

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**OPTIMALIZACE ZDROJE A
DISTRIBUCE CHLADU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BC. MATĚJ KOPECKÝ

6 – TPR – 2023



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kopecký** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **473561**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky**
Studijní program: **prostředí Technika prostředí**
Specializace: **Bez specializace**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace zdroje a distribuce chladu

Název diplomové práce anglicky:

Optimization of the Cooling Energy Source and Distribution

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte model zdroje a distribuce chladu vybraného objektu a proveďte optimalizaci. Porovnejte několik variant řešení a provozu vybraného zdroje chladu.

Seznam doporučené literatury:

Chyský, J.; Hemzal, K. a kol. Větrání a klimatizace. Technický průvodce. BOLIT – B press, Brno 1993. ISBN 80-901574-0-8.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Miloš Lain, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Ing. Vladimír Šulc, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Datum zadání diplomové práce: **20.03.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.06.2023**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Miloš Lain, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal,
Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

SOUHRN

Diplomová práce se zabývá návrhem optimálních výpočtových postupů a konstrukcí zjednodušeného matematického modelu vhodného pro simulaci a řešení energetických optimalizací technologií nepřímého strojního chladicího zařízení. Zjednodušený matematický model vychází z koncepčního řešení energeticky úsporné technologie chlazení instalované a provozované ve velkém skladovacím a distribučním centru.

Teoretická část práce popisuje celkové technické řešení technologie chlazení, upřesňuje rozsah matematického modelu a stanovuje výpočtové postupy. Podrobně jsou popsány jednotlivé komponenty zjednodušeného systému, ale i jejich vzájemné interakce při změně provozních stavů. Jsou uvažovány statické i dynamické vlastnosti chování chladicího okruhu.

Výsledkem práce je ověření projektovou dokumentací definovaných provozních stavů chladicího okruhu a posouzení vypočteného a predikovaného chování chladicí technologie. Práce dále ověřuje a navrhuje další možné opatření pro energetickou optimalizaci technologie chlazení provozované v distribučním centru.

SUMMARY

The master thesis deals with the design of optimal computational procedures and the construction of a simplified mathematical model suitable for simulation and solution of energy optimization of indirect refrigeration technology. The simplified mathematical model is based on a conceptual solution of energy-saving cooling technology installed and operated in a large storage and distribution centre.

The theoretical part of the thesis describes the overall technical solution of the cooling technology, specifies the scope of the mathematical model and determines the calculation procedures. The individual components of the simplified system are described in detail, as well as their mutual interactions when operating states change. Both static and dynamic properties of the behaviour of the cooling circuit are considered.

The result of the work is the verification of project documentation of defined operating states of the cooling circuit and assessment of calculated and predicted behaviour of cooling technology. The thesis further verifies and proposes other possible measures for energy optimization of the cooling technology operated in the distribution centre.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Optimalizace zdroje a distribuce chladu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miloše Laina, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Kolíně 13. 6. 2023

Bc. Matěj Kopecký

Děkuji Ing. Miloši Lainovi, Ph.D. a Ing. Vladimíru Šulcovi, Ph.D., vedoucímu a konzultantovi mé diplomové práce za cenné rady, připomínky, ochotu a odbornou pomoc při tvorbě této práce.

Děkuji Pavlu Kopeckému a firmě Cooling Technology Solution s.r.o. za poskytnou projektovou dokumentaci a s ní spjaté konzultace.

Dále děkuji

Ing. Pavlu Adamečkovi, Albert Česká republika, s.r.o. a Zdeňku Daňkovi, Daněk chlazení s.r.o. za vstřícnost a umožnění přístupu do distribučního centra a možnosti využití a zpracování naměřených dat,

Ing. Ladislavu Tintěrovi, ENAT, s.r.o. za poskytnutí energetického posudku,

doc. Ing. Miroslavu Petrákovi, Ph.D., FS ČVUT, Güntner GmbH & Co. KG za poskytnuté technické podklady k chladicím aparátům,

Ing. Martinu Jankovi, ProjectService, Cooling Technology Solution s.r.o. za poskytnuté technické podklady k hydraulické části zdroje chladu,

Ing. Václavu Študlarovi, Ing. Janu Buřičovi, Ing. Michalu Pavlíčkovi a firmě SINOP CB a.s. za poskytnuté technické podklady ke zdroji chladu,

Ing. Kristianu Ludasovi, Ing. Tamasu Szekely, Ing. Michalu Kučerovi, a firmě Danfoss s.r.o. za poskytnuté technické podklady provozní automatiky.

Děkuji také své rodině, která v době, kdy jsem jí nemohl věnovat mnoho času, ke mně byla vstřícná, laskavá a trpělivá. Děkuji také za jejich podporu v průběhu celého svého studia.

OBSAH

1	Úvod.....	10
2	Popis systému	12
2.1	Stručný popis technologie chlazení	13
2.2	Popis základních částí systému.....	15
2.2.1	Zdroj chladu.....	15
2.2.2	Chladiče prostoru	15
2.2.3	Hydromodul vodního okruhu	15
2.2.4	Hydromodul okruhu MEG30.....	16
2.2.5	Suché chladiče	16
2.2.6	Otevřená chladicí věž	16
2.2.7	Tepelná čerpadla	16
3	Popis zjednodušeného systému	17
4	Teorie výpočtu pro simulaci základního parního chladicího cyklu.....	18
4.1	Výpočet zidealizovaného chladicího parního oběhu	18
4.2	Přenos tepla ve výparníku	24
4.3	Přenos tepla v kondenzátoru.....	25
4.4	Simulace	26
5	Model první generace.....	28
5.1	Hlavní předpoklady modelu	28
5.2	Metoda navrhování simulace.....	29
5.2.1	Výběr aplikace	29
5.2.2	Návrh výparníku	29
5.2.3	Výběr kompresoru.....	30
5.2.4	Isoentropická a objemová účinnost kompresoru	31
5.2.5	Návrh kondenzátoru	36
5.3	Program simulace	37
5.3.1	Stručný popis programu	37
5.3.2	Výpočet počátečních podmínek.....	37
5.3.3	Vnitřní iterační smyčka	37
5.3.4	Vnější iterační smyčka	38
5.4	Výsledky.....	38
5.5	Závěr	40
6	Model druhé generace.....	42

6.1	Schéma zapojení teplotnosných látek	44
6.2	Hlavní předpoklady modelu	47
6.3	Metoda navrhování simulace.....	49
6.3.1	Použití metody termické účinnosti.....	49
6.3.2	Rovnice toků tepla	50
6.4	Postu výpočtu	52
6.5	Poznámky k výpočtu.....	54
7	Teoretické poznatky k prostupu tepla a hydraulice.....	55
7.1	Prostup tepla ve výparníku.....	55
7.1.1	Přestup tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek.....	56
7.1.2	Vedení tepla stěnou trubky z vnitřního na vnější povrch.....	58
7.1.3	Přestup tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva.....	58
7.2	Prostup tepla v kondenzátoru	62
7.2.1	Přestup tepla z chladiva na vnější povrch trubek.....	63
7.2.2	Vedení tepla stěnou trubky z vnějšího na vnitřní povrch.....	66
7.2.3	Přestupu tepla z vnitřního povrchu trubek do chladicí vody	66
7.3	Prostup tepla v chladícím aparátu.....	66
7.4	Účinnost ventilátorů chladicího aparátu a oběhového čerpadla	67
8	Výsledky simulací.....	68
8.1	Operační podmínky chladicího systému	68
8.2	Elektrické příkony jednotlivých částí systému chlazení	70
8.2.1	Části technologie.....	71
8.2.2	Regulace výkonu kompresorů	71
8.2.3	Regulace výkonu oběhových čerpadel.....	71
8.2.4	Regulace výkonu chladičů prostoru	71
8.3	Optimalizace regulace oběhových čerpadel vodního okruhu.....	73
8.4	Optimalizace regulace chladičů prostoru	75
8.5	Optimalizace provozní obálky kompresoru	77
8.6	Porovnání matematického modelu a závěr výsledků.....	77
9	Závěr.....	79
10	Seznam použité literatury	80
11	Seznam příloh.....	83

PŘEHLED POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Použité veličiny

A	$[m^2]$	Plocha
COP	$[-]$	Coefficient of performance
D	$[m]$	Průměr
EER	$[-]$	Energy efficiency ratio
f	$[m^2 K/W]$	faktor zanesení
h	$[J/kg]$	Entalpie
\dot{m}	$[kg/s]$	Hmotnostní tok
N	$[-]$	Počet
NTU	$[-]$	Bezrozměrná velikost výměníku
p	$[Pa]$	Tlak
P	$[W]$	Příkon
PR	$[-]$	Tlakový poměr
q	$[W/kg]$ a $[W/m^3]$	Chladivost
\dot{Q}	$[W]$	Tok tepla
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
S	$[m^2]$	Plocha
SDT	$[^\circ C]$	Kondenzační teplota
SST	$[^\circ C]$	Vypařovací teplota
t	$[^\circ C]$	Teplota
U	$[W/m^2 K]$	Součinitel prostupu tepla
\dot{V}	$[m^3/s]$	Objemový tok
w	$[W/K]$	Kapacita proudu
wl	$[\%]$	Vytížení
α	$[W/m^2 K]$	Součinitel přestupu tepla
ε	$[W/kg]$ a $[W/m^3]$	Měrné isoentropická práce kompresoru
η	$[-]$	Účinnost
λ	$[W/m K]$	Součinitel tepelné vodivosti
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota

Použité indexy

'	Vstupní
"	Výstupní
Δ	Pro rozdíl
<i>com</i>	Kompresor
<i>cnd</i>	Kondenzační
<i>e</i>	Vnější
<i>evp</i>	Vypařovací
<i>i</i>	Vnitřní
<i>IE</i>	Isoentropický
<i>LMTD</i>	Střední logaritmický teplotní spád
<i>m</i>	Hmotový
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>se</i>	Vnější povrch
<i>si</i>	Vnitřní povrch
<i>S</i>	Zdvihový
<i>SC</i>	Podchlazení
<i>SH</i>	Přehřátí
<i>V</i>	Objemový

1 ÚVOD

Cílem této diplomové práce je vypracovat matematický model zdroje chladu a navazující distribuce chladu pomocí teplonosné látky. Cílem matematického modelu je reprezentovat technické řešení distribučního centra firmy Albert Česká republika, s.r.o. v Olomouci a umožnit analýzu a predikci chování stávající technologie chlazení při různých provozních podmínkách. Model umožní zkoumat vliv vnějších podmínek a nastavení jednotlivých částí technologie chlazení na spotřebu elektrické energie.

V současnosti použitá technologie nepřímého chlazení v distribučním centru navazuje na zadávací projektovou dokumentaci PD.019/2019 [1], Cooling Technology Solution s.r.o., úspory energie v distribučním centru Albert Olomouc, energetický posudek 267965/2019 [2], Enat s.r.o. a vychází z konceptu technického řešení NDS^{®1}. Jedná se o technologii instalovanou v roce 2020, rekonstrukce chlazení byla provedena s podporou operačního programu PIK. Nová chladicí technologie nahradila stávající čpavkovou technologii nepřímého chlazení provozovanou od roku 2004.

Technické řešení stávající technologie chlazení bylo navrženo s cílem zajistit snížení ročních provozních nákladů na energie přibližně o 48 % a současně zajistit soběstačnost a nezávislost na dodávce plynu pro otopnou soustavu. Jedná se o vysoce účinné technické řešení využívající bezolejové turbokompresory vybavené elektromagnetickými ložisky, optimalizovaný zaplavený výparníkový systém s ekonomizérem, dále variabilní systém chlazení jednotlivých komor distribučního centra pomocí ledové vody, pokročilý způsob regulace jednotlivých připojených chladičů a kombinaci adiabatické a suché kondenzace zdroje chladu. Rovněž jsou zde použita tepelná čerpadla sloužící pro ohřev administrativní části distribučního centra, komory zeleniny a okruhu teplé užitkové vody, využívající odpadní teplo z technologie chlazení jako zdroj energie.

Technologie chlazení má více stupňů volnosti, tedy je možné za stejných vnějších podmínek dosahovat klíčových, investorem požadovaných, provozních hodnot jako je teplota prostoru připojených chlazených komor, teplota vody v otopné soustavě atd. Oproti původní technologii chlazení je dosaženo významně nižšího odběru elektrického proudu pomocí různých nastavení jednotlivých funkčních částí systému.

S ohledem na výše uvedené je patrné, že nelze jednotlivé části systému (zdroj chladu, chladiče, hydraulický modul a.j.) optimalizovat samostatně, protože se vzájemně ovlivňují a projektově uvažované hodnoty nepostihují všechny možné operační podmínky. Není tedy možné jednoduše ověřit, zda projektový návrh vyhovuje všem okrajovým podmínkám provozu, ale zejména nelze bezpečně definovat požadované nastavení a chování jednotlivých částí technologie chlazení.

Pro přesné vyhodnocení ideálního chování technologie chlazení, zejména z hlediska spotřeby elektrické energie je nutný komplexnější přístup, tedy ucelený matematický model, který bude spojovat navzájem se ovlivňující modely jednotlivých komponent a

¹ Technický koncept řešení technologie nepřímého chlazení s vysokou účinností, Kopecký, Študlar, Odráček, prezentováno Chillventa 2018.

simulovat tak celý systém jako celek. V současnosti pro tako komplexní technologii výše popsaný matematický model neexistuje.

Výsledky a závěry z matematického modelu systému chlazení mohou přinést doporučení pro budoucí návrhy podobných systému, a současně definovat možnosti energetické a provozní optimalizace stávajícího systému.

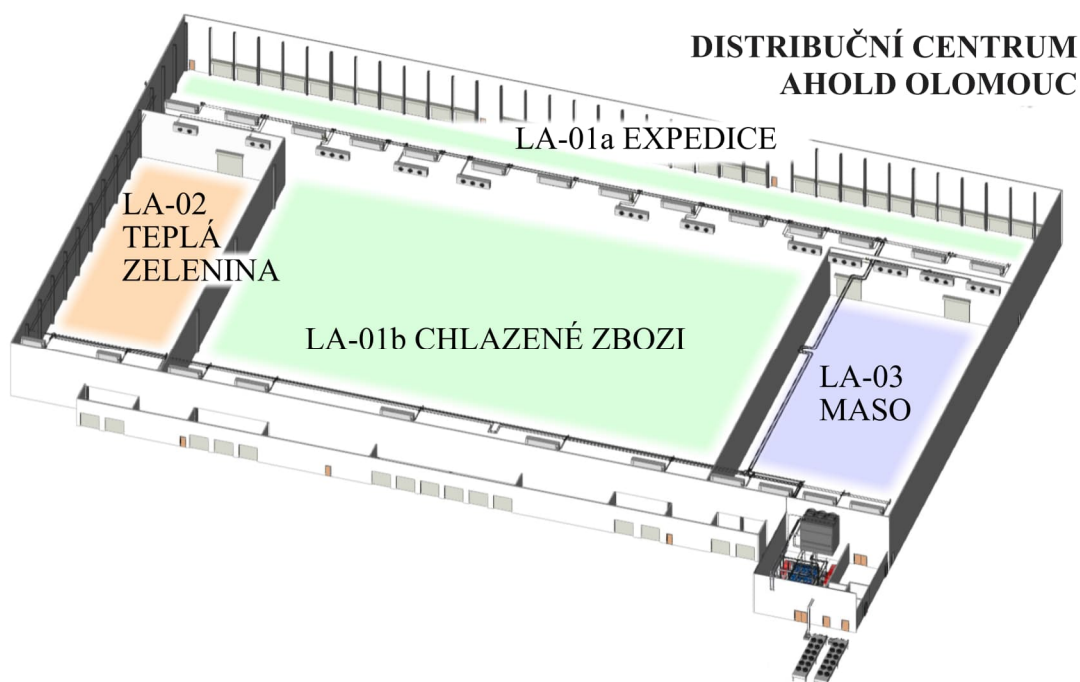
Některé části popisované technologie, technická data využitá z provozu distribučního centra Albert, projektová dokumentace a energetický posudek, jsou autorským dílem v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb. [3]. Využití těchto částí díla se tedy dotýká autorských práv, které je nezbytné řešit licenční smlouvou.

