

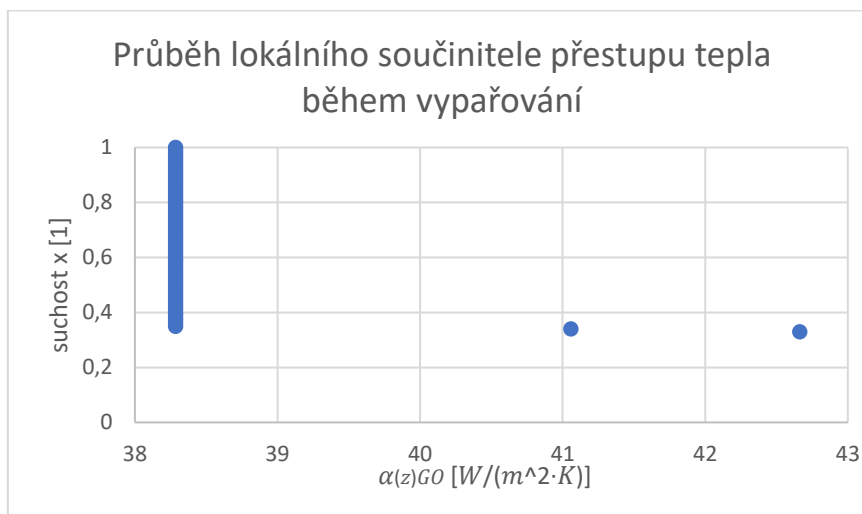


Obrázek 8. Průběh Nusseltova čísla během vypařování

Pokud známe hodnoty Nusseltova čísla, pak je možné určit hodnoty lokálního součinitele přestupu tepla podle vztahu

$$\alpha_{(z)GO} = \frac{Nu_{(z)GO} \cdot \lambda''}{d} \quad (3.18)$$

Průběh hodnot lokálního součinitele přestupu tepla plynné fáze během vypařování je znázorněn na grafu 9.



Obrázek 9. Průběh lokálního součinitele přestupu tepla během vypařování

Lokální součinitel přestupu tepla kapalného propanu

Fyzikální vlastnosti kapalného propanu při výparné teplotě $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ jsou

$$\lambda' = 114,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\eta' = 147 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$c'_p = 2391 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho' = 548,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tyto hodnoty fyzikálních veličin jsou dosazeny do vztahů pro výpočet Reynoldsova a Prandtlova čísla.

$$Re_{LO} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\eta'} = \frac{6 \cdot 0,024}{147 \cdot 10^{-6}} \cong 490,6 [1] \quad (3.19)$$

Prandtlovo číslo je během celého procesu vypařování konstantní a nabývá hodnoty

$$Pr_{LO} = \frac{\eta' \cdot c'_p}{\lambda'} = \frac{147 \cdot 10^{-6} \cdot 2391}{114,1 \cdot 10^{-3}} = 3,07 [1] \quad (3.20)$$

Hodnota Reynoldsového čísla je menší než 2300, jedná se o laminární proudění. Níže uvedené vztahy 3.21, 3.22 podle zdroje [10], platí pro podmínky konstantní teploty. Do vzdálenosti rovné hodnotě deset krát vnitřní průměr trubky, uvažujeme hydrodynamický vtok. Poté uvažujeme hydrodynamicky rozvinuté proudění.

Teplota stěny je konstantní

Hydrodynamický vtok

$$Nu_{(z)LO} = 0,332 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{Re \cdot d/z} \quad (3.21)$$

Hydrodynamicky rozvinuté proudění

$$Nu_{(z)LO} = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,077^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot d/z} \quad (3.22)$$

Pokud je $d/z > 1$, pak $d/z = 1$.

Níže uvedené 3.23, 3.24 podle zdroje [24], platí za podmínky konstantního tepelného toku. Do vzdálenosti rovné hodnotě deset krát vnitřní průměr trubky, uvažujeme hydrodynamický vtok. Poté uvažujeme hydrodynamicky rozvinuté proudění.

Tepelný tok je konstantní

Hydrodynamický vtok

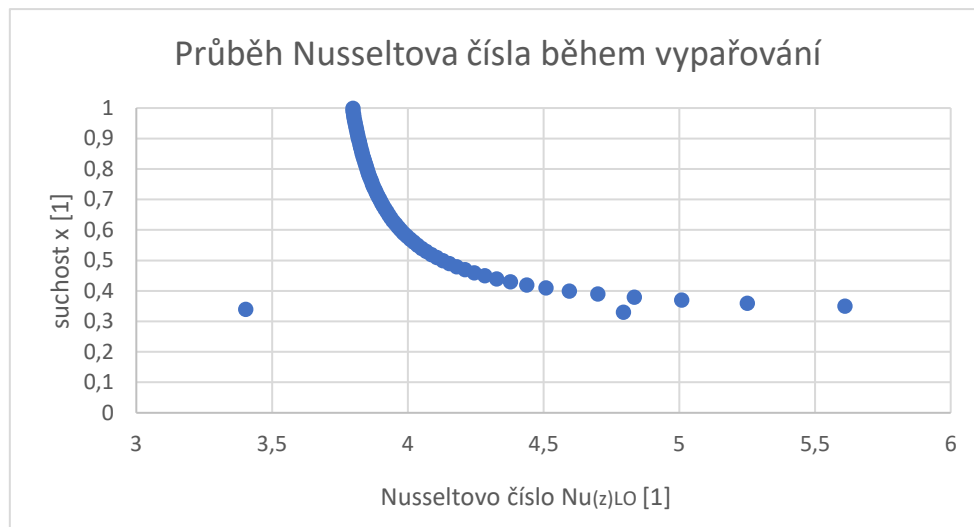
$$Nu_{(z)LO} = 0,455 \cdot \sqrt[3]{Pr} \cdot \sqrt{Re \cdot d/z} \quad (3.23)$$

Hydrodynamicky rozvinuté proudění

$$Nu_{(z)LO} = \sqrt[3]{4,36^3 + 1,302^3 \cdot Re \cdot Pr \cdot d/z} \quad (3.24)$$

Pokud je $d/z > 1$, pak $d/z = 1$.

Po dosazení do rovnic 3.21 a 3.22 vychází hodnoty, které jsou znázorněny na obrázku 10.

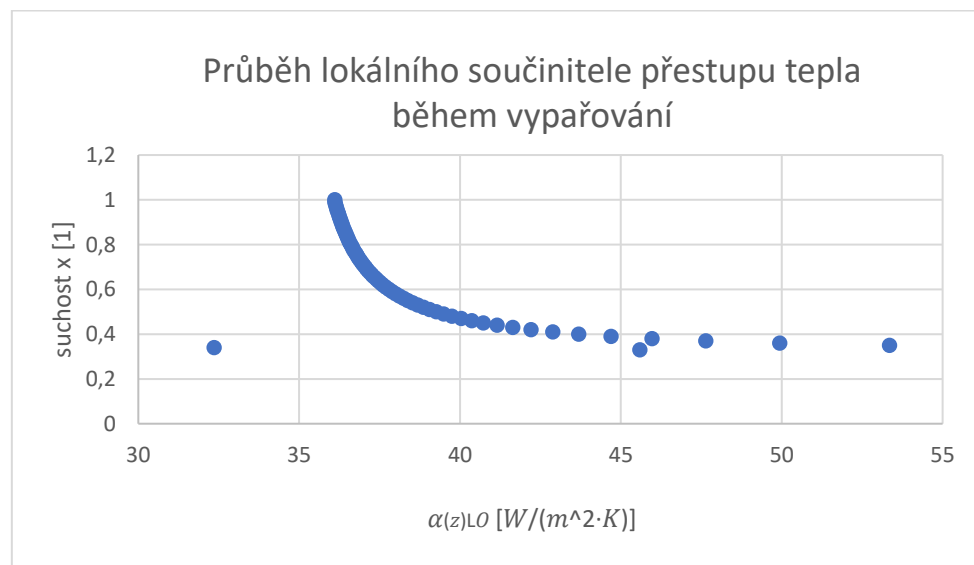


Obrázek 10. Průběh Nusseltova čísla během vypařování

Pokud známe hodnoty Nusseltova čísla, určené při konstantní teplotě stěny trubky, pak je možné určit hodnoty lokálního součinitele přestupu tepla podle vztahu

$$\alpha_{(z)LO} = \frac{Nu_{(z)LO} \cdot \lambda'}{d} \quad (3.25)$$

Průběh hodnot lokálního součinitele přestupu tepla plynné fáze během vypařování je znázorněn na obrázku 11.



Obrázek 11. Průběh lokálního součinitele přestupu tepla během vypařování

Konvektivní var

Průměrná hustota tepelného toku \dot{q}

$$\dot{q} = \frac{\dot{m}_T \cdot f \cdot \Delta \dot{x} \cdot \Delta h_v}{l \cdot \pi \cdot d} \quad (3.26)$$

kde f je plocha kruhového průřezu trubky rovna

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 113 \cdot 10^{-6} [m^2] \quad (3.27)$$

a Δh_v je měrné skupenské teplo varu.

$$\Delta h_v = h'' - h' = (558 - 163,3) \cdot 10^3 = 394649 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.28)$$

Po dosazení se průměrná hustota tepelného toku \dot{q} rovná

$$\dot{q} = \frac{6 \cdot 113 \cdot 10^{-6} \cdot 0,67 \cdot 394,65 \cdot 10^3}{4 \cdot \pi \cdot 0,012} \cong 1207,6 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.29)$$

Hustota tepelného toku na počátku bublinkového varu \dot{q}_{onb}

$$\dot{q}_{onb} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat} \cdot \alpha_{LO}}{r_{cr} \cdot \rho'' \cdot \Delta h_v} \quad (3.30)$$

kde povrchové napětí chladiva $\sigma = 0,01132 \text{ N/m}$ [11], α_{LO} je lokální součinitel přestupu tepla v bodě $z = 0$.

$$\alpha_{LO} = \frac{Nu \cdot \lambda'}{d} = \frac{3,66 \cdot 114,1 \cdot 10^{-3}}{0,012} = 34,8 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{K}^{-1}] \quad (3.31)$$

kde $Nu = 3,66$ pro laminární, plně vyvinuté proudění ve vnitřní trubce, při teplotě konstantní teplotě stěny [14]. Parametr pro vyhřívání povrch $r_{cr} = 3 \cdot 10^{-7} \text{ m}$ [9]. Po dosazení se hustota tepelného toku na počátku bublinkového varu rovná

$$\dot{q}_{onb} \cong \frac{2 \cdot 0,01132 \cdot 258,15 \cdot 34,8}{3 \cdot 10^{-7} \cdot 6,5 \cdot 394649} \cong 264,3 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.32)$$

Pokud platí $\dot{q} > \dot{q}_{onb}$, pak nastává konvektivní i bublinkový var. Konvektivní a bublinkový var probíhá, pokud na povrchu trubky je kapalná vrstva filmu. Pokud se kapalná vrstva filmu na povrchu vypaří a zanikne, pak nastane kritický var. Součinitel přestupu tepla pro konvektivní var a pro vertikální trubku lze v daném intervalu vyjádřit dle vztahu

$$\frac{\alpha(z)_{conv}}{\alpha_{LO}} = \left\{ (1 - \dot{x})^{0,01} \left[(1 - \dot{x})^{1,5} + 1,9\dot{x}^{0,6} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} + \dot{x}^{0,01} \cdot \left[\frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} (1 + 8(1 - \dot{x})^{0,7} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,67}) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \quad (3.33)$$

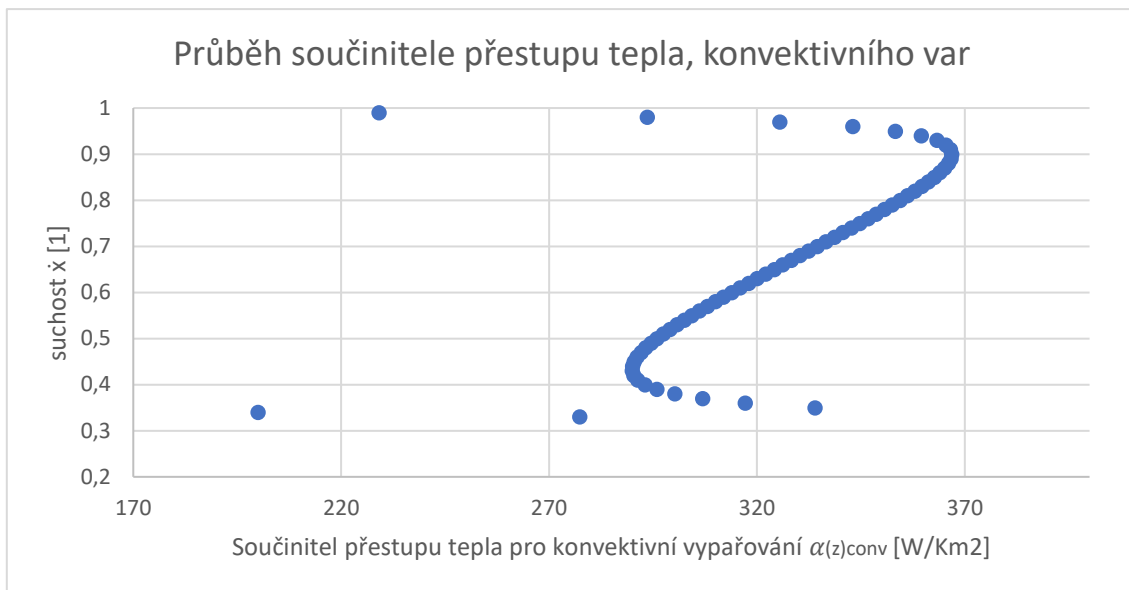
Vztah 3.33 platí za podmínek:

1. $3,5 \leq \frac{\rho'}{\rho''} \leq 5000$
2. $10^{-3} \leq p^* \leq 0,8$, kde $p^* = \frac{p}{p_c}$

Po dosazení dostaneme hodnoty

1. $3,5 \leq \frac{539,2}{3,125} \cong 66,36 \leq 5000$
2. $10^{-3} \leq \frac{368699,46}{4240000} \cong 0,087 \leq 0,8$

Pro tento případ podmínky platí a je možné použít vztah 3.33. Průběh konvektivního součinitele přestupu tepla v jedné ze sekcí výparníku během vypařování, pro $\dot{x} \in (0,32; 0,1)$ je znázorněn na obrázku 12.