2 POPIS SYSTÉMU

Výchozími podklady pro diplomovou práci je projektová dokumentace PD.119.DVZ.ÚSPORY [1], navazující realizační projektová dokumentace, osobní návštěva lokality, provozní data z monitorovacího systému AK-SM 550A a data z grafické vizualizace a databázového serveru Zabbix. Projektová dokumentace popisuje technologii nového strojního chlazení pro skladovací prostory LA-01b Chlazené zboží, LA-03 Maso, prostor skladování a balení LA-02 a expedice LA-01a viz obr. 2-1. Prostorové teploty jednotlivých komor jsou zobrazeny v tab. 2-1.

Tab. 2-1 prostorové teploty jednotlivých komor [1]

Číslo komory	Název komory	Požadovaná teplota	Teplotní diference
LA-01a	Expedice	5 °C	2 K
LA-01b	Chlazené zboží	4 °C	2 K
LA-02	Teplá zelenina	10 °C	2 K
LA-03	Maso	2 °C	1,5 K



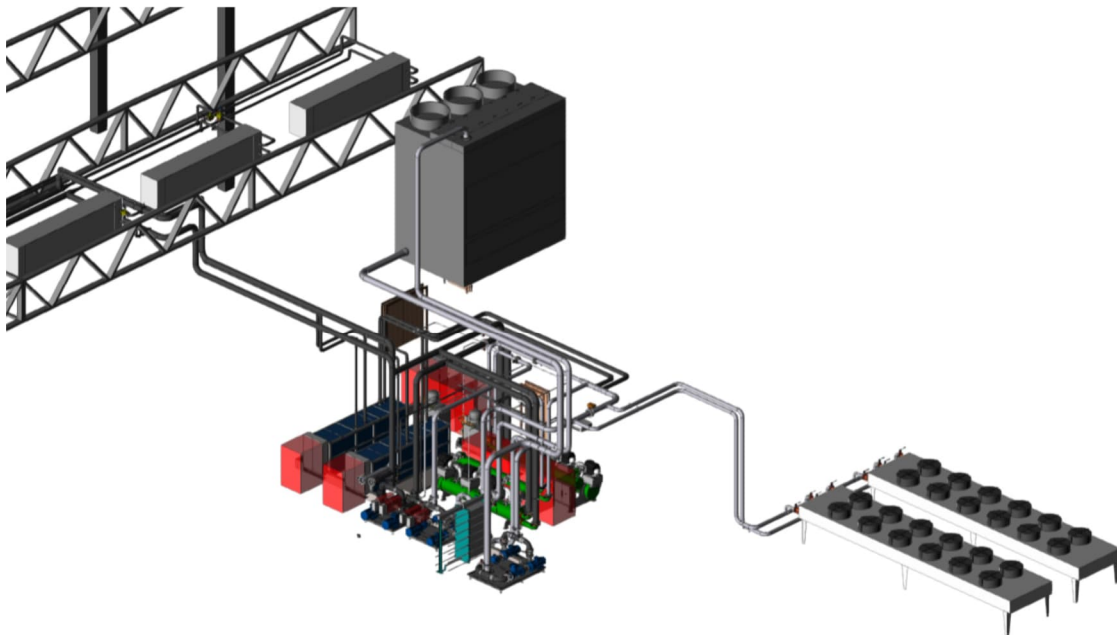
Obr. 2-1, dispozice komor [1]

Dále dokumentace popisuje systém využití odpadního tepla produkovaného zdrojem chladu, zvýšení teplotního potenciálu tohoto tepla pomocí tepelných čerpadel a využití tepla pro ohřev administrativní části distribučního centra, ohřevu komory teplá zelenina LA-02 v zimních měsících a ohřev teplé užitkové vody.

2.1 Stručný popis technologie chlazení

Nová technologie chlazení plně respektuje současná pravidla ochrany životního prostředí. Chladivo se vyskytuje pouze ve strojní části zdroje chladu, má hodnotu GWP² indexu nižší než 150 a hodnotu ODP³ indexu rovnou 0.

Náhled na technologii je vyobrazen na obr. 2-2.



Obr. 2-2, náhled na technologii [1]

Technologie strojního chlazení je v souladu s ČSN EN 378, A2:2017 [4] a je řešena jako nepřímá, kdy je chlad dominantně rozváděn pomocí sekundární teplotnosné látky. Pro chlazení je jako teplotnosná látka využita ledová voda. Nová technologie chlazení je vybavena využitím odpadního kondenzačního tepla pomocí tepelných čerpadel.

Zdroj chladu tvoří dvě vysoce účinné chladicí jednotky. Návrhový chladicí výkon jedné jednotky je 884 kW, celkově mají oba zdroje chladicí výkon 1,768 MW. Chladicí jednotky jsou umístěny ve stávající strojovně chlazení, stejně tak hydraulická část zdroje chladu, frekvenčně modulovaná čerpadla, která zajišťují dopravu sekundárních teplotnosných látek. Strojovna chlazení byla projektována v souladu s ČSN EN 378 [4].

Odvod kondenzačního tepla ze zdroje chladu je zajištěn pomocí kombinace suchých chladičů a otevřené chladicí věže oddělené deskovým výměníkem. V letním období chladicí technologie odvádí kondenzační teplo do okolí v mokřém režimu pomocí chladicí věže, v zimním období v suchém režimu pomocí suchých chladičů. Celkový

² Global Warming Potential

³ Ozon Depletion Potential

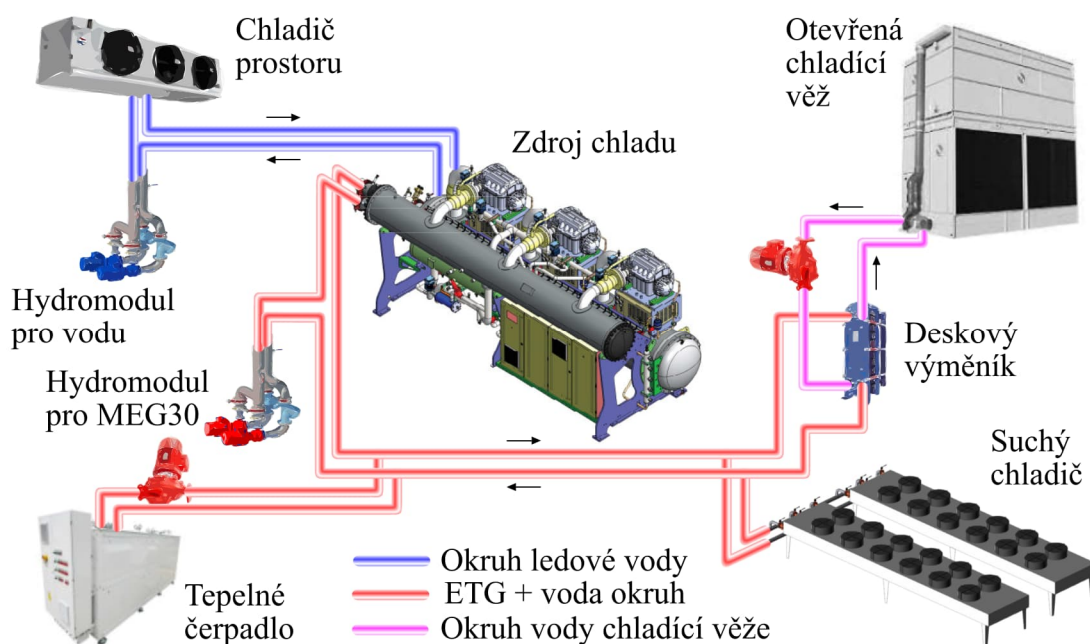
tepelný výkon chladiců je 2,7 MW. Sekundární teplotonosnou látkou pro odvod kondenzačního tepla je 30% vol. směs etylenglykolu a vody, dále jen MEG30⁴. [5]

Kondenzační teplo z technologie chlazení je prioritně využíváno pomocí dvojice tepelných čerpadel o celkovém tepelném výkonu 288 kW.

Nové chlazení distribučního centra nahradilo stávající technologii chlazení pracující s amoniakem jako chladivem a solankou typu R⁵ jako teplotonosnou látkou. Cílem technického řešení projektu bylo zajistit maximální provozní úspory energetických zdrojů elektřiny a plynu. Prioritou investora bylo zachování provozu distribučního centra bez omezení, tedy stávající technologie chlazení musela být zachována v provozu a teprve po instalaci nové technologie bylo možné stávající technologii demontovat. [1]

Technologie chlazení se skládá ze zdrojů chladu, chladících aparátů, suchých chladiců a chladicí věže, oběhových čerpadel, provozní automatiky, potrubních rozvodů, elektrických rozvaděčů, regulátorů a monitorovacího systému. Podrobně je systém popsán zde [1].

Níže je popis a schéma zapojení základních komponent viz obr. 2-3.



Obr. 2-3, koncepční schéma zapojení základních komponent

⁴ Mono etylen glykol

⁵ roztok chloridu vápenatého vody

2.2 Popis základních částí systému

2.2.1 Zdroj chladu

Každá z celkem dvou jednotek CW-M3-TGS310HL je kompaktní chladič kapaliny, s kapalinou chlazeným kondenzátorem, vybavený turbokompresory, které pracují bez olejové náplně a s plynulou regulací výkonu. Chladicí okruh je naplněn chladivem R1234ze(e) patřící do kategorie HFO⁶. Technologie umožňuje produkci chladu s variabilním průtokem a teplotním spádem na chladicí i kondenzační straně. Systém je osazen zaplaveným výparníkem a oproti standardnímu paro-kompresorovému chladicímu cyklu obsahuje integrovaný ekonomizér zajišťující podchlazení kapalného chladiva [1].

Jednotky jsou vybaveny kompletním silovým a řídicím rozvaděčem. Regulační systém umožňuje precizní regulaci chladicího výkonu ve vazbě na požadovanou výstupní teplotu teplotnosné látky. Jednotky obsahují integrované měření elektrického příkonu, odběru elektrické energie, elektrického proudu a ostatních provozních parametrů.

2.2.2 Chladiče prostoru

Chladiče prostoru jsou lamelové výměníky zajišťující přenos tepla mezi ochlazovaným vzduchem a chladicí vodou. Jsou opatřeny ventilátory s EC⁷ stejnosměrnými motory s možností modulace otáček, které nasávají vzduch přes teplosměnnou plochu a ochlazený ho distribuují do prostoru komory. Chladiče udržují požadovanou prostorovou teplotu v komoře a každý z nich je samostatně regulován. Chladiče kontrolují vstupní a výstupní teplotu chlazeného vzduchu, teplotu lamelové plochy, a vstupní a výstupní teplotu vody. Regulace výkonu aparátu probíhá změnou otáček ventilátorů a změnou průtoku, pomocí regulačního ventilu ABQM. Ventily ABQM současně zajišťují hydraulické vyvážení soustavy. [1]

2.2.3 Hydromodul vodního okruhu

Hydromodul zajišťuje dopravu teplotnosné látky, vody, mezi výparníkem zdroje chladu, a chladičem prostoru. Hydromodul se skládá z dvojice paralelně zapojených oběhových čerpadel. Oběhová čerpadla jsou radiální odstředivá se synchronními reluktančními motory bez permanentních magnetů s frekvenčním měničem otáček. Rozsah frekvencí mezi 30 až 100 Hz odpovídá rozsahu otáček 900 až 3000 ot/min pro tento dvoupólový motor. V současnosti jsou čerpadla regulovaná na konstantní dopravní tlak. [1]

⁶ Hydrofluoralkeny

⁷ Elektronicky Komutovaný s permanentními magnety

2.2.4 Hydromodul okruhu MEG30

Hydromodul zajišťuje dopravu teplotně nosné látky MEG30 mezi kondenzátorem zdroje chladu a ve venkovním prostředí umístěnými suchými chladiči a oddělovacím deskovým výměníkem. Hydromodul je vybaven dvojicí paralelně zapojených oběhových čerpadel obdobně jako hydromodul vodního okruhu. [1]

2.2.5 Suché chladiče

Suché chladiče zajišťují odvod kondenzačního tepla z teplotně nosné látky MEG30 zejména při nízkých okolních teplotách. Regulace probíhá pouze změnou otáček EC ventilátorů. Je kontrolována teplota nasávaného vzduchu do aparátu, tedy teplota okolí a vstupní a výstupní teplota chlazené teplotně nosné látky MEG30. [1]