Obrázek 12. Průběh součinitele přestupu tepla, konvektivní var

Uvedená rovnice 3.33 platí výhradně pro rovné trubky, nezohledňuje sekundární proudy vzniklé gravitačními a odstředivými silami působící v ohybech trubky. Tyto síly mohou způsobit částečné vysychání po proudu o relativní délce $l/d = 5 - 10$. Pokud by nastalo vysychání kapalného chladiva na vnitřním povrchu trubky, pak by došlo k nežádoucímu poklesu součinitele přestupu tepla v dané oblasti.

Podle měření provedených Pujemem [12] s chladivem R 113 pro vertikální trubky o parametrech: $\dot{m} = 200 - 1800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$; $\dot{x} = 0 - 1$; $p^* = 0,03 - 0,13$ bylo zjištěno, že přenos tepla není ovlivněn od relativní délky $l/d = 20$ a nedochází k vysychání chladiva na vnitřním povrchu trubek. Tedy, nedošlo k žádnému výraznému poklesu v lokálním součiniteli přestupu tepla.

V této práci není uvažován pokles součinitele přestupu tepla vlivem ohybů vertikálních trubek a je použit vztah 3.33, v tom případě může vzniknout chyba v přesnosti výpočtu.

Bublíkový var při proudění ve vertikální trubce a vzestupném toku

Pokud nedojde ke kritickému varu a vnitřní povrch trubky je smáčen, pak součinitel přestupu tepla pro danou sekci, je vyjádřen dle rovnice

$$\alpha(z)_B = C_F \cdot \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0}\right)^n \cdot F(p^*) \cdot F(d) \cdot F(W) \cdot F(\dot{m}, \dot{x}) \cdot \alpha_0 \quad (3.34)$$

Kde parametr C_F zohledňuje vlastnosti tekutiny, $F(W)$ vlastnosti vyhřívání stěny, $F(d)$ rozměry trubky, $F(\dot{m}, \dot{x})$ vlastnosti proudu, $F(p^*)$ efekt tlaku a \dot{q}^n definuje vztah k hustotě tepelného toku.

Parametr hustoty tepelného toku \dot{q}^n a tlaku $F(p^*)$

K určení těchto parametrů je potřeba znát redukovaný tlak p^*

$$p^* = \frac{p_s}{p_c} = \frac{291623,6}{4240000} \cong 0,069 [1] \quad (3.35)$$

kde tlak nasycení p_s se rovná hodnotě tlaku během vypařování chladiva v trubce, je určen pomocí knihovny CoolProp. Kritický tlak p_c nabývá hodnoty převzaté z tabulky na straně 822 heat atlasu [9] pro propan. Exponent n lze vyjádřit pro anorganické chladivo (propan) ve tvaru

$$n = 0,8 - 0,1 \cdot 10^{(0,76 \cdot p^*)} = 0,8 - 0,1 \cdot 10^{(0,76 \cdot 0,0688)} \cong 0,687 \text{ [1]} \quad (3.36)$$

$$F(p^*) = 2,816 \cdot p^{*0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1 - p^{*7}}\right) \cdot p^{*3,7} \quad (3.37)$$

Po dosazení se parametr zohledňující vliv tlaku $F(p^*)$ rovná

$$F(p^*) = 2,816 \cdot 0,0688^{0,45} + \left(3,4 + \frac{1,7}{1 - 0,0688^7}\right) \cdot 0,0688^{3,7} \cong 0,845 \text{ [1]} \quad (3.38)$$

Parametr proudu $F(\dot{m}, \dot{x})$

Podle provedených měření [9], parametry \dot{m} a \dot{x} neovlivňují součinitel přestupu tepla v bublinkovém varu ve vertikální trubce, proto

$$F(\dot{m}, \dot{x}) = 1 \text{ [1]} \quad (3.39)$$

Parametr rozměru trubky $F(d)$

$$F(d) = \left(\frac{d_o}{d}\right)^{0,4} = \left(\frac{0,01}{0,024}\right)^{0,4} \cong 0,93 \text{ [1]} \quad (3.40)$$

kde d_o je konstantní referenční hodnota.

Parametr vyhřívání stěny $F(W)$

$$F(W) = \left(\frac{R_a}{R_{ao}}\right)^{0,133} \quad (3.41)$$

kde d_o je konstantní referenční hodnota rovna $R_{ao} = 10^{-6} \text{ m}$, R_a je střední aritmetická odchylka drsnosti povrchu rovna $R_a = 0,6 \cdot R_p$. Hodnota absolutní drsnosti koeficientu R_p je rovna $1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ pro vnitřní povrch měděných trubek [13]. Pak

$$R_a = 0,6 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (3.42)$$

dosazením do rovnice 3.41 je vypočítaná hodnota parametru vyhřívání stěny

$$F(W) = \left(\frac{0,9 \cdot 10^{-6}}{10^{-6}}\right)^{0,133} \cong 0,986 \text{ [1]} \quad (3.43)$$

Parametr chladiva C_F

Parametr chladiva C_F lze vypočíst dle vztahu

$$C_F = 0,435 \cdot \left(\frac{\tilde{M}}{\tilde{M}_{H_2}}\right)^{0,27} = 0,435 \cdot \left(\frac{44,1}{2,016}\right)^{0,27} \cong 1 \text{ [1]} \quad (3.44)$$

kde $\tilde{M}_{H_2} \cong 2,016 \text{ g/mol}$ je molární hmotnost H_2 a $\tilde{M} \cong 44,1 \text{ g/mol}$ je molární hmotnost propanu.

Pakliže platí podmínky

- $0,01 \leq p^* \text{ [1]} \leq 0,985$,

- $1 \leq d [mm] \leq 32$,
- $0,05 \leq R_a [\mu m] \leq 5$,

Ize dosadit vypočtené parametry do rovnice 3.34 a dostaneme rovnici

$$\alpha(z)_B \cong 1 \cdot \left(\frac{1207,6}{20}\right)^{0,687} \cdot 0,845 \cdot 0,93 \cdot 0,986 \cdot 1 \cdot 4 \cong 51,89 [W \cdot m^{-2} \cdot K] \quad (3.45)$$

Hodnota součinitele přestupu tepla $\alpha_0 = 4 W \cdot m^{-2} \cdot K$ při $p_o^* = 0,1 [1]$, $R_{ao} = 10^{-6} m$ a normalizované hodnotě hustoty tepelného toku $\dot{q}_0 = 20 W \cdot m^{-2}$ podle [9].

Bublinkový var při proudění ve vertikální trubce a sestupném toku

Podle výsledků měření [12], klesne hodnota součinitele přestupu tepla při proudění ve směru gravitace přibližně o 75 %, dle vztahu

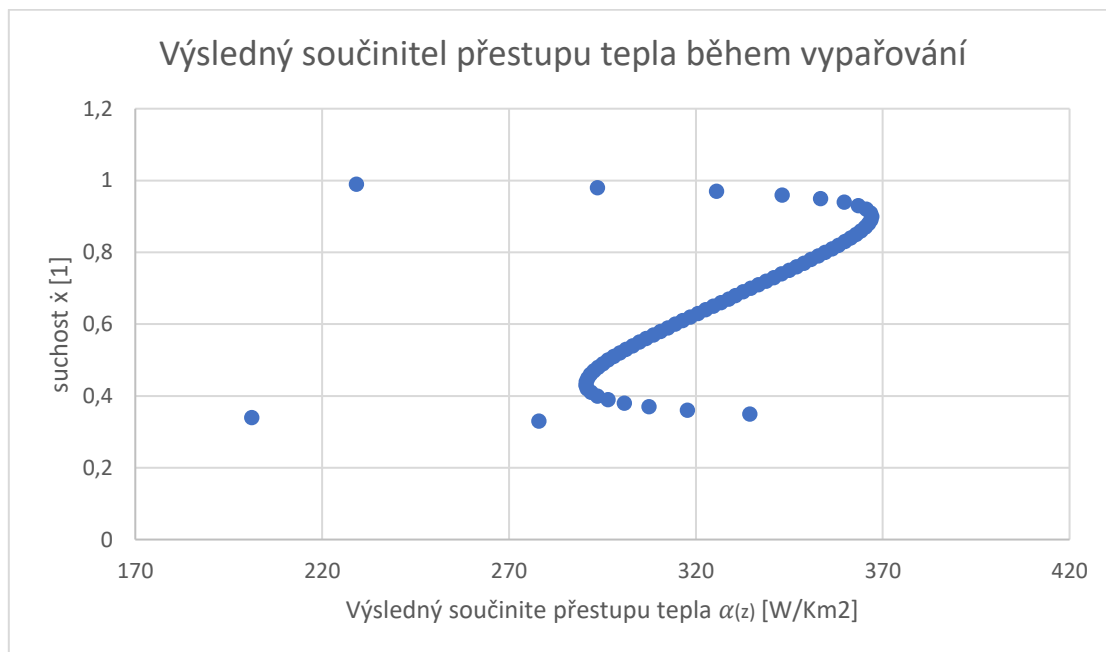
$$\alpha(z)_{B,down} = 0,75 \cdot \alpha(z)_B = 0,75 \cdot 51,89 \cong 38,9 [W \cdot m^{-2} \cdot K] \quad (3.46)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla

Výsledný součinitel přestupu tepla po obvodu na vnitřním povrchu trubky během vypařování lze určit dle vztahu

$$\alpha(z) = \sqrt[3]{\alpha(z)_{conv}^3 + \alpha(z)_B^3} \quad (3.47)$$

pro každou hodnotu suchosti x v daném intervalu byl použit vztah 3.47 a výsledný průběh je znázorněn na obr. 13.



Obrázek 13. Výsledný součinitel přestupu tepla během vypařování

Pro další výpočty a zjednodušení je použita průměrná hodnota výsledných součinitelů přestupu tepla během vypařování

$$\alpha_{in} = \frac{\Sigma(\alpha(z))}{67} \cong \frac{21657,6}{67} \cong 323,25 [W \cdot m^{-2} \cdot K] \quad (3.48)$$

3.2 Kritický var

Kritická hustota tepelného toku lze pro vertikální trubku rovnoměrně ohřivanou určit podle zdroje [15] dle vztahu

$$\dot{q} = \dot{q}_{cr,o} \cdot (1 - K \cdot \dot{x}_{inl}) \quad (3.49)$$

kde $\dot{q}_{cr,o}$ je kritická hustota tepelného toku pro nasycenou kapalinu, která vstupuje do výparníku. K je parametr podchlazení a \dot{x}_{inl} je suchost na vstupu do trubky výparníku, je rovna

$$\dot{x}_{inl} = \frac{h_{inl} - h_s}{\Delta h_v} \cong \frac{292839,2 - 163276,8}{394648,9} \cong 0,328 [1] \quad (3.50)$$

kde h_s je entalpie při teplotě $T = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ a suchosti $\dot{x} = 0$, h_{inl} je entalpie při teplotě $T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ a suchosti $\dot{x} = 0$ a Δh_v je měrné skupenské teplo varu. Znamé parametry výparníku jsou dosazeny do následujících vztahů a poté dosazeny do rovnice 3.49.

$$\sigma^* = \frac{\sigma \cdot \rho_l}{\dot{m}^2 \cdot l} \cong \frac{0,011 \cdot 548,2}{6^2 \cdot 4} \cong 43 \cdot 10^{-3} [kg \cdot s^{-2}] \quad (3.51)$$

$$l^* = \frac{l}{d} = \frac{4}{0,012} = 333,33 [1] \quad (3.52)$$

$$\rho^* = \frac{\rho_g}{\rho_l} \cong \frac{8,125}{539,205} \cong 0,0118 [1] \quad (3.53)$$

$$q_1^* = C \cdot \sigma^{*0,043} \cdot \frac{1}{l^*} \cong 0,34 \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,043} \cdot \frac{1}{333,33} \cong 891 \cdot 10^{-6} [1] \quad (3.54)$$

Kde C je bezrozměrný parametr.

$$C = 0,34 [1] \text{ pro } l^* > 150 \quad (3.55)$$

$$\dot{q}_{cr,o} = q_1^* \cdot \dot{m} \cdot \Delta h_v \cong 891 \cdot 10^{-6} \cdot 6 \cdot 394648,9 \cong 2110 [W \cdot m^{-2}] \quad (3.56)$$

$$q_2^* = 0,1 \cdot \rho^{*0,133} \cdot \sigma^{*\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{1+0,0031 \cdot l^*} \quad (3.57)$$

$$q_2^* \cong 0,1 \cdot 0,0118^{0,133} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{1+0,0031 \cdot 166,7} \cong 9,56 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-2}]$$

$$q_3^* = 0,098 \cdot \rho^{*0,133} \cdot \sigma^{*0,433} \cdot \frac{l^{*0,27}}{1+0,0031 \cdot l^*} \quad (3.58)$$

$$q_3^* \cong 0,098 \cdot 0,0118^{0,133} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,433} \cdot \frac{166,7^{0,27}}{1 + 0,0031 \cdot 166,7}$$

$$q_3^* \cong 32,87 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-2}]$$

$$q_4^* = 0,234 \cdot \rho^{*0,513} \cdot \sigma^{*0,433} \cdot \frac{l^{*0,27}}{1 + 0,0031 \cdot l^*} \quad (3.59)$$

$$q_4^* \cong 0,234 \cdot 0,0118^{0,513} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,433} \cdot \frac{166,7^{0,27}}{1 + 0,0031 \cdot 166,7}$$

$$q_4^* \cong 14,56 \cdot 10^{-3} [W \cdot m^{-2}]$$

$$q_5^* = 0,0384 \cdot \rho^{*0,6} \cdot \sigma^{*0,173} \cdot \frac{1}{1 + 0,28 \cdot \sigma^{*0,233} \cdot l^*} \quad (3.60)$$

$$q_5^* \cong 0,0384 \cdot 0,0118^{0,6} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,173} \cdot \frac{1}{1 + 0,28 \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,233} \cdot 166,7}$$

$$q_5^* \cong 3,4 \cdot 10^{-5} [W \cdot m^{-2}]$$

$$K_1 = \frac{1,043}{4 \cdot C \cdot \sigma^{*0,043}} \cong \frac{1,043}{4 \cdot 0,34 \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,043}} \cong 0,878 [1] \quad (3.61)$$

$$K_2 = \frac{5}{6} \cdot \frac{0,0124 + \frac{1}{l^*}}{\rho^{*0,130} \cdot \sigma^{*\frac{1}{3}}} \cong \frac{5}{6} \cdot \frac{0,0124 + \frac{1}{333,33}}{0,0118^{0,130} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{3}}} \cong 0,065 [1] \quad (3.62)$$

$$K_3 = 1,12 \cdot \frac{1,52 \cdot \sigma^{*0,223} \cdot \frac{1}{l^*}}{\rho^{*0,6} \cdot \sigma^{*0,173}} \cong 1,12 \cdot \frac{1,52 \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,223} \cdot \frac{1}{333,33}}{0,0118^{0,6} \cdot (43 \cdot 10^{-3})^{0,173}} \cong 20,9 [1] \quad (3.63)$$

Pokud $\rho^* = \frac{\rho_g}{\rho_l} < 0,15$ a $q_1^* \leq q_2^*$, pak $q^* = q_1^* \cong 891 \cdot 10^{-6} [1]$.

Pokud $\rho^* = \frac{\rho_g}{\rho_l} < 0,15$ a $K_1 \geq K_2$, pak $K = K_1 \cong 0,878 [1]$

Po dosažení do rovnice 3.49 pro tok vertikální trubicou vzhůru platí

$$\dot{q}_{cr,up} \cong 2110 \cdot (1 - 0,878 \cdot 0,328) \cong 1501,7 [W \cdot m^{-2}] \quad (3.64)$$

Pro tok vertikální trubicou směrem dolů, je doporučeno hodnotu snížit o 10 %.

$$\dot{q}_{cr,down} = 10782,9 \cdot 0,9 \cong 1351,5 [W \cdot m^{-2}] \quad (3.65)$$

Celková hustota kritického toku se rovná

$$\dot{q}_{cr} = \frac{\dot{q}_{up} + \dot{q}_{down}}{2} \cong \frac{1501,7 + 1351,5}{2} \cong 1426,6 [W \cdot m^{-2}] \quad (3.66)$$

Hodnota kritické hustoty tepelného toku je větší než průměrná hustota tepelného toku, $\dot{q}_{cr} > \dot{q}$. V takovém případě nemůže dojít ke kritickému varu. Pokud $\dot{x}_{cr} > 1$, nedojde ke kritickému varu.

$$\dot{x}_{cr} = \frac{4 \cdot \dot{q}_{cr} \cdot l}{\dot{m} \cdot \Delta h_v \cdot d} + \dot{x}_{inl} \cong \frac{4 \cdot 1426,6 \cdot 4}{6 \cdot 394648,9 \cdot 0,012} + 0,328 > 1 \quad (3.67)$$

kde l je délka určující počátek krize varu a je dosažena aproximací.

Rovnice 3.49 platí pro chladivo podchlazené, nebo sotva nasycené. Pro další výpočty je uvažováno, že ke kritickému varu a vyschnutí chladiva na povrchu nedojde.

3.3 Součinitel přestupu tepla na vnější straně výparníku

Součinitel přestupu tepla na vnější straně výparníku byl určen pomocí nucené a přirozené konvekce, způsobem popsaným na konci kapitoly.

Nucená konvekce

Pomocí knihovny Coolprop PropSI byly určeny fyzikální vlastnosti vzduchu při okolní teplotě a teplotě filmu. Teplota filmu je určena podle vztahu

$$T_f = \frac{T_W + T_\infty}{2} \quad (3.68)$$

Protože teplota stěny výparníku T_W nelze ze známých veličin vypočítat nebo změřit, je teplota filmu zvolena jako $T_f = -7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Fyzikální vlastnosti vzduchu o teplotě okolí $T_\infty = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ jsou

- $\eta \cong 1,731 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,
- $\rho \cong 1,284 \text{ kg}/\text{m}^3$,
- $\nu \cong 1,348 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}$,
- $c_p \cong 1005,714 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,
- $\lambda \cong 245 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Pak Reynoldsovo číslo Re se rovná

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \cong \frac{3,5 \cdot 0,014}{1,348 \cdot 10^{-5}} \cong 3635,4 [1] \quad (3.69)$$

a Prandtlovo číslo Pr

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \cong \frac{1005,714 \cdot 1,731 \cdot 10^{-5}}{245 \cdot 10^{-4}} \cong 0,71 [1] \quad (3.70)$$

Fyzikální vlastnosti vzduchu o teplotě filmu $T_f = -7 \text{ }^\circ\text{C}$ jsou

- $\eta \cong 1,685 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,
- $\rho \cong 1,228 \text{ kg}/\text{m}^3$,
- $\nu \cong 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}$,
- $c_p \cong 1006 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,
- $\lambda \cong 238 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Pak Reynoldsovo číslo Re se rovná

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \cong \frac{1,27 \cdot 10^{-5} \cdot 0,014}{1,27 \cdot 10^{-5}} \cong 3860 [1] \quad (3.71)$$

a Prandtlovo číslo Pr

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \cong \frac{1006 \cdot 1,685 \cdot 10^{-5}}{238 \cdot 10^{-4}} \cong 0,712 [1] \quad (3.72)$$

Rychlost větru $v = 3,5 \text{ m/s}$ byla určena jako průměrná rychlost větru pro leden 2018, v Brně, na letišti Tuřany [16].

Vztah podle Žukauskase pro příčně obtékaný válec [14]

$$Nu = C \cdot Re_d^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{\frac{1}{4}} \cong 0,51 \cdot 3635^{0,37} \cdot 0,71^{0,37} \cdot \left(\frac{0,71}{0,712}\right)^{\frac{1}{4}} \cong 27,1 [1] \quad (3.73)$$

kde veškeré hodnoty se vztahují k teplotě okolního prostředí T_∞ , kromě Pr_w , které se určuje k teplotě povrchu. Dále platí:

- pokud $Pr \leq 10$, pak konstanta $n = 0,37$
- pokud $40 \leq Re_d \leq 10000$, pak konstanta $C = 0,51$ a exponent $m = 0,5$.
- rovnice 3.73 platí pro $0,7 < Pr < 500$ a $1 < Re_d < 10^6$

Vztah podle Churchilla a Bernsteina pro příčně obtékaný válec [14]

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_d^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr^{2/3})]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad (3.74)$$

$$Nu \cong 0,3 + \frac{0,62 \cdot 3635,4^{\frac{1}{2}} \cdot 0,71^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{0,71^{\frac{2}{3}}}\right)\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{3635,4}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \cong 31,1 [1]$$

kde veškeré hodnoty se vztahují k teplotě filmu T_f . Rovnice 3.74 platí pro $Pr > 0,2$.

Vztah pro obtékání rovinného nebo slabě zakřiveného povrchu při laminárním proudění

Rovnice 3.75 je uvedena v literatuře [9] pro laminární proudění pro kolmo obtékanou trubku a podélně obtékanou stěnu střední hodnota Nusseltova čísla se rovná

$$Nu_L = 0,664 \cdot Re_l^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cong 0,664 \cdot \left(\frac{3,5 \cdot 0,022}{1,27 \cdot 10^{-5}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,712^{\frac{1}{3}} = 46,2 [1] \quad (3.75)$$

za podmínek $0,6 \leq Pr \leq 1000$, $10 < Re_l < 5 \cdot 10^7$, kde charakteristický rozměr l se pro dlouhou trubku rovná

$$l = \frac{\pi \cdot d \cdot L}{2 \cdot L} = \frac{\pi \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot 0,014}{2} \cong 0,022 [m] \quad (3.76)$$

Rovnice 3.75 je také uvedena v [14], pro nucenou konvekci na obtékaném rovinném nebo slabě zakřiveném povrchu při laminárním proudění. Pro určení součinitel přestupu tepla bylo vybráno Nusseltovo číslo z rovnice 3.75, jako nejpřesnější hodnota zohledňující tvar výparníku.

$$\alpha_n = \frac{\lambda \cdot Nu_L}{l} \cong \frac{238 \cdot 10^{-4} \cdot 46,2}{0,022} \cong 50 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (3.77)$$

Přirozená konvekce

Proměnné veličiny ve vztazích pro přirozenou konvekci se vztahují ke vzduchu o teplotě filmu $T_f = -7^\circ C$ a jsou

- $\eta \cong 1,685 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,
- $\rho \cong 1,228 \text{ kg}/\text{m}^3$,
- $\nu \cong 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}$,

- $c_p \cong 1006 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,
- $\lambda \cong 238 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

Pro výpočet součinitele přestupu během přirozené konvekce je potřeba určit Grashoffovo číslo a Prandtlovo číslo, jejich součin se rovná Rayleighovu číslu Ra.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 0,0037 \cdot 9 \cdot 2^3}{1,27^{-5}} \cong 1,61 \cdot 10^{10} [1] \quad (3.78)$$

kde β je součinitel objemové roztažnosti závislý na teplotě a tlaku a je určen podle [17].

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \cong \frac{1,685 \cdot 10^{-5} \cdot 1006}{238 \cdot 10^{-4}} \cong 0,712 [1] \quad (3.79)$$

Pro vertikální válec je v literatuře [14] uveden vztah

$$Nu_1 = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.80)$$

podle literatury [18] platí

$$Nu_2 = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{[1 + 0,671 \cdot (1/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.81)$$

Po dosazení vychází pro vztahy 3.80, 3.81 přibližně stejná hodnota Nusseltova čísla.

$$Nu_2 \cong \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot (1,61 \cdot 10^{10} \cdot 0,712)^{1/6}}{\left[1 + 0,671 \cdot \left(\frac{1}{0,712} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \cong 263,5 [1] \quad (3.82)$$

Pro oba uvedené vztahy musí platit podmínka $\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr^{1/4}}$. Pokud tato podmínka neplatí, pak lze podle zdroje [18] použít korekční faktor

$$Nu_c = \left(1 + 1,43 \cdot \left(\frac{L}{D \cdot Gr^{0,25}} \right)^{0,9} \right) \cong \left(1 + 1,43 \cdot \left(\frac{2}{0,014 \cdot (1,61 \cdot 10^{10})^{0,25}} \right)^{0,9} \right) \cong 1,36 [1] \quad (3.83)$$

Po korekci, Nusseltovo číslo vychází

$$Nu = Nu_2 \cdot Nu_c \cong 263,5 \cdot 1,36 \cong 358,3 [1] \quad (3.84)$$

Nyní lze vypočítat součinitel přestupu tepla pro přirozenou konvekci na vertikální trubce podle vztahu

$$\alpha_p = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \cong \frac{358,3 \cdot 238 \cdot 10^{-4}}{2} \cong 4,27 [W \cdot m^{-2} K^{-1}] \quad (3.85)$$

Kombinovaná konvekce

Nusseltovo číslo pro použití kombinované konvekce, se doporučuje vypočítat vztahem

$$Nu^n = Nu_{nucená}^n \pm Nu_{přirozená}^n \quad (3.86)$$

Pokud přirozená konvekce zesiluje nucenou konvekci, pak je použito znaménko plus. Pokud přirozená konvekce zeslabuje nucenou konvekci, pak je použito znaménko mínus. Pro exponent n je doporučováno dosadit hodnotu $n=3$, $7/2$ nebo 4 pro případ horizontálního válce či desky [14].

Protože při výpočtu nucené a přirozené konvekce byl použit odlišný charakteristický rozměr, nelze vztah 3.86 použít k určení součinitele přestupu tepla pro tento případ.

Složená konvekce

Přirozená konvekce působí při bezvětří, tedy nulové rychlosti vzduchu. Bezvětří závisí na morfologii daného terénu a jeho četnost je variabilní v prostoru. Platí obecné pravidlo, že se vzrůstající nadmořskou výškou hodnoty bezvětří klesají. Kromě nadmořské výšky a tvaru terénu, četnost bezvětří ovlivňuje drsnost povrchu (porost, výškové budovy, atd.) Na území jižní Moravy jsou lokality, kde se četnost bezvětří blíží k 30 %. Ale také lokality, kde četnost bezvětří činí jednotky procent všech pozorování. Na většině stanic bezvětří činí 4 až 15 % všech pozorování.

Pro hodnotu výsledného součinitele přestupu tepla na vnější straně výparníku, bylo zvoleno 30% bezvětří.

$$\alpha_{out} = 0,7 \cdot \alpha_n + 0,3 \cdot \alpha_p \cong 0,7 \cdot 50 + 0,3 \cdot 4,27 \cong 36,28 [W \cdot m^{-2}K^{-1}] \quad (3.87)$$

Při výpočtu nucené konvekce byl v průměrné rychlosti započítán také stav bezvětří, což hodnotu součinitele přestupu tepla snižuje. Uvedené vztahy pro určení Nusseltova čísla, platné pro trubku či stěnu, byly použity pro geometrii výparníku. Výparník má geometrii trubky s žebry tvaru desky.

3.4 Výkon výparníku

Chladivo je ve výparníku vypařováno v šesti paralelních sekcích, parametry všech sekcí jsou stejné. Celkový výkon výparníku byl určen jako výkon jedné sekce, násobený počtem sekcí. Nejprve jsou vypočteny jednotlivé tepelné odpory.