2.2.6 Otevřená chladicí věž

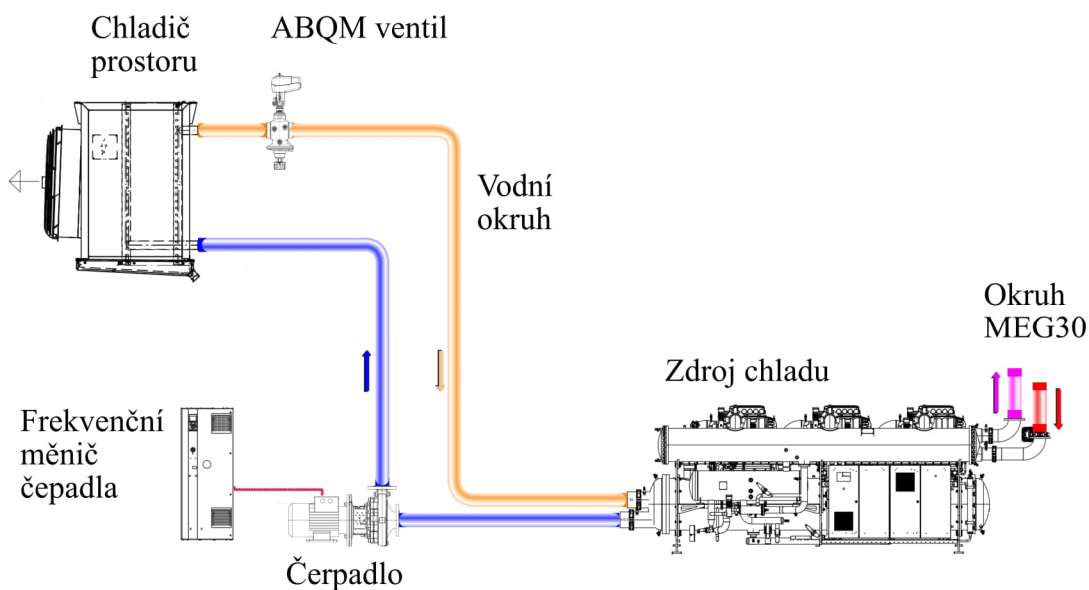
Otevřená chladicí věž zajišťuje hlavní odběr kondenzačního tepla z MEG30 v letním období. Chladicí věž pracuje s vlastním otevřeným okruhem chladicí vody. Od uzavřeného chladicího okruhu MEG30 mezi zdrojem chladu, tepelným čerpadlem a suchým chladičem je tento okruh oddělen pomocí deskového výměníku. Regulace chladicí věže probíhá změnou otáček ventilátorů pomocí frekvenčních měničů. Je kontrolována teplota a vlhkost nasávaného vzduchu do chladicí věže a vstupní a výstupní teplota chlazené teplotně nosné látky, vody. Regulace chladicí věže dále zahrnuje ovládání oběhových čerpadel, plnění a odluh chlazené vody. [1]

2.2.7 Tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla odebírají z okruhu MEG30 kondenzační teplo produkované zdroji chladu, kterému zvedá teplotní potenciál. V závislosti na okolních podmínkách a vytížení zdrojů chladu lze využívat prakticky celý kondenzační výkon. Tepelná čerpadla svým provozem zvyšují celkový chladicí faktor zdroje chladu. Cirkulaci MEG30 přes tepelná čerpadla zajišťují jeho vlastní oběhová čerpadla. [1]

3 POPIS ZJEDNODUŠENÉHO SYSTÉMU

S ohledem na možnosti a rozsah diplomové práce, by bylo velice obtížné simulovat celý stávající systém se všemi jeho komponenty. Proto byl vytvořen zjednodušený systém reprezentující ten stávající. Jeho schéma zapojení je patrné z obrázku obr. 3-1.



Obr. 3-1, schéma zjednodušeného systému

Tento zjednodušený systém obsahuje jednu ze dvou projektově navržených turbokompresorových jednotek CW-M3-TGS310HL. Chladicí jednotka CW-M3-TGS310HL obsahuje tři turbokompresory TG310-H-3-ST-SL viz příloha 1, zaplavený výparník EFWN.7142296-2P.M viz příloha 7 a kondenzátor CB.4542200-2P.M H3 viz příloha 8. Dopravu teplotnosné látky, chladicí vody zajišťuje jedno ze dvou navržených čerpadel ETB-100-080-160 GGSA V66D202202 B viz příloha 9, které jsou součástí hydromodulu vodního okruhu. Chladicí aparáty reprezentuje 18 paralelně zapojených chladičů prostoru S-GGHN 080.2H/34-AU250/8P.E viz příloha 10, které jsou v původním systému dominantně zastoupené.

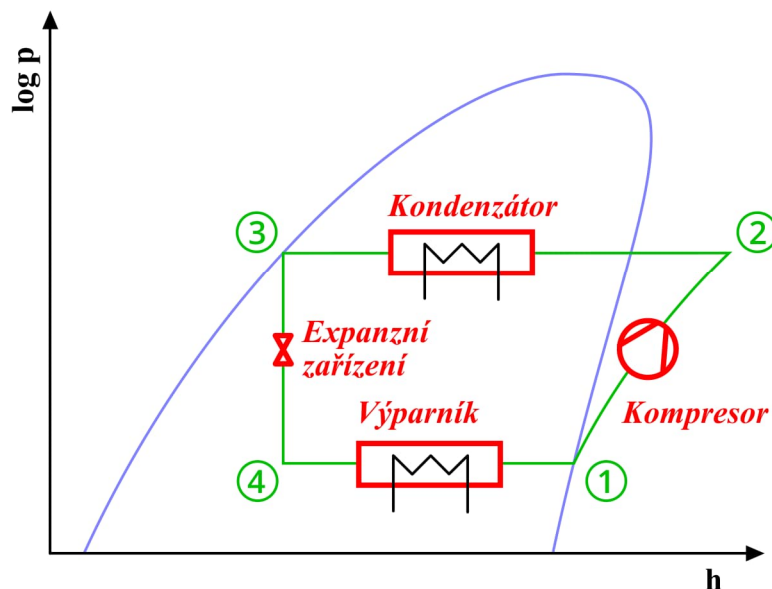
Funkce suchého chladiče, chladicí věže a tepelného čerpadla není s ohledem na rozsah a možnosti diplomové práce modelována.

Kondenzační strana je reprezentována pouze změnou teploty teplotnosné kapaliny MEG30 pro chlazení kondenzátoru zdroje chladu.

4 TEORIE VÝPOČTU PRO SIMULACI ZÁKLADNÍHO PARNÍHO CHLADÍČÍHO CYKLU

4.1 Výpočet zidealizovaného chladicího parního oběhu

Při zanedbání tlakových a tepelných ztrát je chladicí parní cyklus ztotožnitelný z Clausius-Rankinovým cyklem [6]. Cyklus se skládá ze čtyř základních částí, výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního zařízení. V každé z nich probíhá změna stavu chladiva. Ve výparníku předává teplo chlazená látka mokré páře chladiva, jejíž kapalná složka mění skupenství a dochází tak k izotermickému a izobarickému varu. V kompresoru jsou isoentropicky stlačeny syté páry chladiva. V kondenzátoru nejprve izobaricky předává přehřátá pára chladiva citelné teplo chladicí látce, poté chladivo izobaricky a izotermicky kondenzuje a ohřívá tak chladicí látku skupenským teplem. V expanzním zařízení je chladivo z formy syté kapaliny a tlaku ve výparníku nevratně adiabaticky expandováno do stavu mokré páry a tlaku ve výparníku. Na obr. 4-1 je znázorněn tento cyklus v p-h diagramu i s jeho základními částmi. Na obr. 4-1 jsou zobrazeny důležité stavy chladiva, které jsou očíslovány pro potřeby následujících rovnic.



Obr. 4-1, chladicí parní cyklus se základními součástmi

Základní vztahy pro výpočet chladicího výkonu rov. (4-1) a rov. (4-2), hmotové chladivosti rov. (4-3), objemové chladivosti rov. (4-4).

$$\dot{Q}_{evp} = q_{m,evp} * \dot{m} \quad (4-1)$$

$$\dot{Q}_{evp} = q_{V,evp} * \dot{V} \quad (4-2)$$

$$q_{m,evp} = h_1 - h_4 \quad (4-3)$$

$$q_{V,evp} = (h_1 - h_4) * \rho \quad (4-4)$$

Kde \dot{Q}_{evp} [W] je chladicí výkon, \dot{m} [kg/s] je hmotností tok chladiva, \dot{V} [m³/s] je objemový průtok chladiva v sání kompresoru, ρ [kg/m³] je hustota nasávaného chladiva, $q_{m,evp}$ [W/kg] je hmotová chladivost, $q_{V,evp}$ [W/m³] je objemová chladivost, h_1 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 1, h_4 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 4.

Výpočet kondenzačního výkonu rov. (4-5) a rov. (4-6), množství tepla na jednotku hmotnosti chladiva rov. (4-7), množství tepla na jednotku objemu chladiva rov. (4-8).

$$\dot{Q}_{cnd} = q_{m,cnd} * \dot{m} \quad (4-5)$$

$$\dot{Q}_{cnd} = q_{V,cnd} * \dot{V} \quad (4-6)$$

$$q_{m,cnd} = h_2 - h_3 \quad (4-7)$$

$$q_{V,cnd} = (h_2 - h_3) * \rho \quad (4-8)$$

Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je kondenzační výkon, \dot{m} [kg/s] je hmotností tok chladiva, \dot{V} [m³/s] je objemový průtok chladiva v sání kompresoru, ρ [kg/m³] je hustota nasávaného chladiva, $q_{m,cnd}$ [W/kg] je množství kondenzačního tepla na jednotku hmotnosti chladiva, $q_{V,cnd}$ [W/m³] je množství kondenzačního tepla na jednotku objemu chladiva, h_2 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 2, h_3 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 3.

Výpočet isoentropického příkonu kompresoru rov. (4-9) a rov. (4-10), měrné hmotové isoentropické práce kompresoru rov. (4-11), měrné objemové isoentropická práce kompresoru rov. (4-12).

$$P_{com} = \varepsilon_m * \dot{m} \quad (4-9)$$

$$P_{com} = \varepsilon_V * \dot{V} \quad (4-10)$$

$$\varepsilon_m = h_1 - h_2 \quad (4-11)$$

$$\varepsilon_V = (h_1 - h_2) * \rho \quad (4-12)$$

Kde P_{com} [W] je isoentropický příkon kompresoru, \dot{m} [kg/s] je hmotností tok chladiva, \dot{V} [m³/s] je objemový průtok chladiva, ρ [kg/m³] je hustota nasávaného chladiva, ε_m [W/kg] je měrná hmotová isoentropická práce kompresoru, ε_V [W/m³] je měrná objemová isoentropická práce kompresoru, h_1 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 1, h_2 [J/kg] je entalpie chladiva v bodě 2.

Vlastnosti chladiv v různých stavech mohou být odečteny z diagramů, tabulek nebo elektronických databází.

Pro určení jakékoli vlastnosti chladiva v jakémkoli bodě potřebujeme znát typ chladiva a dvě informace. V oblasti mimo křivku sytosti musíme znát dvě stavové veličiny pro určení jakékoli třetí. Pokud se bod nachází na křivce syté kapaliny nebo syté páry⁸ stačí pouze jedna stavová veličina pro určení jakékoli další.

Pro funkci Clausius-Rankinova oběhu jsou určují dva parametry, vypařovací a kondenzační teplota, resp. vypařovací a kondenzační tlak. Při znalosti těchto parametrů a vlastností Clausius-Rankinova oběhu jsou všechny čtyři body v p-h diagramu plně určeny. Bod 1 se nachází na křivce syté páry a známe tlak v tomto bodě, můžeme tak odečíst z databáze entropii. V bodě 2 známe tlak a je zde stejná entropie jako v bodě 1. Bod 3 se nachází na křivce syté kapaliny a známe i tlak v tomto bodě. Můžeme odečíst entalpie pro body 1, 2 a 3. V bodě 4 známe tlak a je zde entalpie stejná jako v bodě 3. Všechny body jsou tak plně určeny.

Typ chladiva, vypařovací a kondenzační teplota plně určují Clausius-Rankinův oběh a stavy chladiva v jednotlivých bodech. Známe entalpii chladiva ve všech bodech a hustotu chladiva v bodě 1. Pomocí rov. t2, t4, t6, t8, t10, t12 je vypočten chladicí výkon, kondenzační výkon, příkon kompresoru.

⁸ což je první informace

Pro chladicí výkon, kondenzační výkon, příkon kompresoru platí základní rovnice chladicí techniky rov. (4-13).

$$\dot{Q}_{cnd} = \dot{Q}_{evp} + P_{com} \quad (4-13)$$

Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je kondenzační výkon, \dot{Q}_{evp} [W] je chladicí výkon, P_{com} [W] je isoentropický příkon kompresoru.

Výpočet EER, COP viz rov. (4-14) a rov. (4-15).

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evp}}{P_{com}} \quad (4-14)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cnd}}{P_{com}} \quad (4-15)$$

Z výše uvedeného vyplývá závislost viz rovnice níže

$$q_{m,evp}, q_{m,cnd}, \varepsilon_m = f(\text{Typ chladiva}, t_{evp}, t_{cnd}) \quad (4-16)$$

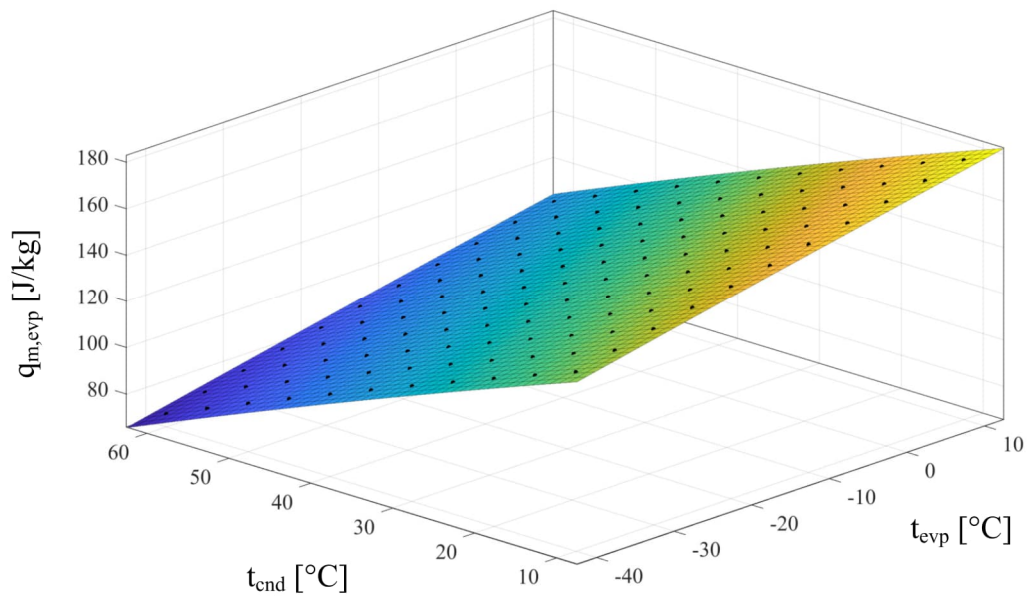
$$q_{V,evp}, q_{V,cnd}, \varepsilon_V = f(\text{Typ chladiva}, t_{evp}, t_{cnd}) \quad (4-17)$$

$$\dot{Q}_{evp}, \dot{Q}_{cnd}, P_{com} = f(\text{Typ chladiva}, t_{evp}, t_{cnd}, \dot{V}) \quad (4-18)$$