Na vnější stěně výparníku žebry

Nejprve byly vypočítány parametry m

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_{out} \cdot 2 \cdot (\delta + l)}{\lambda \cdot \delta \cdot l}} \cong \sqrt{\frac{36,28 \cdot 2 \cdot (0,003 + 4)}{386 \cdot 0,003 \cdot 4}} \cong 7,92 [1] \quad (3.88)$$

a parametr L_C .

$$L_C = L + \frac{\delta}{2} = 0,08 + \frac{0,003}{2} = 0,0815 [1] \quad (3.89)$$

Pak účinnost jednoho žebra je rovna

$$\eta_z = \frac{\tanh(m \cdot L_C)}{m \cdot L_C} \cong \frac{\tanh(7,92 \cdot 0,0815)}{7,92 \cdot 0,0815} \cong 0,88 [1] \quad (3.90)$$

Výsledný tepelný odpor jednoho žebra se rovná

$$R_{1,z} = \frac{1}{\eta_z \cdot S_z \cdot \alpha_{out}} \cong \frac{1}{0,88 \cdot 36,28 \cdot (2 \cdot 4 \cdot 0,08 + 2 \cdot 0,08 \cdot 0,003 + 4 \cdot 0,003)} \quad (3.91)$$

$$R_{1,\dot{z}} \cong 0,048 [K \cdot W^{-1}]$$

Výsledný tepelný odpor všech žebor se rovná

$$R_{8,\dot{z}} = \frac{R_{1,\dot{z}}}{8} = \frac{0,048}{8} = 0,006 [K \cdot W^{-1}] \quad (3.92)$$

Na vnitřní stěně výparníku

$$R_{\alpha,in} = \frac{1}{\alpha_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{\alpha_{in} \cdot \pi \cdot d \cdot l} \cong \frac{1}{323,25 \cdot \pi \cdot 0,012 \cdot 4} \quad (3.93)$$

$$R_{\alpha,in} \cong 20,5 \cdot 10^{-3} [K \cdot W^{-1}]$$

Stěnou trubky

$$R_{\lambda} = \frac{\ln\left(\frac{R}{r}\right)}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda} = \frac{\ln\left(\frac{0,007}{0,006}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 386} \cong 1,59 \cdot 10^{-5} [K \cdot W^{-1}] \quad (3.94)$$

Na vnější stěně výparníku mezi žebry

$$R_{\alpha,out} = \frac{1}{\alpha_{out} \cdot S_m} = \frac{1}{\alpha_{out} \cdot (\pi \cdot D - n \cdot \delta) \cdot l} \quad (3.95)$$

$$R_{\alpha,out} \cong \frac{1}{36,27 \cdot (\pi \cdot 0,014 - 8 \cdot 0,003) \cdot 4} \cong 0,345 [K \cdot W^{-1}]$$

Celkový tepelný odpor je dán součtem jednotlivých odporů podle vztahu

$$R_{celk} = R_{\alpha,in} + R_{\lambda} + \frac{1}{\frac{1}{R_{\alpha,out}} + \frac{1}{R_{8,\dot{z}}}} \cong 20,5 \cdot 10^{-3} + 1,59 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{\frac{1}{0,345} + \frac{1}{0,006}} \quad (3.96)$$

$$R_{celk} \cong 0,0264 [K \cdot W^{-1}]$$

Výkon jedné sekce výparníku je roven rozdílu teplot vypařování a okolí ku tepelnému odporu.

$$Q = \frac{T_{in} - T_{out}}{R_{celk}} = \frac{275,15 - 258,15}{0,0264} \cong 643,36 [W] \quad (3.97)$$

Celkový výkon výparníku je roven počtu sekcí, násobený výkonem jedné ze sekcí.

$$Q_{celk} = 6 \cdot Q \cong 6 \cdot 643,36 \cong 3860 [W] \quad (3.98)$$

3.5 Tlaková ztráta výparníku

Celková tlaková ztráta vzniklá prouděním chladiva během vypařování ve výparníku je dána součtem tří tlakových ztrát dle vztahu

$$\Delta p = \Delta p_{friction} + \Delta p_{static} + \Delta p_{acceleration} \quad (3.99)$$

Nejprve jsou tyto ztráty určeny pro jednu sekci výparníku, poté jsou sečteny. Tím je dána celková tlaková ztráta výparníku. Uvedené vztahy pro tlakovou ztrátu výparníku jsou převzaty z literatury [9]. Výpočty byly provedeny v programu Microsoft excel a výsledné grafy vloženy do závěrečné práce jako obrázky.

Tlaková ztráta vzniklá třením

Jako v případě tlakové ztráty zrychlením, tak i pro tlakovou ztrátu třením během celého procesu vypařování platí stav souvislé fáze páry. Souvislá fáze páry musí splňovat podmínku

nerovnosti, viz kapitola tlaková ztráta zrychlením, rovnice 3.113, 3.114, obr. 20. Pro souvislou fázi páry platí vztahy pro dané parametry

$$\psi = \frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} \cdot (Re_l \cdot Fr_l)^{-\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_g}\right)^{-0,5} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0,9} \quad (3.100)$$

kde Reynoldsovo číslo Re_l pro kapalnou fázi se rovná

$$Re_l = \frac{\dot{m} \cdot (1 - \dot{x})}{\eta_l}$$

a Froudeho číslo Fr_l pro kapalnou fázi se rovná

$$Fr_l = \frac{(\dot{m} \cdot \dot{x})^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d}$$

Pak pro hladké povrchy trubek $k/d < 5 \cdot 10^{-4}$, kde drsnost měděných trubek $k = 1,5 \cdot 10^{-6}$, platí

$$\varepsilon_1 = 1,71 \cdot \psi^{0,2} \cdot \left(\frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\eta_g}{\eta_l}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (3.101)$$

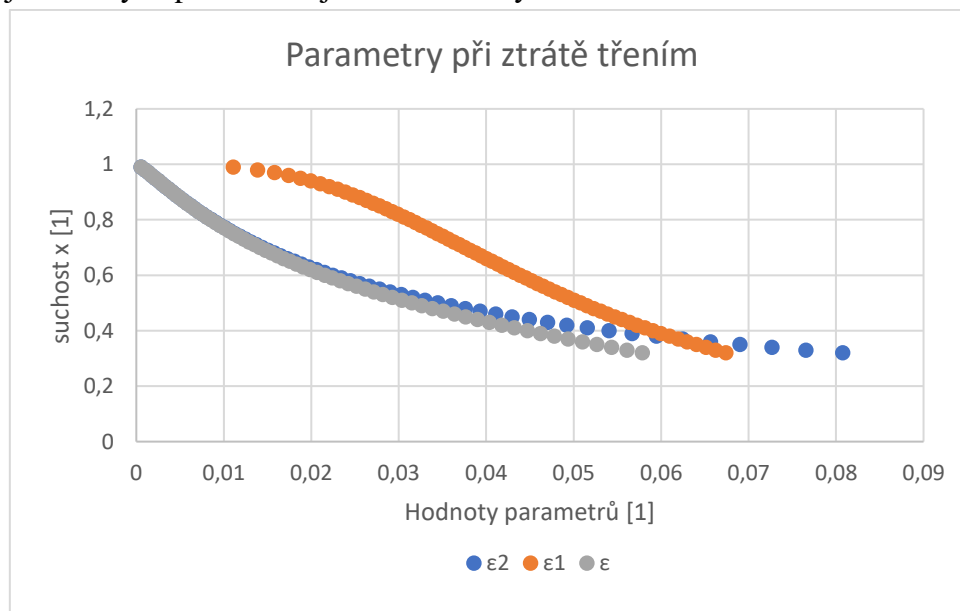
a

$$\varepsilon_2 = 9,1 \cdot \psi \quad (3.102)$$

Výsledná pórovitost ε se skládá z ε_1 a ε_2 dle vztahu

$$\varepsilon = \sqrt[3]{\frac{\varepsilon_1^3 \cdot \varepsilon_2^3}{\varepsilon_1^3 + \varepsilon_2^3}} \quad (3.103)$$

Hodnoty jednotlivých pórovitostí jsou znázorněny na obr. 14.

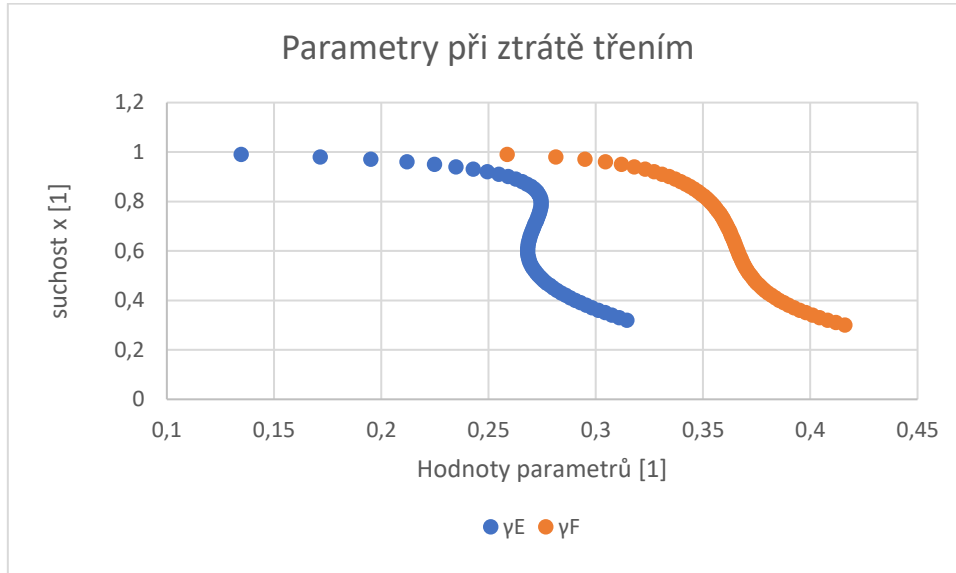


Obrázek 14. Parametry při ztrátě třením

Hodnoty výsledné pórovitosti ε jsou dosazeny do vztahu

$$\gamma_F = 1 - \left(1 + \frac{(1 - \dot{x}) \cdot \rho_g}{\dot{x} \cdot \varepsilon \cdot \rho_l}\right)^{-1,19} \quad (3.104)$$

$$\gamma_E = \left(1 + \frac{6,67}{\left(\frac{1-\dot{x}}{\dot{x}}\right)^{0,45} \cdot (1 + 3 \cdot \dot{x}^4 \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_g} - 1\right)^{0,25}}\right)^{-1} \quad (3.105)$$

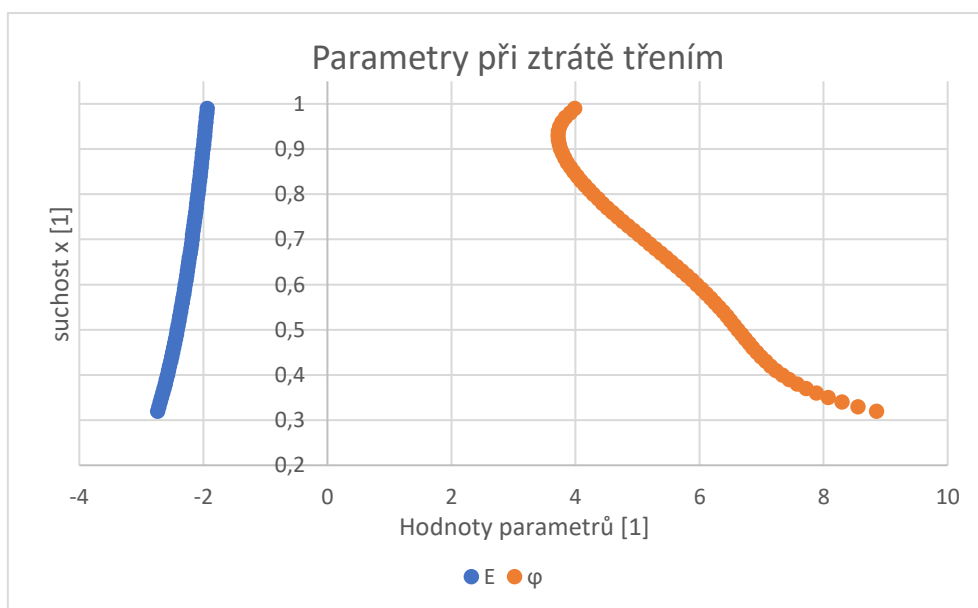


Obrázek 15. Parametry při ztrátě třením

$$E = 1,857 + 0,815 \cdot \log \left[\left(\left(\frac{\dot{m} \cdot \dot{x}}{\rho_g \cdot a_g} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{4575 \cdot \rho_g^2}{\rho_l^2} \right) \right) \right] \quad (3.106)$$

Kde $a_g \cong 221,865$ m/s je rychlost zvuku pro plynnou fázi chladiva – propanu při výparném tlaku, určená pomocí knihovny CoolProp funkcí PropsSI.

$$\phi = \left(\frac{1}{1 - (1 - E) \cdot \gamma_F - E \cdot \gamma_E} \right)^2 \quad (3.107)$$

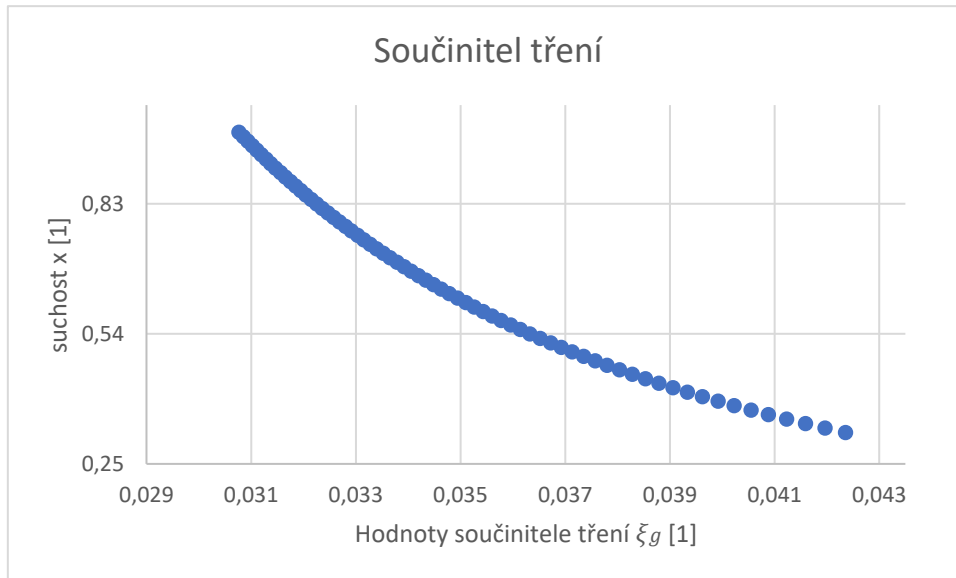


Obrázek 16. Parametry při ztrátě třením

Pro hladké stěny potrubí s $Re_g > 2300$ platí rovnice

$$\frac{1}{\sqrt{\xi_g}} = 2 \cdot \log \left(Re_g \cdot \sqrt{\xi_g} \right) - 0,8 \quad (3.108)$$

Hodnoty součinitele tlakové ztráty rovnice 3.108, byly řešeny pomocí funkce řešitel v programu MS Excel a bylo dosaženo těchto výsledků

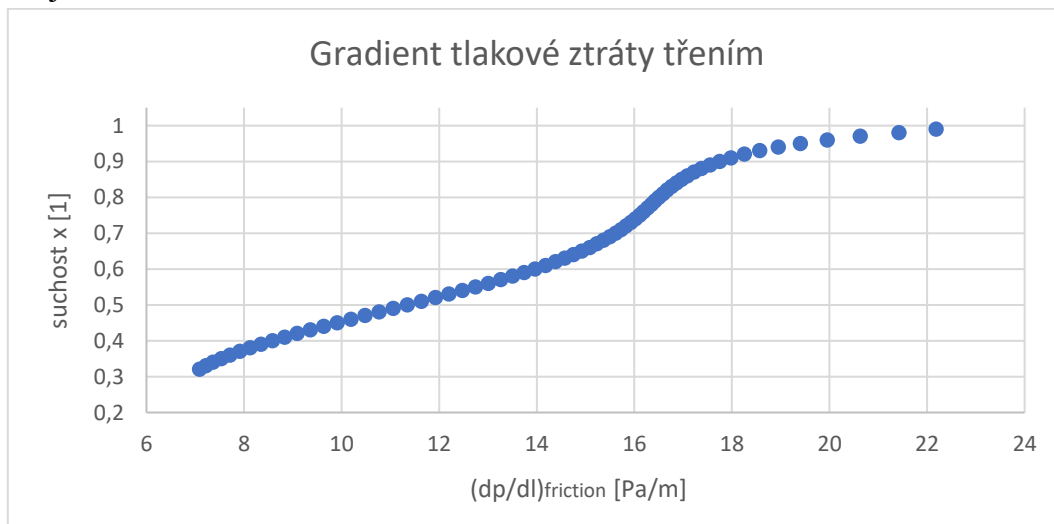


Obrázek 17. Součinitel tření

Hodnoty gradientu tlakové ztráty vzniklé třením lze vyjádřit vztahem

$$\left(\frac{dp}{dl} \right)_{friction} = \xi_g \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot \dot{x}^2}{2 \cdot \rho_g \cdot d} \cdot \phi \quad (3.109)$$

a průběh je znázorněn na obrázku 18.



Obrázek 18. Gradient tlakové ztráty třením

Integrací gradientu tlakové ztráty po celé délce výparníku byla získána celková tlaková ztráta vzniklá třením na jedné sekci výparníku, dle vztahu 3.110.

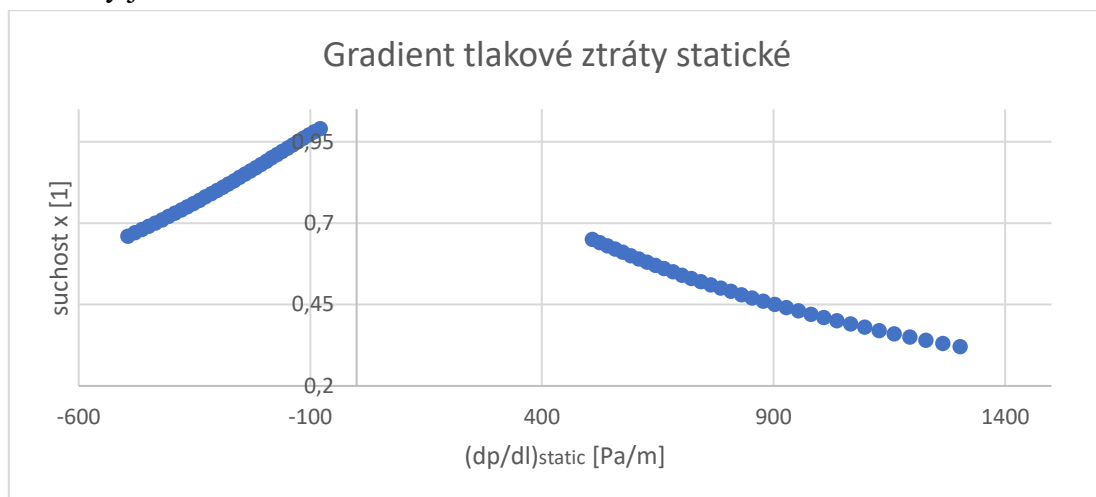
$$(\Delta p)_{friction} = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{friction} \cdot dl = \int_{l_1}^{l_2} \xi_g \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot \dot{x}^2}{2 \cdot \rho_g \cdot d} \cdot \phi \cdot dl \cong 56,36 [Pa] \quad (3.110)$$

Statická tlaková ztráta

K určení statické tlakové ztráty v jedné sekci výparníku byl vypočten gradient lokální ztráty dle vztahu

$$\left(\frac{dp}{dl} \right)_{static} = [\rho_l \cdot (1 - \varepsilon) + \rho_g \cdot \varepsilon] \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad (3.111)$$

kde úhel θ určuje úhel sklonu trubky, nabývá hodnoty $\theta = \pi/2$ pro proudění chladiva proti směru gravitace. Pakliže proudí ve směru gravitace, pak nabývá hodnoty $\theta = -\pi/2$. Parametr ε nabývá stejných hodnot, jak bylo vypočteno dle rovnice 3.118. Průběh hodnot gradientu lokální ztráty je zobrazen na obrázku 19.



Obrázek 19. Gradient tlakové ztráty statické

Po integraci gradientu statické tlakové ztráty po celé délce výparníku byla získána hodnota celkové statické tlakové ztráty dle vztahu

$$\Delta p_{static} = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{dp}{dl} \right)_{static} \cdot dl = \int_{l_1}^{l_2} [\rho_l \cdot (1 - \varepsilon) + \rho_g \cdot \varepsilon] \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot dl \quad (3.112)$$

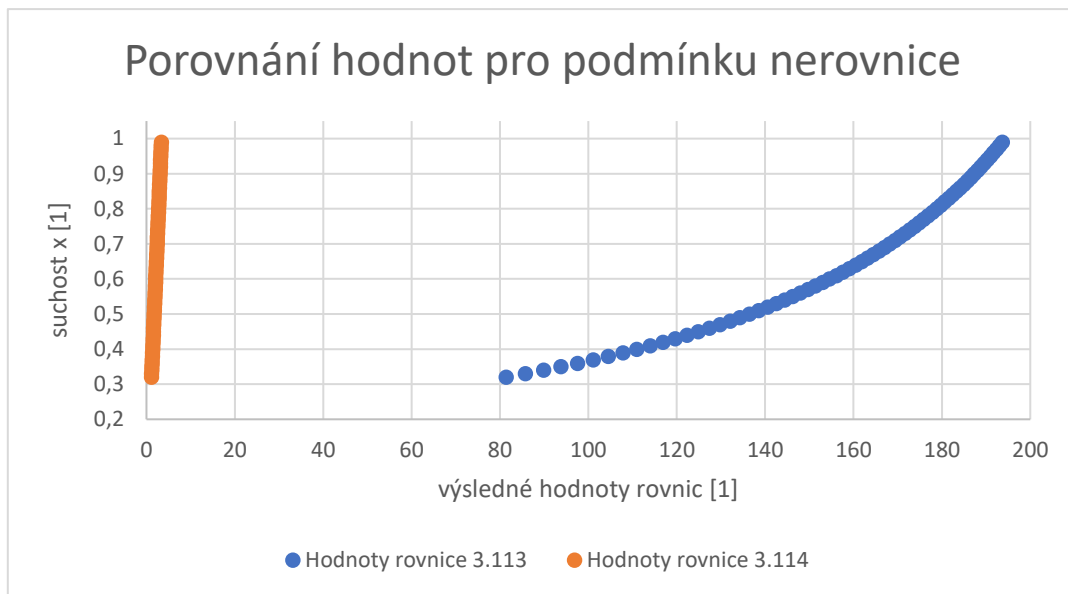
$$\Delta p_{static} \cong 1158,67 [Pa]$$

Tlaková ztráta vzniklá zrychlením

Pokud hodnoty z rovnice 3.113 jsou větší než hodnoty z rovnice 3.114 pro danou suchost, pak se jedná o souvislou fázi páry a platí vztahy uvedené níže. Obr. 20 zobrazuje hodnoty z rovnice 3.113 a 3.114.

$$\frac{1}{\beta} = \frac{\dot{x} \cdot \rho_l}{(1 - \dot{x}) \cdot \rho_g} \quad (3.113)$$

$$\frac{12 \cdot \sqrt{Fr}}{1 + \sqrt{Fr}/7} \quad (3.114)$$

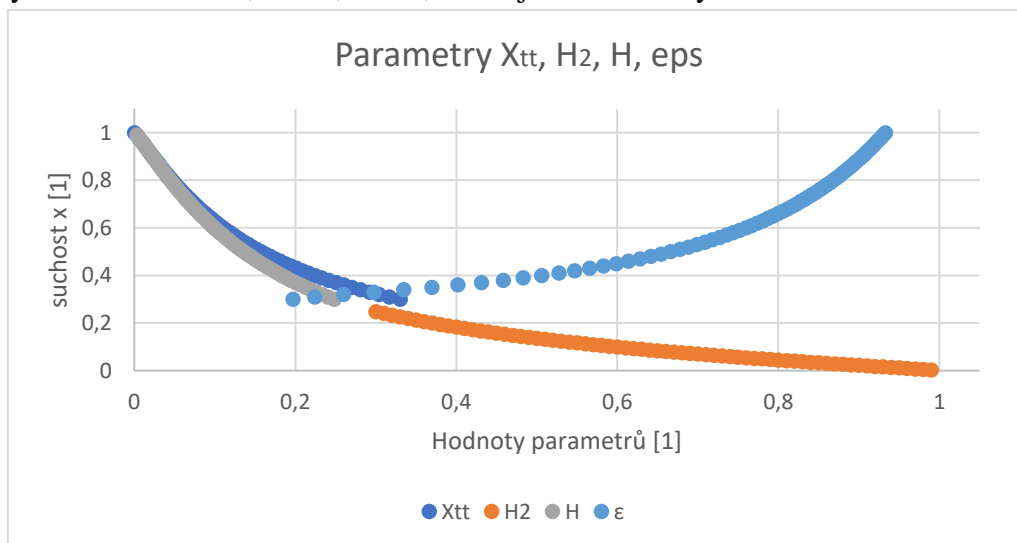


Obrázek 20. Porovnání hodnot pro podmínku nerovnice

Pokud platí $500 > \frac{1}{\beta} > \frac{12 \cdot \sqrt{Fr}}{1 + \sqrt{Fr}/7}$, pak

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1 - \dot{\chi}}{\dot{\chi}}\right)^{7/8} \cdot \left(\frac{\eta_l}{\eta_g}\right)^{1/8} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{1/2} \quad (3.115)$$

Hodnoty dle vztahů 3.115, 3.116, 3.118, 3.119 jsou zobrazeny na obr. 21.



Obrázek 21. Parametry X_{tt}, H₂, H, ε

$$H_2 = \frac{\chi_{tt}}{1 + \chi_{tt}} \quad (3.116)$$

Parametr H_1 nabývá hodnoty podle vztahu 3.117

$$H_1 = \exp\left(2 - 0,1335 \cdot \ln \frac{\eta_l}{\eta_g} + \left(1,1 - 0,08534 \cdot \ln \frac{\eta_l}{\eta_g}\right) \cdot \ln \varepsilon\right) \quad (3.117)$$

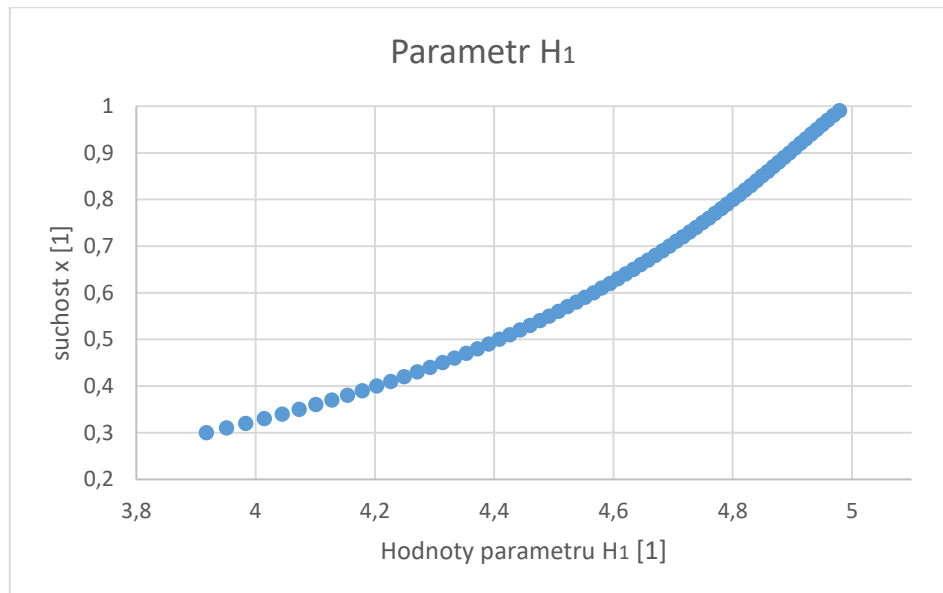
kde

$$\varepsilon = 1 - H \quad (3.118)$$

a

$$H^{-3} = H_1^{-3} + H_2^{-3} \quad (3.119)$$

Parametr H byl vyjádřen z rovnice 3.119 a dosazen pomocí substituce do rovnice 3.118. Poté byly hodnoty dle rovnice 3.118 dosazeny do rovnice 3.117. Rovnice 3.117 pak obsahuje jeden neznámý parametr H_1 na levé i pravé straně rovnice, k řešení této rovnice byla použita funkce řešitel v programu MS Excel. Výsledné hodnoty parametrů H , H_1 a ε jsou zobrazeny na obr. 21. Hodnoty parametru H_1 se od ostatních parametrů značně liší, a proto jsou na samostatném obrázku 22.