$$COP, EER = f(\text{Typ chladiva}, t_{evp}, t_{cnd}) \quad (4-19)$$

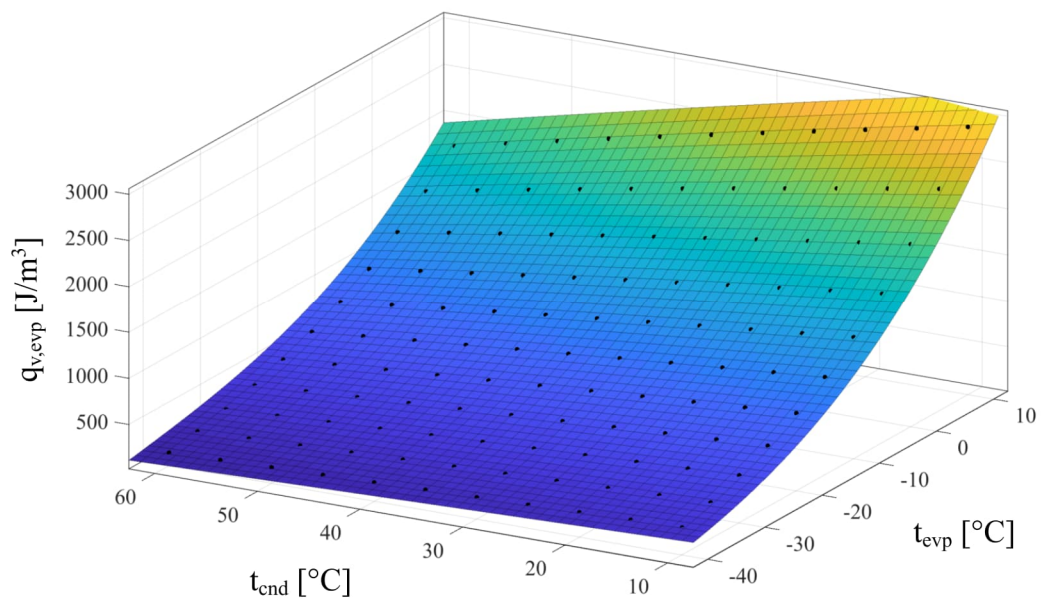
Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je kondenzační výkon, Kde \dot{Q}_{evp} [W] je chladicí výkon, P_{com} [W] je isoentropický příkon kompresoru, $q_{m,evp}$ [W/kg] je hmotová chladivost, $q_{V,evp}$ [W/m³] je objemová chladivost, $q_{m,cnd}$ [W/kg] je množství kondenzačního tepla na jednotku hmotnosti chladiva, $q_{V,cnd}$ [W/m³] je množství kondenzačního tepla na jednotku objemu chladiva, ε_m [W/kg] je měrná hmotová isoentropická práce kompresoru, ε_V [W/m³] je měrná objemová isoentropická práce kompresoru, t_{evp} [°C] je vypařovací teplota, t_{cnd} [°C] je kondenzační teplota.

Závislost z rov. (4-16) pro hmotovou chladivost je zobrazena na obr. 4-2.

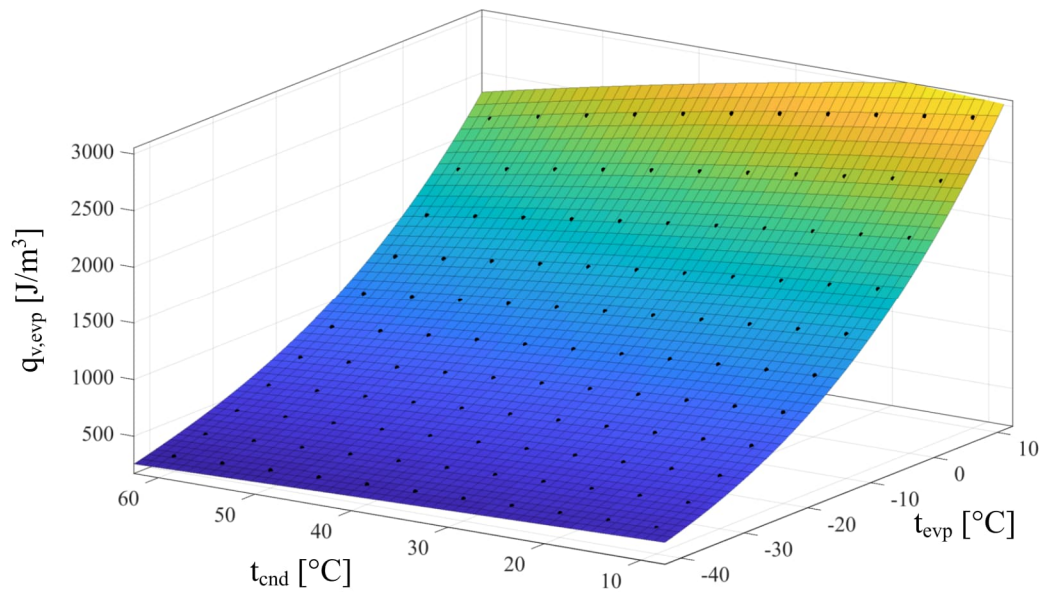


Obr. 4-2, hmotová chladivost v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotě

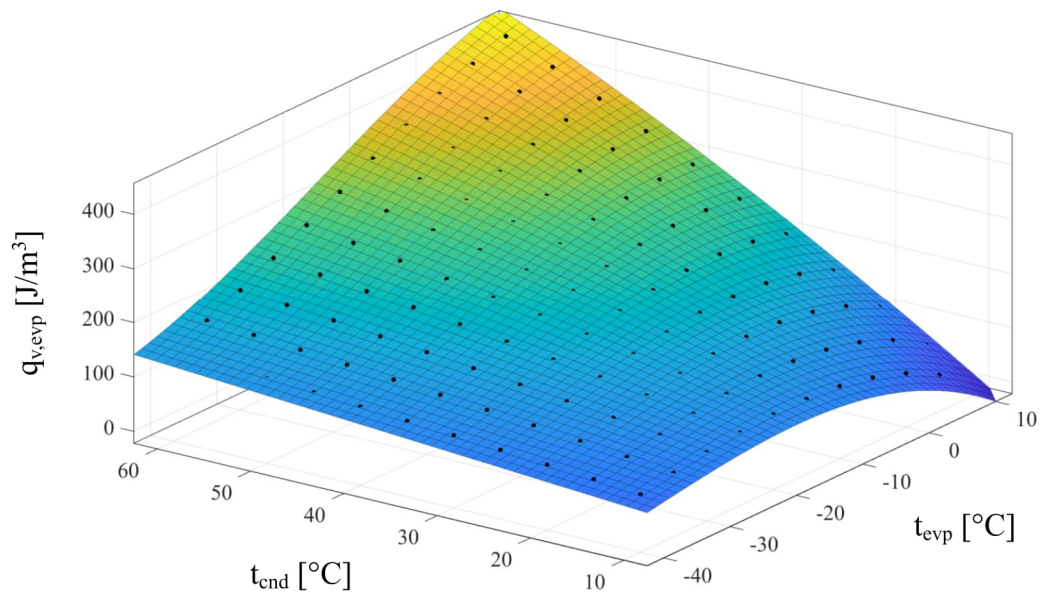
Závislosti z rov. (4-17) pro objemovou chladivost, množství kondenzačního tepla na jednotku objemu chladiva a měrnou objemovou isoentropickou práci kompresorů jsou zobrazeny na obr. 4-3, obr. 4-4, obr. 4-5 v tomto pořadí.



Obr. 4-3, objemová chladivost v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotu



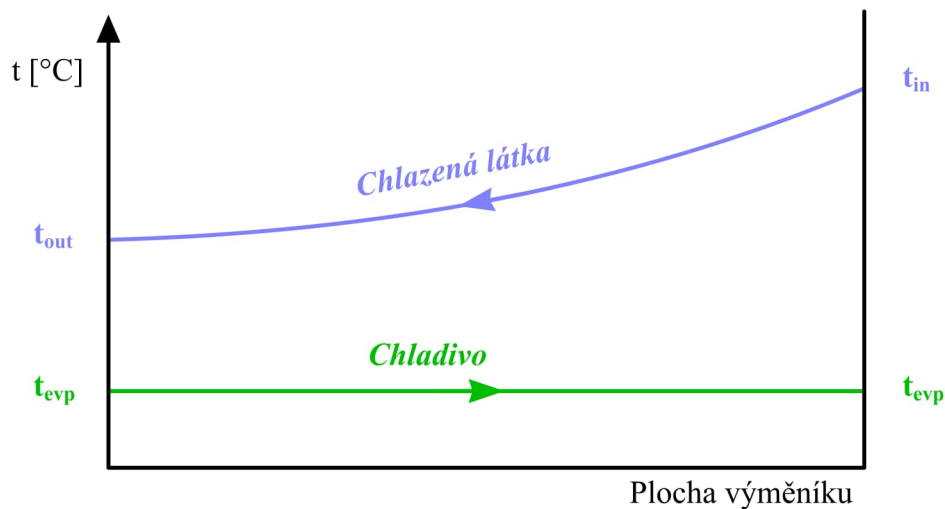
Obr. 4-4, množství kondenzačního tepla na jednotku objemu chladiva v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotu



Obr. 4-5, měrná objemová isoentropická práce kompresoru v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotu

4.2 Přenos tepla ve výparníku

Výparník je považován za ideální protiproudý výměník tepla, kde se na jedné straně vypařuje chladivo, na druhé straně ochlazuje sekundární teplotně nosná látka. Teplotní profily ve výparníku viz obr. 4-6. Pro výpočet přenášeného výkonu je v tomto základním případě použita metoda středního logaritmického teplotního spádu.



Obr. 4-6, teplotní profil chladiva a sekundární teplotně nosné látky ve výparníku, t_{evp} vypařovací teplota, t_{in} vstupní teplota sekundární teplotně nosné látky, t_{out} výstupní teplota sekundární teplotně nosné látky

Pro výpočet přenosu tepla viz rov. (4-20).

$$\dot{Q}_{evp} = S * U * \Delta t_{LMTD} \quad (4-20)$$

Kde \dot{Q}_{evp} [W] je přenášený tok tepla, S [m²] teplosměnná plocha výměníku, U [W/m² K] součinitel prostupu tepla, Δt_{LMTD} [K] střední logaritmický teplotní rozdíl.

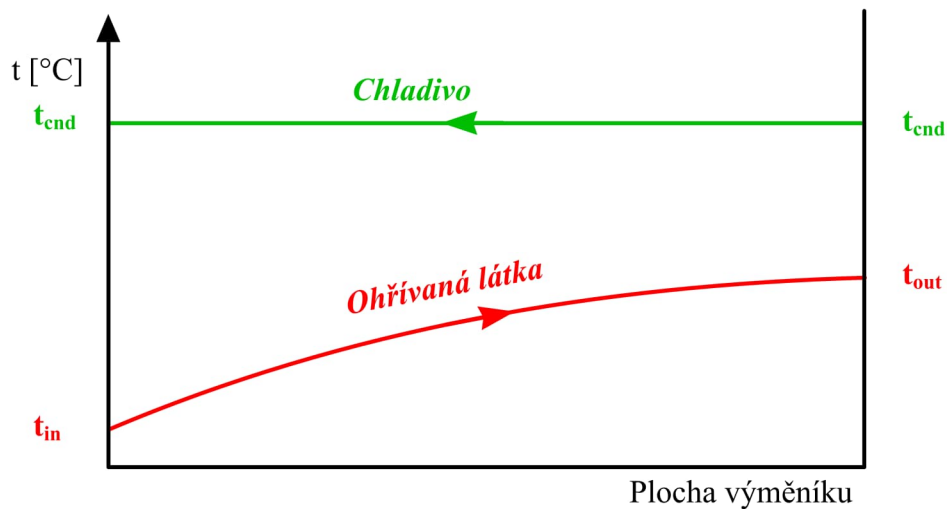
Střední logaritmický teplotní rozdíl viz rov. (4-21).

$$\Delta t_{LMTD} = \frac{(t_{e,in} - t_{evp}) - (t_{e,out} - t_{evp})}{\ln \frac{(t_{e,in} - t_{evp})}{(t_{e,out} - t_{evp})}} \quad (4-21)$$

Kde Δt_{LMTD} [K] střední logaritmický teplotní rozdíl, t_{evp} [°C] vypařovací teplota, $t_{e,in}$ [°C] vstupní teplota sekundární teplotně nosné látky, $t_{e,out}$ [°C] výstupní teplota sekundární teplotně nosné látky.

4.3 Přenos tepla v kondenzátoru

Kondenzátor je považován za ideální protiproudý výměník tepla, kde na jedné straně kondenzuje chladivo a na druhé straně se ohřívá sekundární teplotná látka. Teplotní profily v kondenzátoru viz obr. 4-7. Pro výpočet přenášeného výkonu je v tomto základním případě použita metoda středního logaritmického teplotního spádu.



Obr. 4-7, teplotní profil chladiva a sekundární teplotné látky v kondenzátoru, t_{evp} vypařovací teplota, t_{in} vstupní teplota sekundární teplotné látky, t_{out} výstupní teplota sekundární teplotné látky

Pro výpočet přenosu tepla viz rov. (4-22).

$$\dot{Q}_{cnd} = S * U * \Delta t_{LMTD} \quad (4-22)$$

Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je přenášený tok tepla, S [m²] teplosměnná plocha výměníku, U [W/m² K] součinitel prostupu tepla, Δt_{LMTD} [K] střední logaritmický teplotní rozdíl.

Střední logaritmický teplotní rozdíl viz rov. (4-23)

$$\Delta t_{LMTD} = \frac{(t_{cnd} - t_{c,in}) - (t_{cnd} - t_{c,out})}{\ln \frac{(t_{cnd} - t_{c,in})}{(t_{cnd} - t_{c,out})}} \quad (4-23)$$

Kde Δt_{LMTD} [K] je střední logaritmický teplotní rozdíl, t_{cnd} [°C] kondenzační teplota, $t_{c,in}$ [°C] vstupní teplota sekundární teplotnosné látky, $t_{c,out}$ [°C] výstupní teplota sekundární teplotnosné látky.

4.4 Simulace

Cílem simulačního výpočtu je spočítat všechny parametry přenosu tepla ve výparníku, kondenzátoru a chladicím oběhu tak, aby byl celý systém plně určen. K plnému určení systému je třeba vždy konkrétní množství konkrétních vstupních parametrů.

Závislosti viz rov. (4-24), (4-25), (4-26) charakterizují základní systém popisovaný v této kapitole.

$$\dot{Q}_{evp}, \dot{Q}_{cnd} = f(Typ\ chladiva, t_{evp}, t_{cnd}, \dot{V}) \quad (4-24)$$

$$\dot{Q}_{evp} = f(S, U, t_{evp}, t_{e,in}, t_{e,out}) \quad (4-25)$$

$$\dot{Q}_{cnd} = f(S, U, t_{cnd}, t_{c,in}, t_{c,out}) \quad (4-26)$$

Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je kondenzační výkon, Kde \dot{Q}_{evp} [W] je chladicí výkon, t_{evp} [°C] je vypařovací teplota, t_{cnd} [°C] je kondenzační teplota, $t_{e,in}$ [°C] je vstupní teplota sekundární teplotnosné látky do výparníku, $t_{e,out}$ [°C] je výstupní teplota sekundární teplotnosné látky do výparníku, $t_{c,in}$ [°C] je vstupní teplota sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru, $t_{c,out}$ [°C] je výstupní teplota sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru, S [m²] je teplosměnná plocha, U [W/m² K] součinitel prostupu tepla.