Obrázek 22. Parametr H_1

Hodnoty parametru ε byly dosazeny do rovnice 3.120

$$(\Delta p)_{acceleration} = \dot{m}^2 \cdot \left| \frac{\dot{x}^2}{\varepsilon \cdot \rho_g} + \frac{(1 - \dot{x})^2}{(1 - \varepsilon) \cdot \rho_l} \right|_{x_1}^{x_2} \quad (3.120)$$

$$(\Delta p)_{acceleration} \cong 6^2 \cdot \left(\frac{1}{6,5 \cdot 1} \right) - 6^2 \cdot \left(\frac{0,32^2}{0,767 \cdot 6,5} + \frac{(1 - 0,32)^2}{(1 - 0,767) \cdot 548,2} \right)$$

$$(\Delta p)_{acceleration} \cong 5,54 - 0,79 \cong 4,75 [Pa]$$

Kde dolní mez $x_1 = 0,32$ je suchost na vstupu do výparníku a horní mez $x_2 = 1$ je suchost na výstupu z výparníku. Po dosazení do rovnice 3.99 pak výsledná tlaková ztráta pro jednu sekci výparníku je rovna

$$\Delta p \cong 56,36 + 1158,67 + 4,75 \cong 1219,8 [Pa] \quad (3.121)$$

Celková tlaková ztráta výparníku

Celková tlaková ztráta je dána součtem tlakových ztrát všech sekcí, které mají tlakovou ztrátu stejnou.

$$\Delta p_t = 6 \cdot \Delta p \cong 6 \cdot 1219,8 = 7318,7 \text{ [Pa]} \quad (3.122)$$

4 NÁVRH KOMPONENTŮ TEPELNÉHO ČERPADLA

Pro návrh TČ byly zadány, případně zvoleny tyto požadavky

- pasivní TČ bez ventilátoru,
- maximální tepelný výkon zařízení 6 kW za podmínky A2/W35,
- výparná teplota chladiva je $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- ekologické chladivo, vhodných fyzikálních vlastností,
- provedení zařízení typu split, vzduch – voda,
- kompaktní rozměry, vhodné pro instalaci do rodinného domu,
- nízká hlučnost,
- volba komponentů k dosažení vysoké hodnoty účinnosti,
- bezpečný provoz.

4.1 Volba chladiva

Jako chladivo byl vybrán propan (R290) pro své fyzikální a termomechanické vlastnosti. Propan nemá negativní vliv na ozonovou vrstvu ($\text{ODP} = 0$), malý vliv na vznik skleníkového efektu a globálního oteplování ($\text{GWP} = 3$). Je to jednoduchý, chemicky čistý uhlovodík s jednoduchými meziatomovými vazbami. Je vhodný při použití měděného materiálu, při kterém nezpůsobuje významnou degradaci. Je určen pro běžné aplikace a nemá speciální požadavky na mazací oleje.

Patří do kategorie s nízkou toxicitou. Nevýhodou propanu je vysoká hořlavost, patří do kategorie A3. V této kategorii je důležité, aby nedošlo k vzniku jiskření na vypínačích, náradí, atd. Je také potřeba dodržovat větrání pracovního prostoru a použití detektoru úniku chladiva, viz. norma ČSN EN 378.

Norma ČSN EN 378 také udává maximální možné množství chladiva v chladicím okruhu dle vztahu

$$m_{max} = 130 \cdot LFL = 130 \cdot 0,038 = 4,94 \text{ kg} \quad (4.1)$$

kde dolní mez hořlavosti pro propan $LFL = 0,038 \text{ kg/m}^3$. Chladivo proudí systémem společně s olejem, který je nezbytný pro chod kompresoru. Veškeré výpočty v kapitole návrh výparníku zanedbávaly vliv oleje v chladivu, byl uvažován čistý propan R 290.

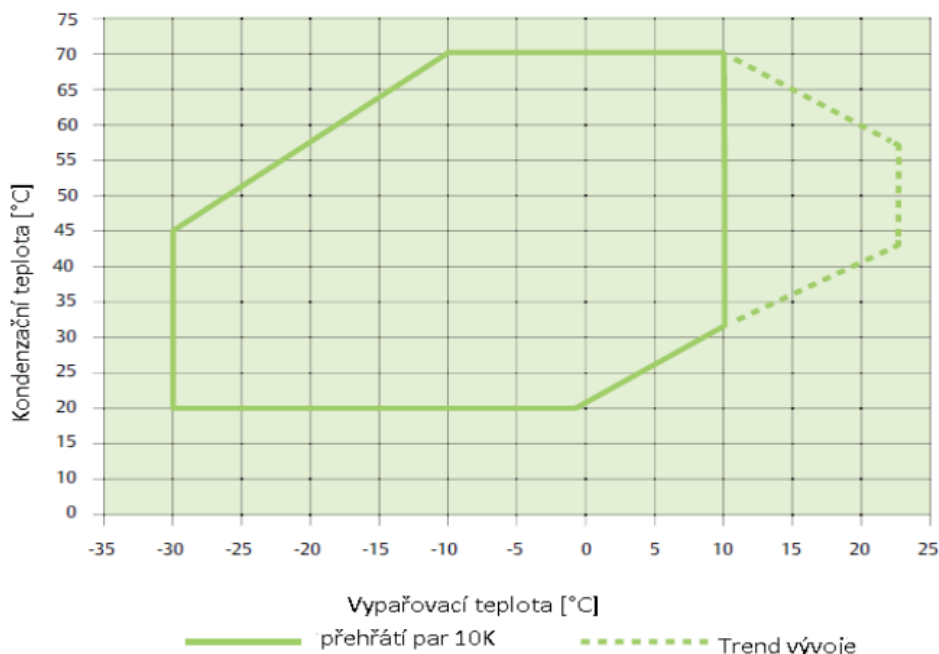
4.2 Kompresor

Základní parametr pro výběr kompresoru byl celkový tepelný výkon 6 kW za podmínky A2/W35 a volba propanu jako chladiva v TČ o daném průtoku $\dot{m} = 66 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$. Tyto parametry splňuje řada výrobců kompresorů, včetně firmy Copeland, Emerson. Tato firma vyrábí kompresory typu scroll, které jsou vhodné a pro aplikace v tepelných čerpadlech používané ve značné míře. Firma Copeland nabízí kompresory scroll řady ZB,ZH a YHV pro použití propanu R290 jako chladiva. Přičemž, řada ZB je určena spíše pro chlazení. Firma Copeland uvádí pro řadu ZH (ZB) tyto údaje

- splňují požadavky normy ATEX skupiny II,
- jednofázové nebo třífázové motory v provedení pro montáž samostatného kompresoru,
- výkonový rozsah od cca 4-16 (3-10) kW,
- krytí svorkovnice IP 65 pro chladivo propan,
- doporučené vypařovací teploty od -30 °C do +10 (15) °C,
- horní mez kondenzační teploty je +70 (75) °C,
- hermetická konstrukce, zabraňuje úniku chladiva do okolí [19].

ATEX II jsou právní předpisy Evropské unie o prodeji zařízení a ochranných systémů určených k použití v prostředí s nebezpečím výbuchu jiné než doly a jejich uvádění do provozu. **Stupeň krytí** udává odolnost elektrických zařízení proti vniknutí cizího tělesa a kapalin. Stupeň krytí IP 65 udává ochranu proti prachu úplně a ochranu proti tryskající vodě. Přičemž, voda míří 6,3 mm tryskou ve všech úhlech při průtoku 12,5 litrů za minutu při tlaku 30 kN/m² po dobu nejméně 3 minuty ze vzdálenosti 3 metry.

Kompresor je dodáván ve variantě on-off, pracuje tedy v režimu zapnuto/vypnuto. Pro potřebu spotřeby tepla pro objekt, je vhodné použít akumulaci nádobu. On-off kompresor má větší počet startů oproti frekvenčně řízeným kompresorům, které dokážou přizpůsobit výkon k aktuální spotřebě tepla daného objektu. Ke kompresoru je možné získat protihlukové kryty od stejného výrobce, rozsah útlumu zvuku je 5-12 dB. Na obrázku 23. je zobrazena pracovní obálka kompresoru ZH KCU.



Obrázek 23. Pracovní oblast Copeland ZH KCU [19]

Typ ZH 06 KCU PFZN 524 je potenciálně vhodný kompresor pro dané TČ. Parametry uvedené výrobcem jsou

- Velký rozsah provozních hodnot, znázorněných na obr. 23 [19].
- Jednofázové provedení elektromotoru,

- Příkon elektromotoru 1,9 kW,
- Chladicí výkon 6,1 kW,
- Výkonnost $8 \text{ m}^3/\text{h}$,
- Hmotnost zařízení 27 kg.

Dané parametry platí při vypařovací teplotě $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, kondenzační teplotě $+50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pro chladicí okruh tepelného čerpadla byl vybrán typ kompresoru YHV s frekvenčním měničem otáček. Měnič může měnit frekvenci kompresoru v rozsahu 15 až 120 Hz. Pro průtok na sání kompresoru $7,22 \text{ m}^3/\text{h}$ byl vybrán typ YHV0211U o daných parametrech

- minimální tepelný výkon 1,4 kW,
- maximální tepelný výkon 7,3 kW,
- objemový průtok 21 cm^3 na jednu otáčku,
- celková hmotnost 14 kg,
- COP = 3,1 při nominální rychlosti 90 Hz, vypařovací teplotě $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, kondenzační teplotě $+50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ostatní parametry jsou uvedeny na obrázku 24, s dalšími variantami kompresorů [19].

Kompresor								
R290	Tepelná kapacita (kW)		COP*	Výtlačk (cm^3)	Závit na sání (inch)	Závit na výtlačku (inch)	Množství oleje (l)	Čistá hmotnost
	Min	Max						
YHV0211U	1,4	7,3	3,1	21	3/4	1/2	0,7	14
YHV0291U	1,9	10	3,1	29	3/4	1/2	0,7	15
YHV0211U	3,4	15,7	3,2	46	3/4	1/2	1,2	16

Podmínky: Vytápění kW (-7/50)
*nominální rychlost (90 Hz)

Obrázek 24. Varianty kompresoru YHV, Copeland [19]

Typ frekvenčního měniče byl vybrán ED3011AU s rozsahem 15 až 120 Hz s příkonem 2,6 kW. Ostatní parametry měniče jsou uvedeny na obrázku 25, s dalšími variantami frekvenčních měničů [19].

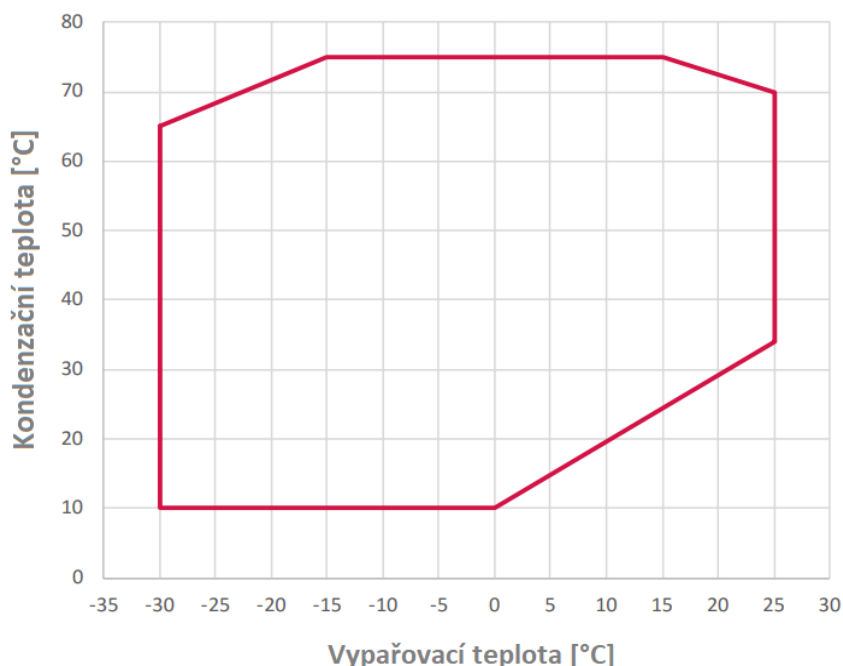
Frekvenční měnič								
Model	Kompatibilní s kompresorem	Příkon (kW)	Proud (A)	Frekvence (Hz)		Hmotnost (kg)	1-fázový 230V	3-fázový 400V
		nominální	nominální	Min	Max			
ED3011AU	YHV021	2,6	11	15	120	2,9	ano	ne
ED3015AU	YHV029	3,8	15	15	120	2,9	ano	ne
ED3020AU	YHV046	5,5	20	15	120	3,7	ano	ne
ED3018BU	YHV029-46	6	18	15	120	4,5	ne	ano

podmínky: přehřátí na sání 5K, podchlazení 4K

Obrázek 25. Varianty frekvenčních měničů, Copeland [19]

Pracovní oblast kompresoru YHV je zobrazena na obrázku 26 [19].

YHV Pracovní obálka R290 (max.rychlost)



Obrázek 26. Pracovní oblast kompresoru YHV, Copeland [19]

Kompresor je upevněn ke kostře tepelného čerpadla pomocí pryžových silentbloků, které by měli být součástí dodaného kompresoru od výrobce. Silentbloky slouží k tlumení vibrací, tím snižují opotřebení materiálu a také snižují vznik hluku způsobené výkyvem z rovnovážné polohy kompresoru. K vzniku vibracím dochází zpravidla nejvíce při startu či vypnutí, ale také při aktivním provozu.

4.3 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník, ve kterém dochází k přenosu tepla mezi chladivem tepelného čerpadla a teplotnějším médiem. V případě návrhu kondenzátoru je uvažována voda jako teplotnějším médiem v sekundárním okruhu. Vybrán byl deskový kondenzátor od firmy Swep. Na základě požadavků na kondenzátor

- přenést tepelný výkon přibližně 6 kW,
- teplotní spád na primárním okruhu, chladiva 75/40 °C,
- teplotní spád na sekundárním okruhu, vodě 30/35 °C,
- průtok v primárním okruhu $\dot{m} = 66 [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$,
- průtok v sekundárním okruhu libovolný, s ohledem na vysokou účinnost,
- použití propanu jako chladiva,

byl výrobcem doporučen typ výměníku B26Hx14. Tento typ je vyroben z nerezové ocele (AISI 316), v provedení asymetrického uspořádání kanálků. Počet kanálků na průchod je pro primární stranu 6, pro sekundární 7. Počet desek je 14. Maximální doporučený průtok se rovná 1,5 metrů krychlových za hodinu, maximální testovací tlak je roven 72 barů. Teplosměnná plocha má

velikost 0,49 metrů čtverečních. Za daných parametrů je velikost tlakové ztráty na primární straně rovna 5190 Pa, na sekundární straně 9280 Pa. K tomuto výměníku je doporučeno instalovat izolaci EPP 16x40, vyrobenou z expandovaného polypropylenu. Izolace se skládá ze 2 částí o tloušťce 29 mm, lze instalovat dodatečně po uvedení do provozu [28].

4.4 Expanzní ventil

Expanzní ventil slouží k vstřikování optimálního množství chladiva do výparníku. Vybrán byl elektronický expanzní ventil EX4-U31 FLR, od firmy Emerson s parametry:

- ventil má v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotě široký regulační rozsah 2 kW až 17 kW,
- EEV je obousměrný, je vhodný pro reverzní chod TČ během odtávání výparníku,
- rozsah výkonu je 10 % až 100 %,
- plně hermetické provedení,
- korozivzdorné, nerezové tělo a přípojky,
- odolnost proti vibracím a nárazům [19].

Na obrázku 27 je zobrazen zvolený expanzní ventil a řídicí jednotka EXD-HP2 od stejného výrobce. Funkce řídicí jednotky jsou:

- komunikace s řídicí jednotkou TČ pomocí sběrnice Modbus,
- funkce ochrany proti zamrznutí,
- detekce poruchy snímače, kabeláže,
- monitorování a řízení teploty a tlaku pomocí čidel na výstupu z výparníku [19].



Obrázek 27. EEV EX4-U31 FLR a řídicí jednotka EXD-HP2 [19]

4.5 Výparník

Výparník je tepelný výměník. Při režimu vytápění, dochází k přenosu tepla z okolí (vzduchu, vody, země) do chladiva proudícího výparníkem. Návrh výparníku byl proveden v samostatné kapitole návrh výparníku. Výpočtem bylo dosaženo hodnoty výkonu 3860 W, tlakové ztráty 7318,7 Pa při průtoku $36 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$. Podobnou geometrii pasivního výparníku, již navrhuje například estonská firma Octopus Energy, ale zde jsou sekce zapojeny do série viz obr. 28.



Obrázek 28. Pasivní výparník firmy Octopus Energy [20]

4.6 Návrh potrubí

Správná rychlost chladiva v potrubí je důležitá pro chod tepelného čerpadla. Protože s chladivem v oběhu cirkuluje také olej, je potřeba zvolit vhodnou rychlost chladiva, aby se olej dostal do kompresoru a neusadil se v systému. Rychlosti v potrubí by ale neměly být příliš vysoké, například z důvodu zvýšeného hluku. Aby nedocházelo k nežádoucím účinkům, jsou pro propan doporučené tyto hodnoty rychlosti v potrubí

- do 1,5 m/s pro kapalně chladivo,
- 10-18 m/s na výtlačku kompresoru,
- 5-20 m/s na sání kompresoru.

Také je doporučován spád sacího potrubí mezi výparníkem a kompresorem ca 3 %. Eventuelně je možné do potrubí vložit malé oblouky tvaru U, v nich je olej strháván nárazy chladiva a olej se neusazuje v systému. Veškeré potrubí pro dopravu chladiva je voleno z měděného materiálu. Ve výparníku byla uvažována hmotnostní rychlost chladiva $\dot{m} = 36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$ dohromady ve všech šesti sekcích. Po vynásobení vnitřním povrchem průřezu trubky výparníku podle rovnice

$$m = \dot{m} \cdot S = \dot{m} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 36 \cdot \pi \cdot \frac{0,024^2}{4} \cong 162 \cdot 10^{-4} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.2)$$

$$m \cong 58,63 [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$$

dostaneme hmotnostní průtok chladiva v čerpadle. Pro určení objemového průtoku potrubím, je nutné určit měrný objem daného chladiva. Hodnota měrného objemu byla určena jako převrácena hodnota hustoty. Hodnoty hustoty chladiva byly určeny pomocí funkce PropsSI knihovny CoolProp [21], [22].

$$\rho_1 \cong 6,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (\text{pro plynný propan, při } -15 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\rho_2 \cong 73,14 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (\text{pro plynný propan, při } +75 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\rho_3 \cong 467,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (\text{pro kapalný propan, při } +40 \text{ }^\circ\text{C}).$$

Pak hodnota měrného objemu se rovná

$$v_1 = 1/\rho_1 \cong 0,153 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (\text{pro plynný propan, při } -15 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$v_2 = 1/\rho_2 \cong 0,0136 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (\text{pro plynný propan, při } +75 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$v_3 = 1/\rho_3 \cong 0,00214 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (\text{pro kapalný propan, při } +40 \text{ }^\circ\text{C}).$$

Objemový průtok na sání kompresoru se rovná

$$V_1 = m \cdot v_1 \cong 162 \cdot 10^{-4} \cdot 0,123 = 250,5 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3)$$

Na základě objemového průtoku plynného chladiva na sání byl určen kompresor. Výrobci nejčastěji uvádí objemový průtok v metrech krychlových za hodinu, proto je přepočítán a dostaneme hodnotu $9,018 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$.

$$V_1 = m \cdot v_1 \cong 58,63 \cdot 0,123 \cong 9,018 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.4)$$

Z doporučeného intervalu rychlosti na sání kompresoru byla zvolena hodnota $w_1 = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Hodnota průřezu potrubí na sání je rovna

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{V_1}{w_1} \cong \frac{250,5 \cdot 10^{-5}}{10} \cong 251 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2] \quad (4.5)$$

Z rovnice 4.5 je vyjádřen průměr potrubí na sání.

$$d_1 = \sqrt{\frac{S_1 \cdot 4}{\pi}} \cong \sqrt{\frac{251 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{\pi}} \cong 0,01786 [\text{m}] \quad (4.6)$$

Analogický postup je pro návrh potrubí na výtlaku a pro kapalné chladivo. Objemový průtok na výtlaku kompresoru se rovná

$$V_2 = m \cdot v_2 \cong 162 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0136 = 223 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.7)$$

Z doporučeného intervalu rychlosti na výtlaku kompresoru byla zvolena hodnota rychlosti $w_2 = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Hodnota průřezu potrubí na výtlaku je rovna

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{V_2}{w_2} \cong \frac{223 \cdot 10^{-6}}{10} \cong 2,23 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2] \quad (4.8)$$

Z rovnice 4.5 je vyjádřen průměr potrubí na výtlaku.

$$d_2 = \sqrt{\frac{S_2 \cdot 4}{\pi}} \cong \sqrt{\frac{2,23 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{\pi}} \cong 0,0053 [\text{m}] \quad (4.9)$$

Objemový průtok pro kapalné chladivo se rovná

$$V_3 = m \cdot v_3 \cong 162 \cdot 10^{-4} \cdot 0,00214 = 3,48 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.10)$$

Z doporučeného intervalu rychlosti pro kapalné chladivo byla zvolena hodnota rychlosti $w_3 = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Hodnota průřezu potrubí pro kapalné chladivo je rovna

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{V_3}{w_3} \cong \frac{3,48 \cdot 10^{-5}}{0,5} \cong 7 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2] \quad (4.11)$$

Z rovnice 4.11 je vyjádřen průměr potrubí pro kapalné chladivo.

$$d_3 = \sqrt{\frac{S_3 \cdot 4}{\pi}} \cong \sqrt{\frac{7 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{\pi}} \cong 0,0094 \text{ [m]} \quad (4.12)$$

Pro doporučené rychlosti byly vypočteny vnitřní průměry

- na sání $d_1 = 17,86 \text{ mm}$, bylo zvoleno $d_1 = 17 \text{ mm}$,
- na výtlaku $d_2 = 5,32 \text{ mm}$, bylo zvoleno $d_2 = 5 \text{ mm}$,
- pro kapalinové potrubí $d_3 = 9,42 \text{ mm}$, bylo zvoleno $d_3 = 10 \text{ mm}$.

Tyto rozměry trubek lze zakoupit od firmy Metal centrum [23]. Tloušťka trubky na sání je zvolena 1 mm. Tloušťka trubky na výtlaku a pro kapalinové potrubí je zvolena 2 mm, kvůli zatížení vyšším tlakem. Podle [21], [22] plynný propan při teplotě 75 °C dosahuje 28,5 baru a kapalný propan při teplotě 40 °C, dosahuje 13,7 baru.

4.7 Tepelná izolace

Pokud komponenty mají teplotu odlišnou od teploty okolí, pak dochází k přenosu tepla, tepelným ztrátám a snížení účinnosti. Proto je vhodné použití izolaci na místech, kde je rozdíl teplot vysoký. Především na kompresoru a výtlačném potrubí kompresoru, kde je potřeba použít speciální materiály, u kterých nedojde k poškození vlivem vysoké teploty. U komponent s nižší teplotou, než je teplota okolí, lze použít běžný pěnový, tepelně izolační materiál pro chladicí techniku. Protože izolace často nebývá součástí komponentu dodaného výrobcem, je potřeba zhodnotit, zda-li se vyplatí počáteční investice ke koupi izolace a zvýšení účinnosti provozu.

4.8 Filtrdehydrátor

Filtrdehydrátor slouží k průběžnému pohlcování a odlučování vlhkosti. Jeho funkcí je také případné odlučování malých pevných částic, nečistot. Filtrdehydrátor přispívá k prodloužení životnosti celého zařízení. Je umístěn za kondenzátorem a zajišťuje, aby dále proudilo pouze čisté chladivo v kapalně fázi. Jeho výběr je zvolen podle průměru potrubí. Pokud se v systému objeví vlhkost, je potřeba jej vyměnit. Z toho důvodu je lepší kalíškové připojení místo pájení. Existují také dvousměrné filtrdehydrátory pro reverzní chod TČ. Zvolen byl obousměrný, hermetický uzavřený filtrdehydrátor DMB 023Z1459, od firmy Danfoss [25].



Obrázek 29. Filtrdehydrátor, DMB 023Z1459, Danfoss [25]

4.9 Průhledítko

Průhledítko je umístěno za filtrdehydrátor. Tento prvek slouží k sledování stavu chladiva před vstupem do expanzního ventilu, kde se už nesmí vyskytovat žádné bubliny. Pokud je v chladivu obsažena vlhkost, dojde ke změně barvy indikátoru vlhkosti a je nutný servis TČ. Bylo zvoleno vysokotlaké průhledítko SGP 10s 1, od firmy Danfoss. Velikost přípojky odpovídá velikosti potrubí – 10 mm, typ pájení. Vhodné pro propan, rozsah teplot od -50 °C do 80 °C, maximální tlak 52 bar [25].

4.10 Sběrač kapalného chladiva

Sběrač je umístěn za kondenzátorem ve směru proudění, při režimu vytápění. Je to tlaková nádoba a slouží k odloučení plynné složky od kapalné před vstupem do expanzního ventilu. Slouží také jako zásobník chladiva v systému TČ. Existují sběrače ve vertikálním i horizontálním provedení. Ve spodku sběrače je umístěn vývod trubky, kterou proudí pouze kapalné chladivo ze sběrače. Výběr sběrače závisí na topném výkonu tepelného čerpadla a na hmotnosti chladiva v systému. Je doporučováno, dimenzovat sběrač alespoň na 80 % chladiva v okruhu. Pokud je kapacita sběrače poddimenzovaná, byla by dosahována nedostatečná akumulace chladiva. Pokud je kapacita předimenzovaná, je množství chladiva nadbytek a není dostatečně využito v oběhu. Vybrán byl vertikální, dvousložkový odlučovač kapalin SEP-S, od firmy Frigomec. S rozsahem pracovní teploty chladiva od -10 °C do 120 °C. Je možnost vybrat variantu dle hodnoty tlaku od 25 barů do 45 barů. Pro tento model, existují varianty o objemu od 0,88 litrů do 35 litrů.



Obrázek 30. Odlučovač kapalin SEP-S, Frigomec [26]

4.11 Čtyřcestný ventil

Toto zařízení je umístěno mezi kompresor a kondenzátor. Je to speciální elektromagnetický ventil, jeho funkce je reverzace chodu. Tímto způsobem může být řešeno odtávání námrazy na

povrchu výparníku. Velikost ventilu se volí podle průměrů jednotlivých potrubí. Reverzní režim je také využíván například k chlazení objektů v teplém období. Při výběru, nebyl nalezen takový ventil, který by doporučoval použití propanu. Proto byl vybrán čtyřcestný reverzní ventil s doporučeným chladivem R-22, které má podobně vlastnosti jako propan. Byl zvolen typ STF-0201G3 od firmy Danfoss, s teplotním rozsahem média -20 °C až 120 °C [25].