Z rov. (4-24), (4-25), (4-26) vyplývají dva zásadní problémy komplikující jejich řešení rovnic.

Z některých rovnic nelze všechny veličiny analyticky vyjadřovat.

Rovnice jsou na sobě navzájem závislé.

Rov. (4-24) je založena na hledání vlastností v databázi chladiv, proto je to výpočet jednosměrný. Například chladicí nebo kondenzační výkon na základě vypařovací a kondenzační teploty vypočítat lze, ale vypařovací a kondenzační teplota na základě chladicího a kondenzačního výkonu analyticky vypočítat nelze.

Kvůli výše zmíněným problémům nelze soustavu chladivového oběhu a výměníků tepla řešit analyticky. Alternativními způsoby řešení jsou:

Graficko-analytická metoda

Numerické řešení

Výhodou graficko-analytické metody je její použitelnost bez výpočetní techniky a vizualizace charakteristik jednotlivých prvků systému. Nevýhodou je její pracnost a závislost na grafickém zobrazení, což komplikuje její použití pro kvantitativní analýzu chladících systémů.

Graficko-analytickou metodu uvedl prof. Dvořák a Ing. Červenka ve svých skriptech [7] a dále rozpracoval Ing. Šulc, Ph.D. ve svých přednáškách [8].

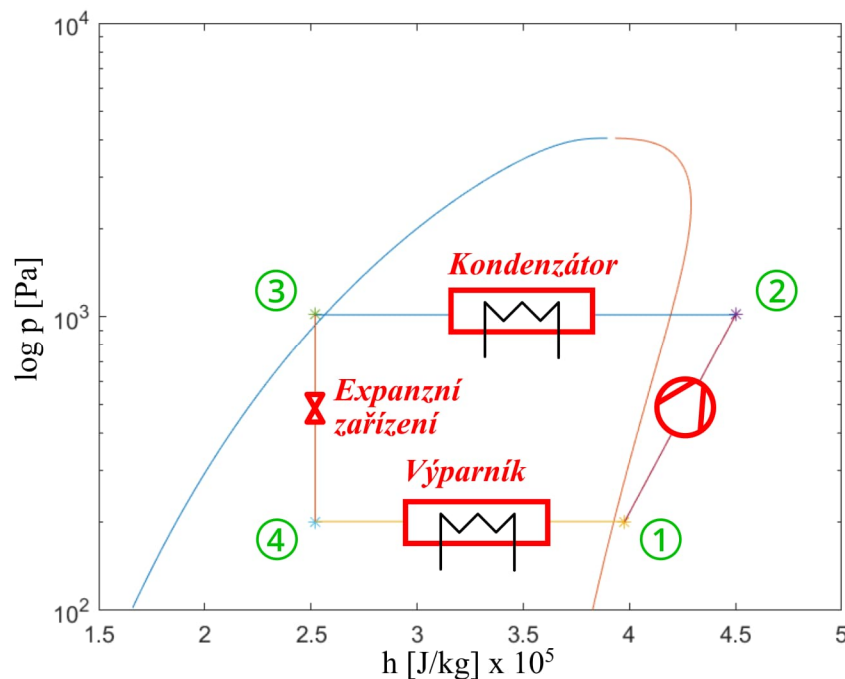
Numerické řešení pro soustavu s pevným kompresorem je použito v kapitole 5 a 6.

5 MODEL PRVNÍ GENERACE

Cílem matematického modelu první generace bylo vymyslet a vyzkoušet simulaci základního chladicí okruhu a studovat, jak se mění chladicí výkon a EER při změně teploty chladicí látky kondenzátoru. Pro simulaci byl použit výpočetní software Excel, MATLAB, MINI-REFPROP a návrhový software výrobce kompresorů [9]. Koncept tohoto základního matematického modelu byl následně použit pro vypracování komplexnějšího modelu druhé generace.

5.1 Hlavní předpoklady modelu

Přepokládáme ideální chladicí okruh, který se skládá ze čtyř základních komponent, kompresoru, bez možnosti regulace výkonu, kondenzátoru, expanzního ventilu a výparníku. Jedná se o cyklus s přímým odparem chladiva a pracuje s chladivem R134a. Oběh je znázorněn na obr. 5-1.



Obr. 5-1, p-h diagram se čtyřmi základními komponenty chladicího oběhu

Všechny součásti, s výjimkou kompresoru, jsou považovány za ideální, tedy bez jakéhokoli třecích nebo lokálních tlakových ztrát. Všechny obvody jsou považovány za izolované, takže s nulovými tepelnými ztrátami nebo tepelným ziskem. Výsledkem je, že ve výparníku a kondenzátoru nepozorujeme žádný pokles teploty varu, resp. kondenzace kvůli poklesu tlaku.

Veškeré potrubí spojující všechny komponenty jsou také uvažovány bez tlakové ztráty a bez tepelných ztrát nebo tepelných zisků.

Vypařování a kondenzace probíhá při konstantním tlaku a teplotě. Po kondenzaci chladiva v kondenzátoru dochází k jeho podchlazení a po vypaření chladiva ve výparníku dochází k jeho přehřátí. Podchlazení i přehřátí je konstantní během celé simulace.

Pro model první generace byl vybrán kompresor objemový, a to proto, že se jeho objemový průtok s tlakovým poměrem mění jen velmi málo oproti kompresorům rychlostním, a tuto změnu lze předpokládat pomocí objemové účinnosti.

Kompresor je považován za polo-ideální s následujícími ideálními a reálnými vlastnostmi. Kompresor pro účely výpočtu nemá žádné tepelné ztráty, takže celý elektrický příkon se stává tokem tepla, který musí kondenzátor také odevzdat sekundární teplotnosné látce⁹. Na druhou stranu, komprese není isoentropická, takže je nutné znát isoentropickou účinnost. Kvůli neideální kompresy musíme znát také objemovou účinnost.

V expanzním ventilu dochází k nevratné adiabatické expanzi.

5.2 Metoda navrhování simulace

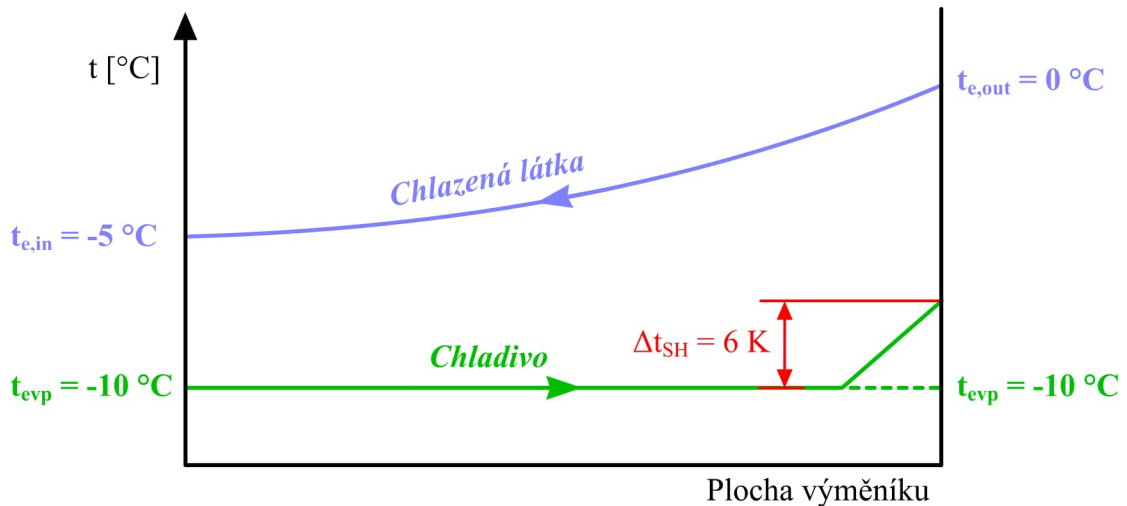
5.2.1 Výběr aplikace

Pro tuto simulaci bylo zvoleno chlazení sekundární teplotnosné látky, solanky s chladicím výkonem 26,2 kW a poklesem teploty z 0 °C na -5 °C. Pro tento teplotní spád teplotnosné látky byla zvolena vypařovací teplota -10 °C.

5.2.2 Návrh výparníku

Hodnota přehřátí na výparníku je nastaven na 6 K a tato hodnota je konstantní po celou dobu simulace. Ze vstupních a výstupních teplot byl vypočten střední logaritmický teplotní spád 7,2 K. Pro tento výpočet byla zanedbána hodnota přehřátí. Díky známému požadovanému chladicímu výkonu a střednímu logaritmickému teplotnímu rozdílu bylo možné vypočítat koeficient $(K \cdot A)_{EVP}$. Tento koeficient nám ukazuje, jak velký a dobrý musí být výměník tepla. Koeficient $(K \cdot A)_{EVP}$ je předpokládán za konstantní v průběhu simulace. Návrhové teplotní profily ve výparníku jsou zobrazeny na obr. 5-2.

⁹ Jinými slovy, není žádný rozdíl mezi "heat capacity" a "heat rejection".

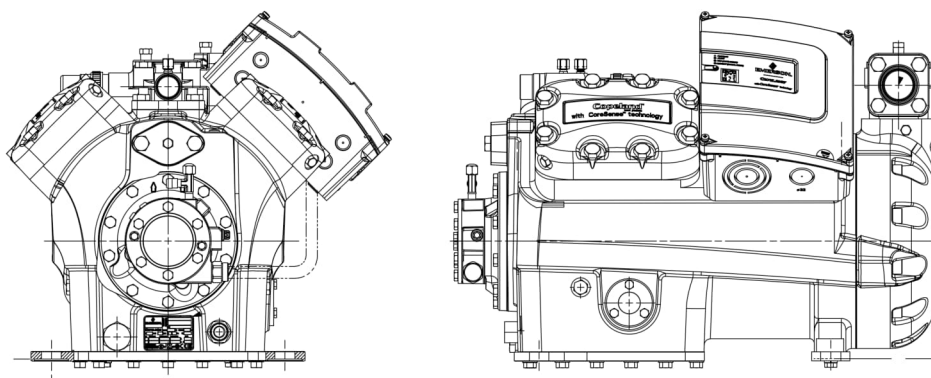


Obr. 5-2, teplotní profil chladiva a solanky ve výparníku

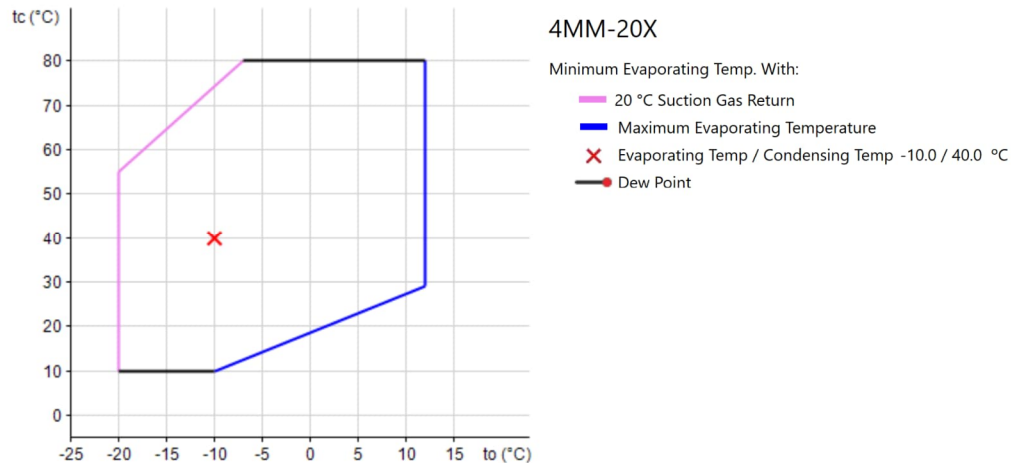
5.2.3 Výběr kompresoru

Teplota látky chladicí kondenzátor se pohybuje mezi 30 °C a 10 °C. Návrhová kondenzační teplota byla nastavena na 40 °C s 3 K podchlazení.

Návrhové podmínky jsou $t_{evp} = 10\text{ °C}$, $t_{cnd} = 40\text{ °C}$, $\Delta t_{sc} = 3\text{ K}$, $\Delta t_{sh} = 6\text{ K}$, $\dot{Q}_{evp} = 26,2\text{ kW}$. Pomocí softwaru pro výběr kompresorů [9] byl vybrán kompresor 4MM-20X viz obr. 5-3. 4MM-20X je polo-hermetický pístový kompresor se čtyřmi válci a patří do kategorie “standard”, “stream”. Vzhledem k tomu, že se jedná o standardní kompresor, je k dispozici pouze dvoupolohová regulace. Není možná žádná modulace otáček. Zdvihový objemový průtok je $78,2\text{ m}^3/\text{h}$. Za výše uvedených návrhových podmínek je chladicí výkon 26,2 kW. Pracovní obálka kompresoru je na obr. 5-4.



Obr. 5-3, výkres kompresoru 4MM-20X [9]



Obr. 5-4, pracovní obálka kompresoru s pracovní bodem [9]

5.2.4 Isoentropická a objemová účinnost kompresoru

Pro výpočet je třeba znát jak isoentropická a objemová účinnost závisí na tlakovém poměru. Tyto závislosti nelze získat přímo z dat od výrobce, ale lze je z nich vypočítat. V případě isoentropické účinnosti uvádí výrobce její závislost na vypařovací a kondenzační teplotě viz tab. 5-1. Následné hodnoty, jsou platné pouze pro výše uvedený typ kompresoru a chladivo R134a.

Tab. 5-1, isoentropická účinnost v závislosti na kondenzační a vypařovací teplotě

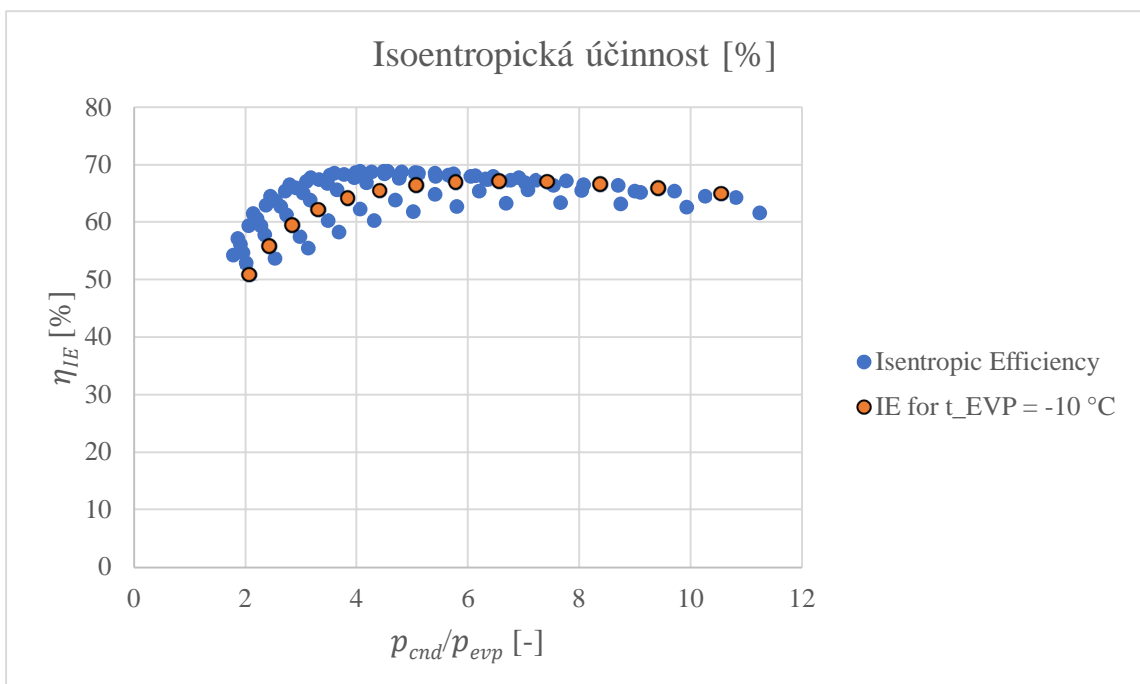
$t_{\text{CND}}/t_{\text{EVP}}$ [°C]	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	55,5	53,8	51,0					
15	58,3	57,5	55,9	53,0				
20	60,4	60,3	59,6	57,9	54,8			
25	61,8	62,4	62,3	61,4	59,5	56,2	54,3	
30	62,8	63,9	64,2	63,9	62,8	60,7	59,5	57,2
35	63,3	64,9	65,6	65,7	65,1	63,8	63,0	61,5
40	63,4	65,5	66,5	66,9	66,8	66,0	65,5	64,5
45	63,2	65,7	67,1	67,7	67,8	67,4	67,2	66,5
50	62,6	65,6	67,2	68,1	68,4	68,3	68,2	67,8
55	61,7	65,2	67,1	68,1	68,6	68,8	68,7	68,6
60		64,5	66,7	67,8	68,5	68,8	68,9	68,9
65			66,0	67,3	68,1	68,5	68,7	68,9
70			65,0	66,5	67,4	68,0	68,2	68,5
75				65,5	66,5	67,3	67,6	68,0
80				64,3	65,5	66,5	66,9	67,4

Z vypařovací a kondenzační teploty byl vypočten tlak ve výparníku, resp. tlak v kondenzátoru. Isoentropická účinnost v závislosti na těchto tlacích je v tab. 5-2.

Tab. 5-2, isoentropická účinnost v závislosti tlaku v kondenzátoru a tlaku ve výparníku

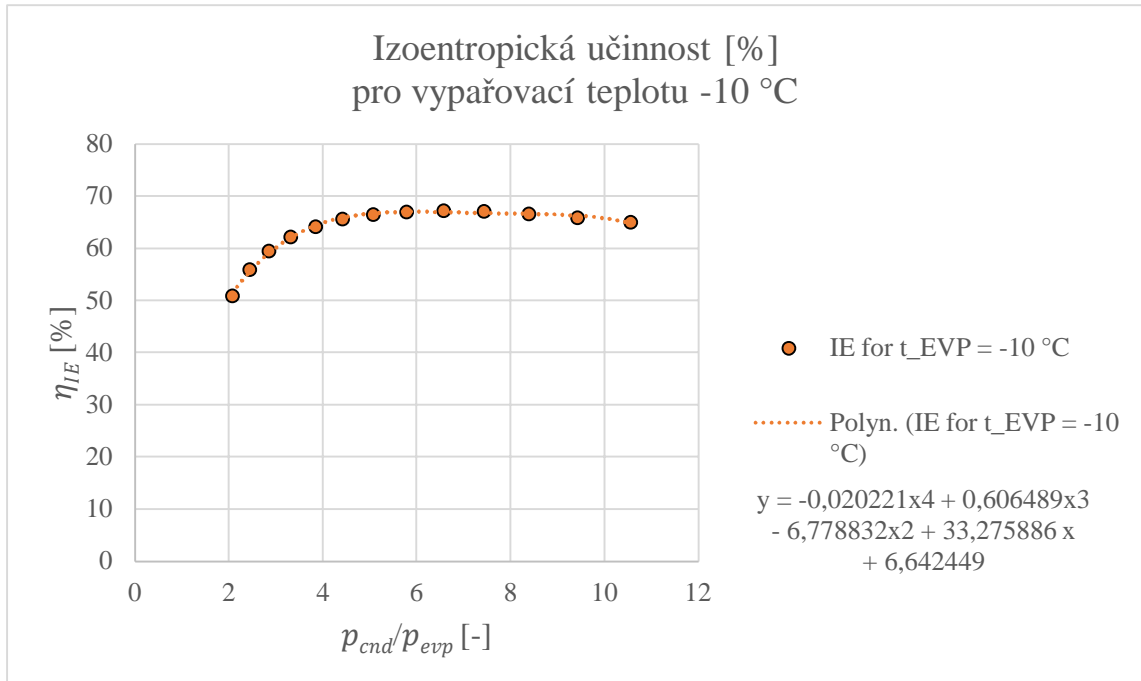
p_{CND}/p_{EVP} [MPa]	0,13	0,16	0,20	0,24	0,29	0,35	0,37	0,41
0,41	3,12	2,53	2,07					
0,49	3,68	2,98	2,43	2,01				
0,57	4,31	3,49	2,85	2,35	1,95			
0,67	5,01	4,06	3,32	2,73	2,27	1,90	1,78	
0,77	5,80	4,70	3,84	3,17	2,63	2,20	2,06	1,86
0,89	6,68	5,41	4,42	3,64	3,03	2,54	2,37	2,14
1,02	7,66	6,20	5,07	4,18	3,47	2,91	2,71	2,45
1,16	8,74	7,08	5,78	4,77	3,96	3,32	3,10	2,80
1,32	9,93	8,04	6,57	5,42	4,50	3,77	3,52	3,18
1,49	11,24	9,10	7,44	6,13	5,09	4,27	3,98	3,60
1,68		10,26	8,38	6,91	5,74	4,81	4,49	4,06
1,89			9,42	7,77	6,45	5,40	5,04	4,56
2,12			10,55	8,70	7,23	6,05	5,65	5,11
2,36				9,72	8,07	6,76	6,31	5,70
2,63				10,82	8,99	7,53	7,03	6,35

Z tlaků byl vypočten tlakový poměr. Isoentropická účinnost v závislosti na tlakovém poměru je na obr. 5-5.



Obr. 5-5, závislost isoentropické účinnosti na tlakovém poměru

Jak je zřejmé z obr. 5-5, isoentropická účinnost není funkcí jen tlakového poměru tlaku. Pro získání přesnější rovnice byly použity hodnoty černě vyznačené v tab. 5-2, pro vypařovací teplotu $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Výsledky jsou k dispozici níže na obr. 5-6.



Obr. 5-6, závislost isoentropické účinnosti na tlakovém poměru pro vypařovací teplotu $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Pro závislost isoentropickou účinností na tlakovém poměru byla získána rov. (5-1).

$$\eta_{IE} = -0.00020221 * PR^4 + 0.00606489 * PR^3 - 0.06778832 * PR^2 + 0.33275886 * PR + 0.06642449 \quad (5-1)$$

$$PR = \frac{p_{cnd}}{p_{evp}} \quad (5-2)$$

Kde IE [1] je isoentropická účinnost, PR [1] tlakový poměr, p_{cnd} [Pa] kondenzační tlak, p_{evp} [Pa] vypařovací tlak.

Objemová účinnost není přímo dostupná ze softwaru pro výrobu kompresorů, takže místo toho musí být vypočítána z hmotnostního průtoku viz rov. (5-2).

$$\eta_s = \frac{\dot{m}}{\rho * \dot{V}_s} \quad (5-3)$$

Kde je η_s [1] objemová účinnost, \dot{m} [kg/s] hmotností průtok, ρ [kg/m³] hustota nasávaných par chladiva kompresorem, \dot{V}_s [m³/s] zdvihový objemový průtok.

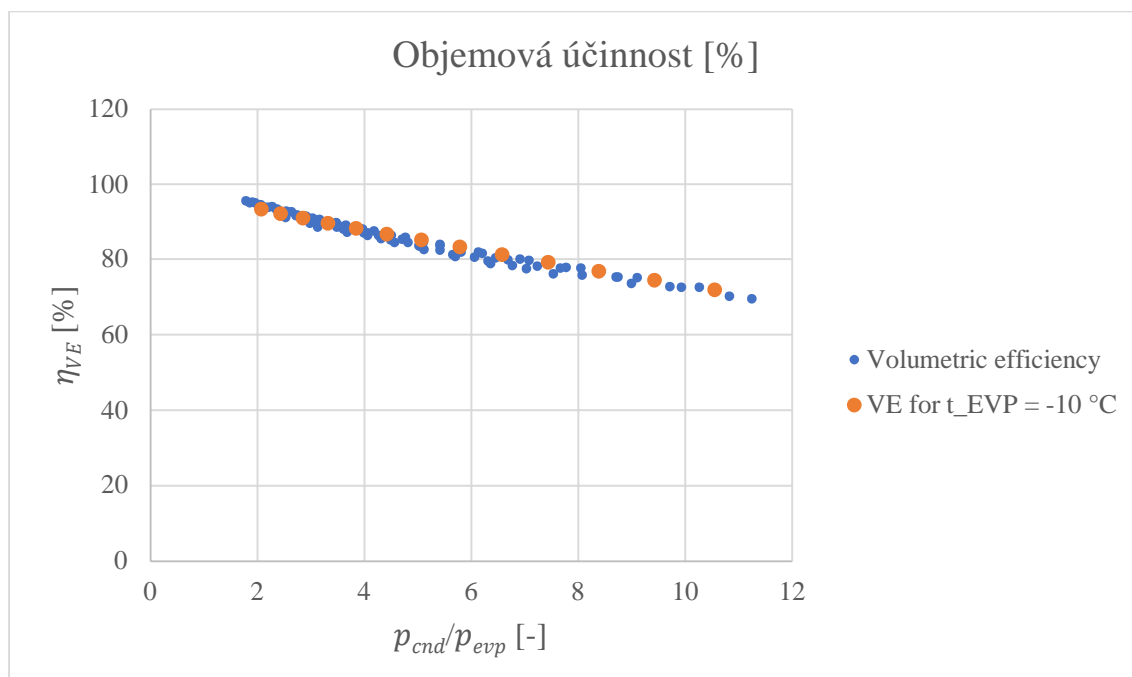
Tab. 5-3 zobrazuje hustotu potřebnou pro výpočet v rov. (5-3). Tab. 5-4 obsahuje objemová účinnost v závislosti na kondenzační a vypařovací teplotě. Graf na obr. 5-7 ukazuje tuto účinnost v závislosti na tlakovém poměru. Graf na obr. 5-8 zobrazuje totéž, avšak pouze pro vypařovací teplotu -10 °C.

Tab. 5-3, hustota chladiva na sání kompresoru v závislosti na vypařovacím tlaku

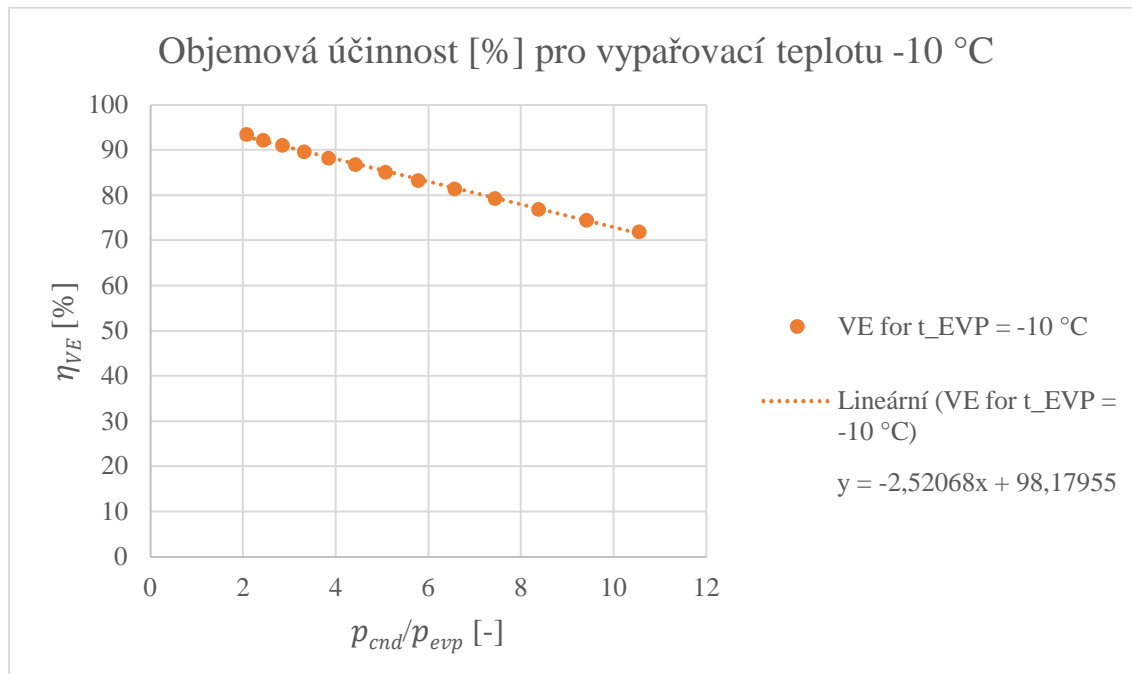
t _{SUC} [°C]	-14	-9	-4	1	6	11	13	16
p _{EVAP} [°C]	0,13	0,16	0,20	0,24	0,29	0,35	0,37	0,41
t _{EVAP} [°C]	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
ρ [kg/m ³]	6,59	8,05	9,75	11,72	14,00	16,61	17,75	19,59

Tab. 5-4, objemová účinnost v závislosti na kondenzační a vypařovací teplotě

t _{CND} /t _{EVAP} [°C]	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	88,7	91,2	93,5					
15	87,3	89,8	92,3	94,6				
20	85,5	88,6	91,1	93,5	95,1			
25	83,8	87,2	89,7	91,9	94,1	95,4	95,7	
30	82,0	85,5	88,3	90,7	92,8	94,0	94,7	95,2
35	79,9	83,8	86,9	89,1	91,1	92,9	93,4	94,0
40	77,8	81,8	85,2	87,6	89,8	91,5	91,8	92,6
45	75,4	79,8	83,3	86,0	88,1	89,8	90,5	91,2
50	72,6	77,8	81,4	84,0	86,5	88,2	88,9	89,8
55	69,7	75,2	79,3	82,1	84,5	86,5	87,1	88,1
60		72,6	76,9	80,1	82,6	84,6	85,3	86,5
65			74,6	77,9	80,6	82,6	83,5	84,6
70			72,0	75,4	78,3	80,7	81,4	82,7
75				72,8	76,0	78,5	79,6	80,8
80				70,3	73,7	76,2	77,5	79,0



Obr. 5-7, objemová účinnost v závislosti na tlakovém poměru



Obr. 5-8, objemová účinnost v závislosti na tlakovém poměru pro teplotu odpařování -10 °C

Pro závislost objemové účinnosti na tlakovém poměru získáváme vztah definovaný rovnicí rov. (5-4).