4.12 Odlučovač kapaliny v sacím potrubí

Na rozdíl od sběrače je trubka odvodu chladiva v horní části. Pokud se do odlučovače dostane kapalina, pak zůstane na dně nádoby a dojde k její vypaření. Až poté je plynná složka chladiva nasávána do kompresoru, tak je zajištěna jeho ochrana. Odlučovač se tedy zařazuje do sacího potrubí. Jeho funkce je zabránit vniknutí kapalného chladiva do kompresoru, pokud dojde k reverzaci chodu čtyřcestným ventilem. Pro objem odlučovače je doporučován přibližně 50 % až 70 % objemu chladiva v systému. Zvolen byl odlučovač A10-405, od firmy Alco Controls. Tento typ o objemu 1,75 litru, je vhodný pro provozní teploty -45 °C až 65 °C a tlaku do 15,5 baru. Výpust' oleje je vybavena hustým sítem, k odstranění případných nečistot. Tento odlučovač musí být instalován ve svislé poloze [27].

4.13 Zpětný ventil

Zpětný ventil dovolí chladivu proudit pouze jedním směrem. Systém zpětných ventilů slouží také k zajištění správného proudění chladiva k expanznímu ventilu při reverzním chodu. Výběr zpětného ventilu je s ohledem na co nejnižší tlakovou ztrátu při běžném chodu a maximální těsností při reverzním chodu. Také s ohledem na rozměry návazného potrubí. Vybrán byl zpětný ventil NRV 10s, od firmy Danfoss [25]. Výběr byl proveden s ohledem na použité chladivo, provozní teploty chladiva, provozní tlaky a rozměry.

4.14 Bezpečnostní prvky

Presostat

Funkce presostatu je kontrola tlaku na sání a výtlaku kompresoru. Pokud dojde k překročení hodnoty tlaku nastavené na presostatu, pak dojde k přerušení napájení kompresoru a jeho odpojení. Existují dva druhy provedení. Buď s pevně nastavitelnou tlakovou hodnotou danou výrobcem, nebo libovolně nastavitelné presostaty, kde při nesprávném nastavení hodnoty tlaku může dojít ke vzniku škody na zařízení. Je doporučeno použít presostat od stejného výrobce jako je výrobce kompresoru.

Termostat

Termostat podobně jako presostat slouží k ochraně kompresoru, na výtlaku reaguje na teplotu chladiva. Pokud stlačené páry chladiva přesáhnou teplotu nastavené na termostatu, pak dojde k odstavení kompresoru z provozu. Je doporučeno použít termostat od stejného výrobce, jako je výrobce kompresoru.

Detektor chladiva

Propan R290 je vysoce hořlavé chladivo, patřící do skupiny A3. Proto je nutné snímat možný únik chladiva detektorem chladiva. Pokud koncentrace propanu v technické místnosti překročí danou hodnotu detektoru, pak detektor odpojí chod tepelného čerpadla a následně dojde k odvětrávání místnosti.

4.15 Technická opatření

Pro provoz a řízení tepelného čerpadla je vhodné použít regulaci. Pomocí vhodné regulace je možné ovlivnit účinnost systému. Optimální je, pokud je propojena regulace otopného systému a ohřevu vody s regulací čerpadla, případně s řízením vzduchotechniky a osvětlení. Pro regulaci navrhovaného TČ vzduch – voda byl vybrán kompaktní elektronický regulátor $\mu \cdot C^2$ firmy Carel, jehož funkcí je řízení vstupní a výstupní teploty chladiva z výparníku i ovládání elektronického expanzního ventilu. Také řízení odmrazování výparníku, kompresoru, reverzního ventilu a bezpečnostního zařízení. Konfigurace parametrů z jednotky je možná mimo čelní panel také použitím hardwarového klíče, či sériové linky. Elektroinstalace bude vedena do rozvaděče s modulem regulace.

Pro připojení presostatů a manometrů jsou použity kapiláry, které přenáší tlak z měřeného místa k ovládacímu prvku. Běžně jsou kapiláry měděného materiálu s malým vnitřním průměrem. Při instalaci jsou upřednostňovány rovné úseky potrubí. V opačném případě jsou použity tvarovky – T-kusy, kolena, aj. Pro spojování komponent je upřednostňováno lisování, pomocí speciálních měděných tvarovek a lisovacích kleští. Tento způsob spojení je těsný, bezpečný, pevný, vypadá esteticky dobře a způsobuje minimální tlakové ztráty. Další variantou, jak vytvořit spoj, je pájení. Používá se pouze pájení natvrdo s pájecím drátem obsahující stříbro. Pro požadavek rozebíratelného spoje, je potřeba použít šroubový spoj. Pro dané průměry potrubí, je volena vhodná velikost závitů matice šroubového spoje. Pro spojení odlišných průměrů trubek jsou použity speciální spojovací prvky, adaptéry. Veškeré spoje musí dostatečně těsnit, a proto je před uvedením tepelného čerpadla do provozu nutná tlaková zkouška systému.

5 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem tepelného čerpadla o výkonu cca 6 kW s použitím pasivního výparníku, tedy bez ventilátoru. Práce je rozdělena do tří hlavních částí.

První část se zabývá principem tepelných čerpadel, popisem kompresoru, expanzního ventilu a tepelnými výměníky. Dále základním popisem chladiv a olejů běžně používaných v chladicí technice. Uvedeny jsou také parametry hodnotící efektivitu TČ, rozdělení podle způsobu získávání tepla z okolního prostředí. Popsány jsou také metody odtávání výměníku.

Druhá část se zabývá návrhem pasivního výparníku. Je uvažován jako šest shodných, paralelních sekcí. Každá sekce má geometrii dvou vertikálních trubek s podélnými žebry a na horních koncích jsou propojeny. V těchto sekcích byl vypočítán součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky během vypařování. Po celé délce výparníku byl uvažován zároveň konvektivní i bublinkový var, oblast nedostatku kapaliny byla zanedbána. Dále byl v této části vyjádřen součinitel přestupu na vnější straně složením součinitelů přestupu tepla vyjádřených v přirozené a nucené konvekci. Výpočet byl proveden pro konstantní vypařovací teplotu -15 °C , teplotu okolního vzduchu 2 °C a konstantní hmotnostní průtok. Jako chladivo byl zvolen propan R 290. Následně byl vypočítán výkon a celková tlaková ztráta výparníku, bylo dosaženo hodnot 3,860 kW a 7318,7 Pa. Výpočty byly provedeny v programu MS Excel, parametry chladiva byly určeny pomocí knihovny CoolProp.

Ve třetí části byly zvoleny konkrétní komponenty tepelného čerpadla od různých výrobců. Dále byly vypočítány průměry potrubí tak, aby bylo dosaženo dostatečné rychlosti chladiva a olej se neusazoval v systému. Popsány jsou také bezpečnostní prvky a doporučená technická opatření k provozu a instalaci celého zařízení. Příkon zvoleného kompresoru se rovná 2,600 kW.

V reálném provozu dochází ke změně výkonu vlivem namrzání výparníku a vlivem proměnlivosti okolní teploty vzduchu. Tuto změnu výkonu lze kompenzovat změnou vypařovací teploty, nebo změnou hmotnostního průtoků chladiva pomocí zvoleného kompresoru s frekvenčním měničem otáček.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KUCHYNKA, Lubomír. Ideální Rankinův oběh a reálný oběh. In: TZB-info: Vytápění [online]. 10.10.2012 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: www.vytapeni.tzbinfo.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-factory-ovlivnujici-ucinnost-tepelných-cerpadel.
- [2] Kompresory pro tepelná čerpadla. Tzbinfo [online]. Praha: Petr David, 2015 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>.
- [3] DŘÍMAL, Petr. Tepelné čerpadlo a geotermální energie: Učebnice Průmyslové ekologie 2. díl [online]. Brno: Střední průmyslová škola elektrotechnická a informačních technologií [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <https://moodle.sspbrno.cz>.
- [4] Výměníky tepla v energetice. Ústav energetiky [online]. Praha: ČVUT, 2011 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-návrh-výměníku.pdf>.
- [5] Specifikace tepelných čerpadel pro využití v TZB. Časopis stavebnictví [online]. Petr Masný, 14.11.2007 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <https://www.casopisstavebnictvi.cz/clanky-specifikace-tepelných-cerpadel-pro-vyuziti-v-tzb.html>.
- [6] ŽERAVÍK, A. Stavíme tepelné čerpadlo. 1. vyd. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. 311 s. ISBN: 80-239-0275-X.
- [7] Topný faktor tepelných čerpadel v provozních podmínkách. Brno, 2007. Diplomová práce. Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně. Vedoucí práce Martin Fajman.
- [8] Patentovaný systém odtávání VHM [online]. Moravský Krumlov: Tepelná čerpadla MACH [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://www.tepelna-cerpadla-mach.cz/o-spolecnosti/system-vhm.php>.
- [9] VDI heat atlas. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [10] Gnielinski V (1983) Forced convection in ducts. In: Schlunder EU, Bell KJ et al (eds) HEDH – heat exchanger design handbook. Hemisphere & VDI, Washington.
- [11] LIN, Hong a Yuan-Yuan DUAN, 2003. Surface Tension Measurements of Propane (R-290) and Isobutane (R-600a) from (253 to 333) K [online]. 48(5), 1360-1363 [cit. 2020-08-24]
- [12] Pujol L (1968) Boiling heat transfer in vertical upflow and downflow tubes. PhD thesis, Lehigh University
- [13] Engineering ToolBox, (2001). [online] Available at: <https://www.engineeringtoolbox.com> [24.08.2020].
- [14] JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [15] Katto Y, Ohno H (1984) An improved version of the generalized correlation of critical heat flux for the forced convective boiling in uniformly heated vertical tubes. Int J Heat Mass Transfer 27(9):1641–1648.
- [16] Český hydrometeorologický ústav [online], 2018. [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/>.

- [17] Větrání a klimatizace. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901-5740-8.
- [18] White, E M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984
- [19] Product Guide: For Propane Applications. Emerson Climate Technologies. Aachen, Germany, 2016. Dostupné také z: www.emersonclimate.eu.
- [20] Octopus energy [online]. 11317 Tallinn, 2015 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://www.octopusenergy.eu/>.
- [21] Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp [online]. Bell, Ian H. and Wronski, Jorrit and Quoilin, Sylvain and Lemort, Vincent, 2014 [cit. 2020-08-24]. Dostupné z: <http://www.coolprop.org/>.
- [22] Eric W. Lemmon, Mark O. McLinden, and Wolfgang Wagner. Thermodynamic Properties of Propane. III. A Reference Equation of State for Temperatures from the Melting Line to 650 K and Pressures up to 1000 MPa. J. Chem. Eng. Data, 54:3141–3180, 2009.
- [23] MetalCentrum s. r. o. [online]. Bystřička 384, 2020 [cit. 2020-08-26]. Dostupné z: <https://www.metalcentrum.cz/>.
- [24] Shah RK, London AL (1978) Laminar flow forced convection in ducts. Academic, New York.
- [25] Chlazení a klimatizace [online]. [cit. 2020-08-20]. Dostupné z: www.store.danfoss.com.
- [26] Odlučovače tekutin [online]. Verona - Italy: Frigomec S.p.A, 2020 [cit. 2020-08-28]. Dostupné z: <https://www.frigomec.com/index.php/en/>.
- [27] Schiessl s.r.o. - chlazení, klimatizace a tepelná čerpadla [online]. [cit. 2020-08-20]. Dostupné z: www.schiessl.cz.
- [28] Deskové výměníky, SWEP [online]. VZH Ostrava [cit. 2020-09-01]. Dostupné z: <https://www.vymeniky-tepla.cz/>.

7 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Veličina
\dot{m}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní rychlost
c	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
σ	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$	povrchové napětí
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost
T	[K]	termodynamická teplota
p	[Pa]	absolutní tlak
t	[s]	čas
a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost zvuku
V	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok
m	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok
D	[m]	vnější průměr
d	[m]	vnitřní průměr
R	[m]	vnější průměr
r	[m]	vnitřní průměr
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
h	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	specifická entalpie
L	[m]	délka
l	[m]	charakteristický rozměr
β	$[\text{K}^{-1}]$	součinitel teplotní objemové roztažnosti
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
η	$[\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}]$	dynamická viskozita
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
ε	[1]	emisivita
α	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
\dot{x}	[1]	suchost
Q	[J]	teplo
\dot{q}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	hustota tepelného toku
A, S, f	$[\text{m}^2]$	průřezová plocha
C_F	[1]	faktor
C	[1]	bezrozměrný parametr
Δh_v	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrné skupenské teplo varu
K	[1]	konstanta rovnováhy
R_a	[m]	střední aritmetická drsnost
Re	[1]	Reynoldsovo číslo
Fr	[1]	Froudeho číslo
Pr	[1]	Prandtlovo číslo
Nu	[1]	Nusseltovo číslo

Symbol	Jednotka	Veličina
π	[1]	Ludolfovo číslo
φ	[°]	úhel sklonu od horizontální polohy
$\psi, \phi, \varepsilon, \gamma, H, x_{tt}, E$	[1]	parametr
ζ	[1]	koeficient poklesu tlaku
\tilde{M}	[$kg \cdot mol^{-1}$]	molární hmotnost
R	[$K \cdot W^{-1}$]	tepelný odpor
z	[m]	poloha od počátku sekce výparníku
L_c, m	[1]	parametry žebra
η	[1]	účinnost

Zkratka	Význam
TČ	tepelné čerpadlo
EV	expanzní ventil
EEV	elektronický expanzní ventil
CO_2	oxid uhličitý
Pa	pascal
W	watt
J	joule
K	kelvin
m	metr
s	sekunda
k	kilo
l	bezrozměrná veličina
obr	obrázek

Index	Význam
LO, l, L	kapalná fáze
GO, g, G	plynná fáze
crit, cr	kritická fáze
'	kapalina ve stavu varu
"	plyn ve stavu kondenzace
B	jádrový var
conv	konvektivní var
eq	rovnovážný stav
inl	na vstupu
onb	počátek jádrového varu
sat	nasycený
down	ve směru tíhového zrychlení
up	proti směru tíhového zrychlení

Index	Význam
p	přirozená
n	nucená
c	korekční
ž	žebro
in	vnitřní
out	vnější
t	celkový
tt	turbulentní
∞	okolí
w	stěna
sp	suchá pára