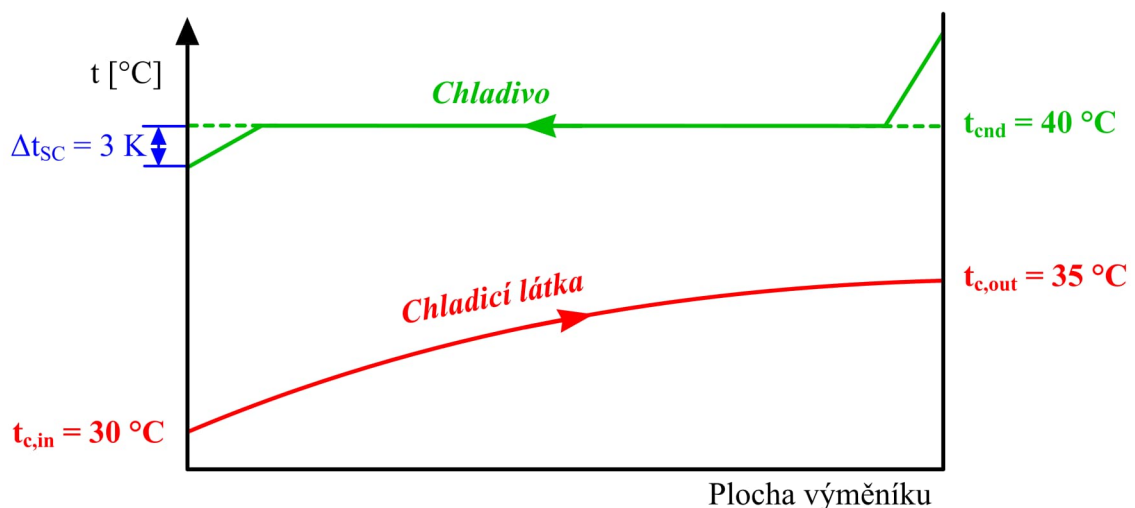
$$VE = -0.02520676 * PR + 0.98179549 \quad (5-4)$$

Kde VE [1] je objemová účinnost, a PR [1] je tlakový poměr

5.2.5 Návrh kondenzátoru

Návrhová teplota vstupu chladicí látky je 30 °C s teplotou na výstupu zvýšenou na 35 °C . Teplota kondenzace byla nastavena na 40 °C . Teplota chladicí látky na vstupu do kondenzátoru se pohybuje mezi 30 °C a 10 °C . Se změnou teploty na vstupu chladicí látky budeme měnit kondenzační teplotu, aplikujeme princip plovoucí kondenzační teploty s konstantním teplotním rozdílem.

Podchlazení chladiva je nastaveno na 3 K a tato hodnota je konstantní po celou dobu simulace. Ze vstupních a výstupních teplot byl vypočten logaritmický teplotní rozdíl $7,2\text{ K}$. Pro tento výpočet je zanedbáno přehřátí chladiva na výtlaku z kompresoru [6] a podchlazení na výstupu z kondenzátoru. Díky známému požadovanému chladicímu výkonu a střednímu logaritmickému teplotnímu rozdílu bylo možné vypočítat součinitel $(K*A)_{CND}$. Součinitel $(K*A)_{CND}$ se předpokládá konstantní pro rozsah simulace. Návrhové teplotní profily v kondenzátoru jsou zobrazeny na obr. 5-9.



Obr. 5-9, teplotní profil chladiva a chladicí látky v kondenzátoru

5.3 Program simulace

5.3.1 Stručný popis programu

Program se skládá třech hlavních částí, Výpočet počátečních podmínek, Vnitřní iterační smyčka, Vnější iterační smyčka.

5.3.2 Výpočet počátečních podmínek

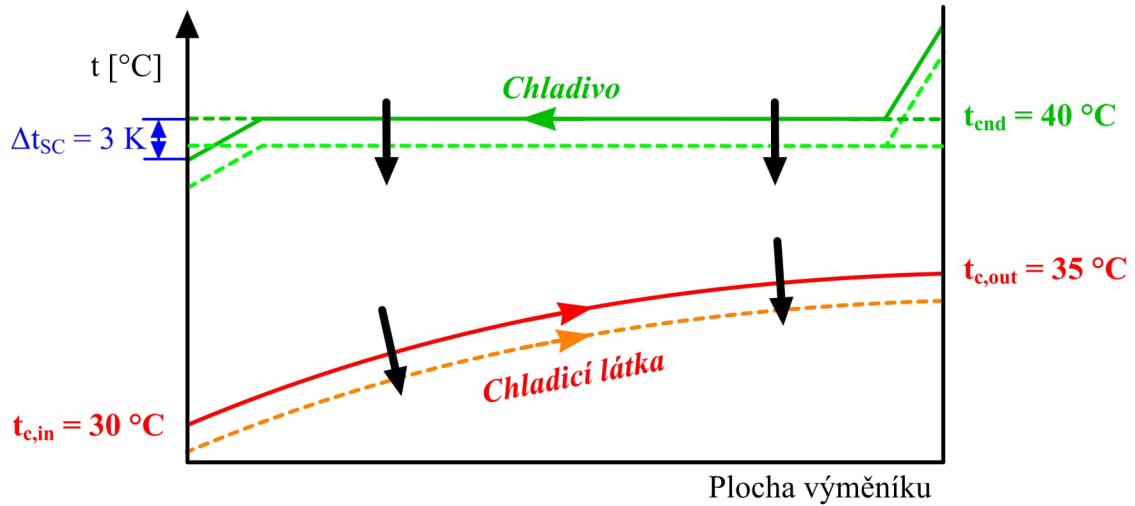
Ve výpočtu počátečních podmínek jsou vypočteny všechny hodnoty, které se během simulace nemění, zejména ty, které jsou uvedeny výše.

5.3.3 Vnitřní iterační smyčka

"Vnitřní iterační smyčka" je stabilizační smyčka, kde jsou vypočítány a stabilizovány všechny body chladicího cyklu v p-h diagramu. Z vypařovací teploty se získá tlak ve výparníku, tento tlak je v bodě 1 a 4. Když se rozdíl teplot při přehřátí přičte k vypařovací teplotě, dostaneme teplotu v bodě 1. Nyní se znalostí tlaku a teploty je bod 1 plně určen a můžeme vyčíslit jakékoli další parametry. Stejný postup použijeme pro bod 3, kde odečteme rozdíl teplot vzniklý podchlazením od kondenzační teploty. Rovněž bod 3 je plně určen. Entalpie bodu 3 je stejná jako entalpie bodu 4. Při známé entalpii a tlaku je také bod 4 plně stanoven. Z tlaků v kondenzátoru a výparníku vypočítáme tlakový poměr a z tlakového poměru je entropická a objemová účinnost. Díky objemové účinnosti vypočtené dle rov. (5-4), zdvihovému objemovému průtoku a známé hustotě v bodě 1, kde se nachází sání kompresoru, jsme schopni vypočítat hmotnostní průtok. Z rozdílu mezi entalpií v bodě 1 a 4 a hmotnostním průtokem se vypočte chladicí výkon. Nyní je možné stanovit nový střední logaritmický teplotní rozdíl ve výparníku a z něj novou vypařovací teplotu. Díky isoentropické účinnosti jsme schopni vypočítat entalpii v bodě 2. Takže poslední bod je také plně určen. Z rozdílu entalpií 2 a 1 a hmotnostního průtoku známe příkon kompresoru. Součet chladicího výkonu s příkonem kompresoru je topný výkon. Z velikosti nového topného výkonu lze vypočítat nový střední logaritmický rozdíl teplot v kondenzátoru. Z tohoto rozdílu je vypočtena nová kondenzační teplota. Nyní je nová vypařovací a kondenzační teplota vložena na začátek našeho výpočtu a cyklus je dokončen. Výpočet se opakuje. Rozdíl mezi novou a předchozí teplotou je zanedbatelný vždy po prvních nízkých jednotkách cyklů. Proto bylo experimentálně stanoveno, že 20 opakování je dostatečně velkou bezpečnostní rezervou.

5.3.4 Vnější iterační smyčka

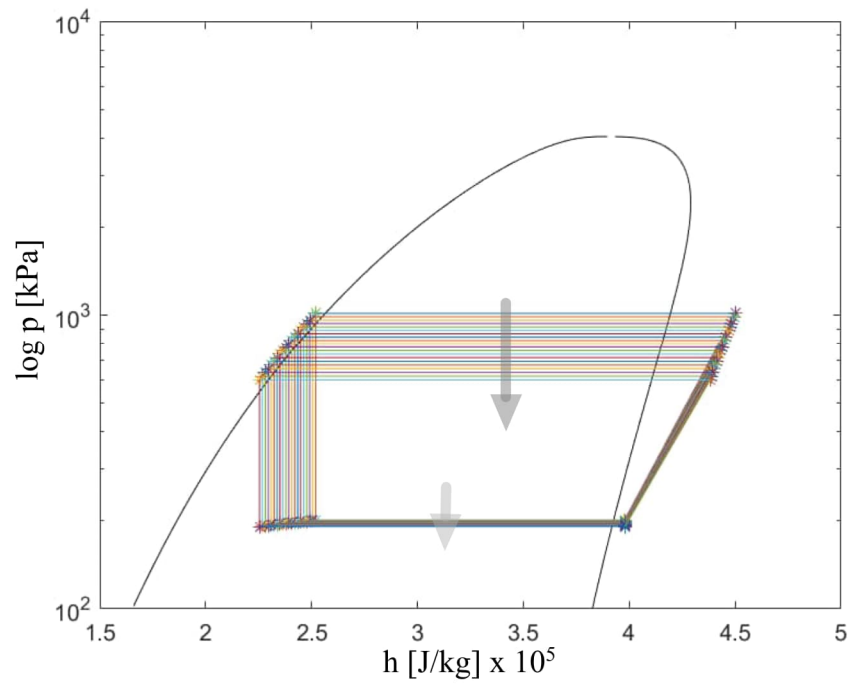
V části vnější iterační smyčky klesá vstupní a výstupní teplota chladicí látky v kondenzátoru o 1 K každý cyklus viz obr. 5-10. Kvůli klesající teplotě chladicí látky klesá také kondenzační teplota viz obr. 5-10.



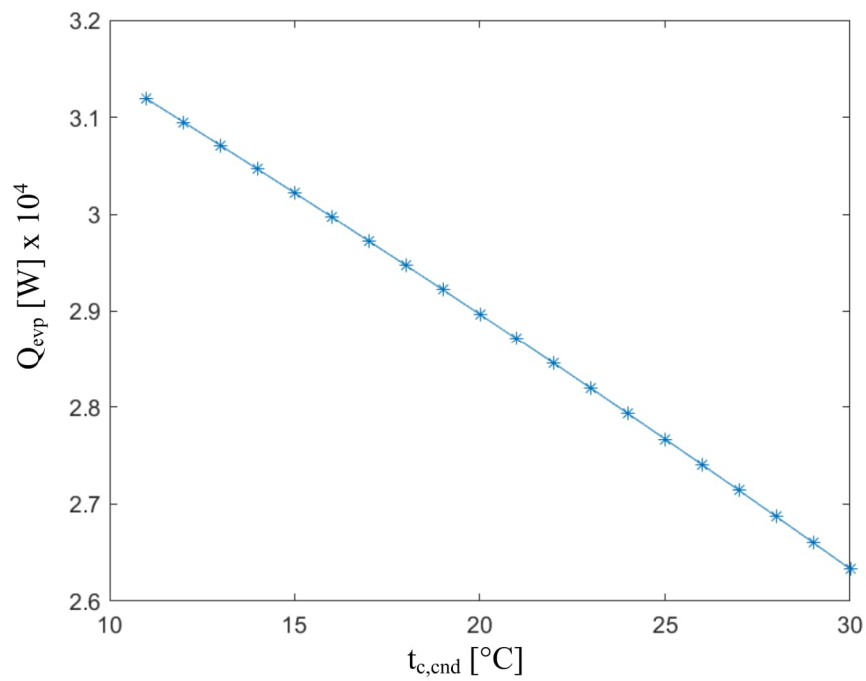
Obr. 5-10, pokles teplotního profilu chladicí látky kondenzátoru a kondenzační teploty

5.4 Výsledky

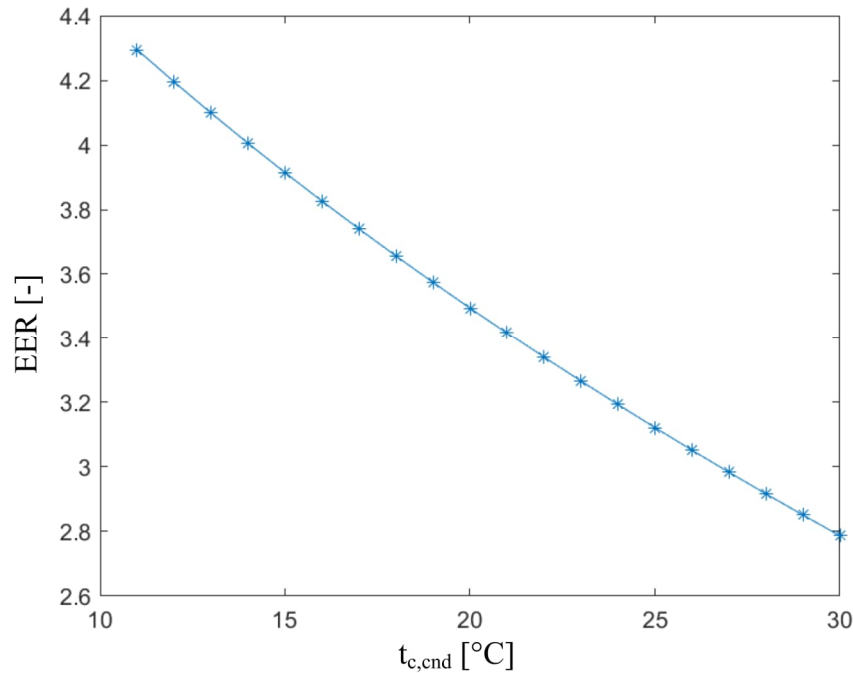
Jako výsledek můžeme vidět, jak se chladicí oběh vyvíjí v p-h diagramu viz obr. 5-11, závislost chladicího výkonu na teplotě vstupu sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru viz obr. 5-12 a závislost EER na teplotě vstupu sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru viz obr. 5-13.



Obr. 5-11, změna parametrů oběhu v p - h diagramu



Obr. 5-12, závislost chladičho výkonu na teplotě vstupu sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru



Obr. 5-13, závislost EER na teplotě vstupu sekundární teplotnosné látky do kondenzátoru

5.5 Závěr

V případě uvažovaného řešení s pevným kompresorem s dvoupolohovou regulací, přináší změna kondenzační teploty zvýšení chladicího výkonu a zvýšení hodnoty EER. Střední logaritmický teplotní spád ve výparníku se mění tak, aby výparník mohl přenášet vyšší chladicí výkon. Tento jev vede k mírnému poklesu vypařovací teploty a tím i EER. Vzhledem k tomu, že systém přenáší více chladicího výkonu při nižší teplotě kondenzace, zkracuje se také provozní doba kompresoru. Změna kondenzační teploty, její snížení, je proto významným přínosem z hlediska EER a energetické bilance chladicí technologie. Výhodnějším řešením by bylo použití kompresoru s modulací výkonu, například frekvenčního měniče, pro udržení konstantní odpařovací teploty a tím i chladicího výkonu. Toto řešení by poskytovalo vyšší chladicí faktor než simulovaný příklad, ale bylo by investičně nákladnější a technicky náročnější. Uvažovaný výpočet uvažuje pouze chování kompresoru, ale neuvažuje ostatní energie, případně konstrukční omezení¹⁰ daná změnou návrhových provozních podmínek.

Simulace uvažuje konstantní teplotní profil chlazené látky ve výparníku. Následkem je, že výparník může se snižující se vypařovací teplotou zvyšovat přenášený chladicí výkon. Simulace odpovídá případu, kdy místo odběru chladu¹¹ vyžaduje při snižující se kondenzační teplotě, stále zvyšující se chladicí výkon. Tento případ není běžný. Většina míst odběru chladu, např. chladících komor, bude mít průběh přesně opačný. Se snižující se kondenzační teplotou dojde ke snižování potřeby chladu, a sekundární teplotnosná látka se bude vracet, neohřátá o teplotě blízké teplotě výstupní. Pro přenesení chladicího

¹⁰ problematika kondenzace vzdušné vlhkosti na potrubí, vracení oleje atd.

¹¹ chlazený prostor

výkonu dojde k výraznému snížení vypařovací teploty a EER bude výrazně klesat a s EER i chladicí výkon. Posléze dojde k ustálení na stávajícím výkonu.

Cílem aplikace plovoucí kondenzační teploty není zvyšování chladicího výkonu, ale zvýšení EER. Pro splnění tohoto cíle nelze použít kompresor s dvoupolohovou regulací výkonu.

Jedním z předpokladu simulace je neměnnost závislosti pro isoentropickou a objemovou účinnost s vypařovací teplotou. Tyto závislosti byly vypočteny pro vypařovací teplotu -10 °C. Protože se vypařovací teplota mírně mění, je tento předpoklad porušen. Vzhledem k velmi malé změně vypařovací teploty, vzniká velmi malá chyba.

6 MODEL DRUHÉ GENERACE

Cílem modelu druhé generace je simulovat zjednodušený systém reprezentující ten skutečný, popsany v kapitole 3. Díky modelu je možné predikovat chování systému i v jiných než návrhových podmínkách, což umožňuje pozdější energetickou optimalizaci. Pro simulaci byl použit výpočetní software Excel, MATLAB, MINI-REFPROP a návrhový software výrobce kompresorů [10].

Zadávacími parametry modelu na straně jsou uvedeny v tab. 6-1.

Tab. 6-1, vstupní – zadávací veličiny modelu

\dot{Q}_{evp}	[kW]	Chladicí výkon
t_{ain}	[°C]	Vstupní teplota vzduchu do chladicího aparátu
t_{ein}	[°C]	Vstupní teplota MEG30 do kondenzátoru
\dot{V}_a	[m ³ /h]	Objemový průtok chlazeného vzduchu
\dot{V}_w	[m ³ /h]	Objemový průtok vody
\dot{V}_e	[m ³ /h]	Objemový průtok MEG30
Δt_d	[kPa]	Dopravní tlak čerpadla na vodním okruhu
ECO	[0/1]	Ekonomizér 0 = mimo provoz, 1 = v provozu
N_{apr}	[-]	Počet chladicích aparátů

Na místo absolutních objemových průtoků, lze zadávat procentuální hodnoty tab. 6-2 z nominálních objemových průtoků viz tab. 6-3. Procentuální hodnoty jsou v tomto případě v prvním kroku výpočtu přepočítány na absolutní.

Tab. 6-2, alternativní vstupní veličiny, procentuální hodnoty objemových průtoků

wl_{apr}	[%]	Vytížení ventilátorů chladicích aparátů (z hlediska objemového průtoky, které odpovídá i procentům otáček z otáček nominálních)
wl_{ABQM}	[%]	Procentuální otevření ABQM ventilů (z hlediska objemového průtoky)
wl_{cnd}	[%]	Objemový průtok MEG30

Tab. 6-3, nominální návrhové hodnoty objemových průtoků

$\dot{V}_{a,1,n}$	[m ³ /h]	Nominální objemový průtok chlazeného vzduchu jedním aparátem
$\dot{V}_{w,1,n}$	[m ³ /h]	Nominální objemový průtok vody jedním chladicím aparátem
$\dot{V}_{e,n}$	[m ³ /h]	Nominální objemový průtok MEG30

Výstupní parametry modelu jsou uvedeny v tab. 6-4, tab. 6-5, tab. 6-6, tab. 6-7, tab. 6-8, tab. 6-9, tab. 6-10, tab. 6-11.

Tab. 6-4, výstupní veličiny modelu, chladicí aparáty

$\Delta p_{apr,air}$	[Pa]	Tlaková ztráta chladicího aparátu na straně vzduchu
$\dot{V}_{a,1}$	[m ³ /h]	Objemový průtok chlazeného vzduchu pro jeden chladicí aparát
η_{apr}	[-]	Účinnost ventilátorů chladicího aparátu
$P_{e,apr,1}$	[kW]	Elektrický příkon jednoho chladicího aparátu
$P_{e,apr,all}$	[kW]	Elektrický příkon všech chladicích aparátů
$\Delta p_{apr,hyd}$	[kPa]	Tlaková ztráta chladicího aparátu na straně vody

Tab. 6-5, výstupní veličiny modelu, ABQM ventily

$\Delta p_{ABQM,hyd}$	[kPa]	Tlaková ztráta ABQM ventilu
-----------------------	-------	-----------------------------

Tab. 6-6, výstupní veličiny modelu, Čerpadlo

η_{pump}	[-]	Účinnost čerpadla
$P_{e,pum,all}$	[kW]	Elektrický příkon čerpadla

Tab. 6-7, výstupní veličiny modelu, výparník

SST	[°C]	Vypařovací teplota ¹²
Δt_{SH}	[K]	Přehřátí chladiva ve výparníku
$\Delta p_{evp,hyd}$	[kPa]	Tlaková ztráta výparníku na straně vody

Tab. 6-8, výstupní veličiny modelu, kompresory

$\dot{Q}_{evp,max,1}$	[kW]	Maximální chladicí výkon jednoho kompresoru
$\dot{Q}_{evp,min,1}$	[kW]	Minimální chladicí výkon jednoho kompresoru
$\dot{Q}_{evp,1}$	[kW]	Chladicí výkon jednoho kompresoru
$wl_{com,all}$	[-]	Vytížení všech aktivních kompresorů
$EER_{com,all}$	[-]	EER ¹³ kompresoru
$P_{e,com,1}$	[kW]	Elektrický příkon jednoho kompresoru
$P_{e,com,all}$	[kW]	Elektrický příkon všech kompresorů

¹² saturated suction temperature

¹³ Energy Efficiency Ratio

Tab. 6-9, výstupní veličiny modelu, kondenzátor

SDT	[°C]	Kondenzační teplota ¹⁴
\dot{Q}_{cnd}	[kW]	Kondenzační výkon
Δt_{sc}	[K]	Podchlazení chladiva v kondenzátoru

Tab. 6-10, výstupní veličiny modelu, teploty teplotnosných látek

t_{aout}	[°C]	Výstupní teplota vzduchu z chladicího aparátu
t_c	[°C]	Teplota vody vystupující z výparníku a vstupující do chladiče
t_h	[°C]	Teplota vody vystupující z chladiče a vstupující do výparníku
t_{eout}	[°C]	Výstupní teplota MEG30 z kondenzátoru

Tab. 6-11, výstupní veličiny modelu, ostatní veličiny

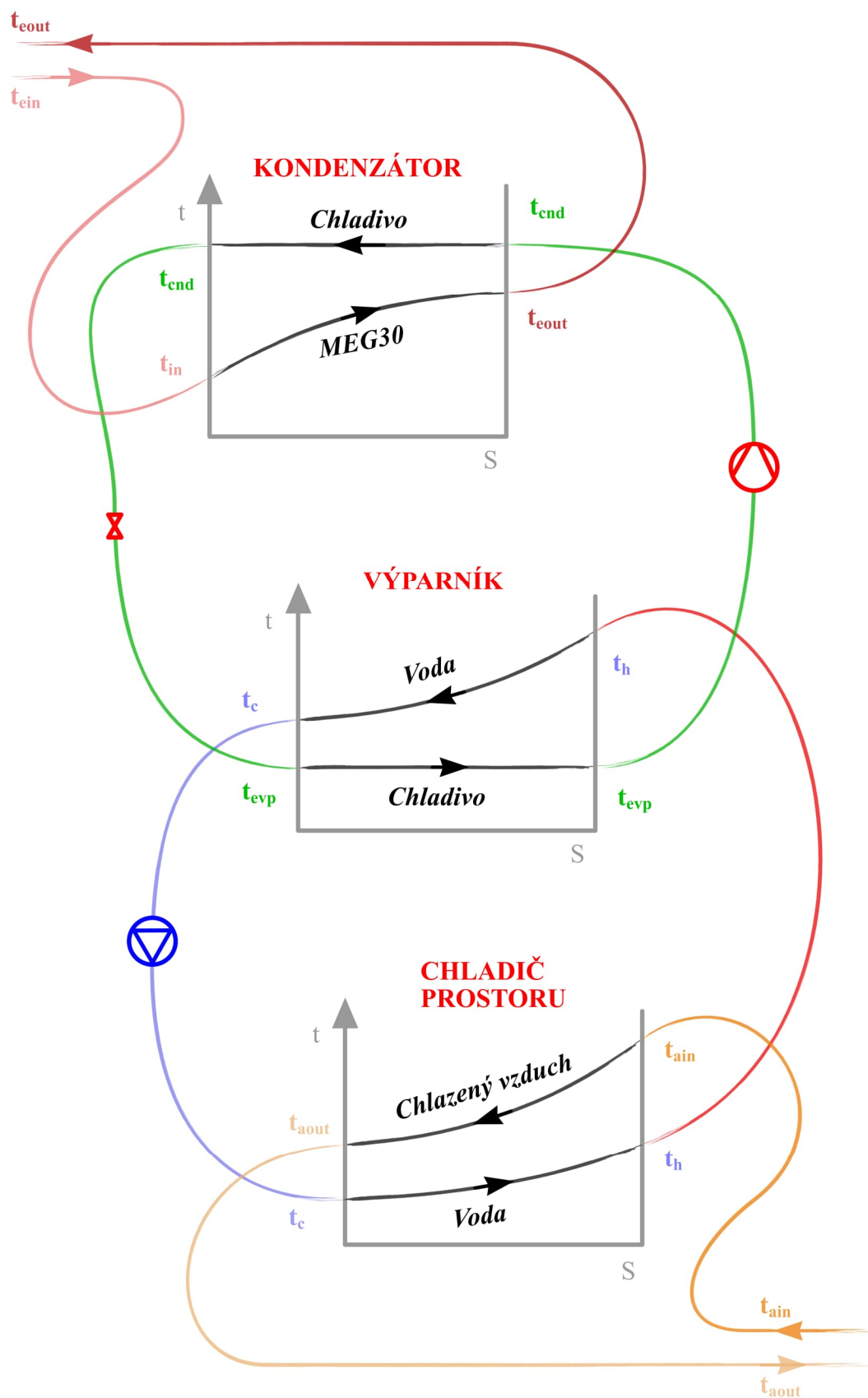
$EER_{com,pump}$	[-]	EER systému s kompresorem a čerpadlem
EER_{msys}	[-]	EER systému s kompresorem a čerpadlem a ventilátory ¹⁵
$\Delta p_{evp,hyd}$	[kPa]	Tlaková ztráta samotné potrubní sítě vodního oběhu

6.1 Schéma zapojení teplotnosných látek

Na obrázku obr. 6-1 je znázorněno schéma zapojení teplotnosných látek s ukázkovými teplotními profily.

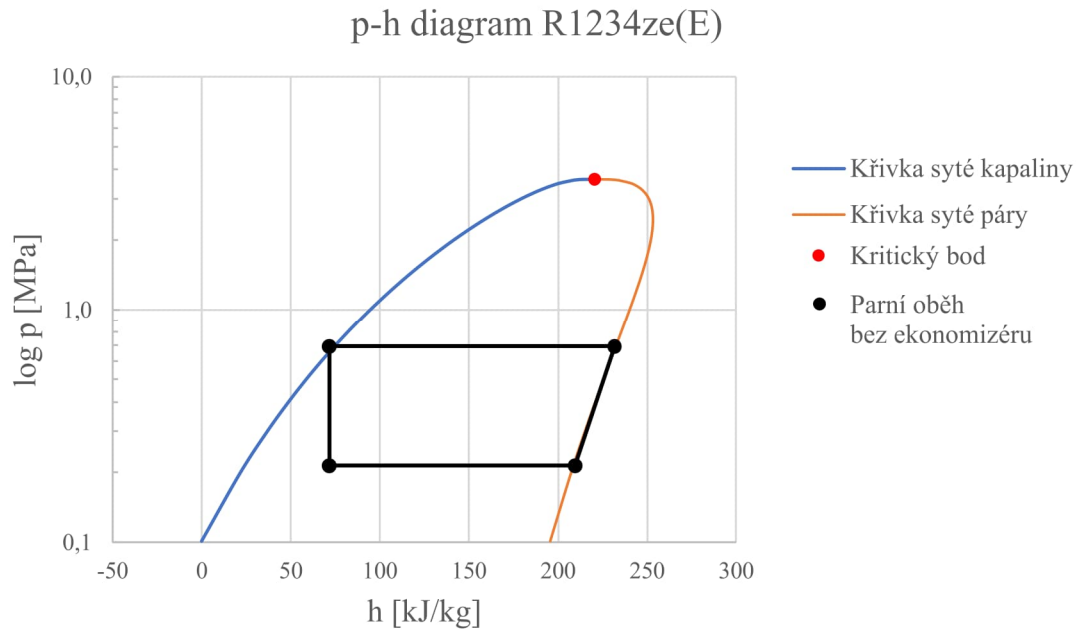
¹⁴ Saturated Discharge Temperature

¹⁵ celého simulovaného systému

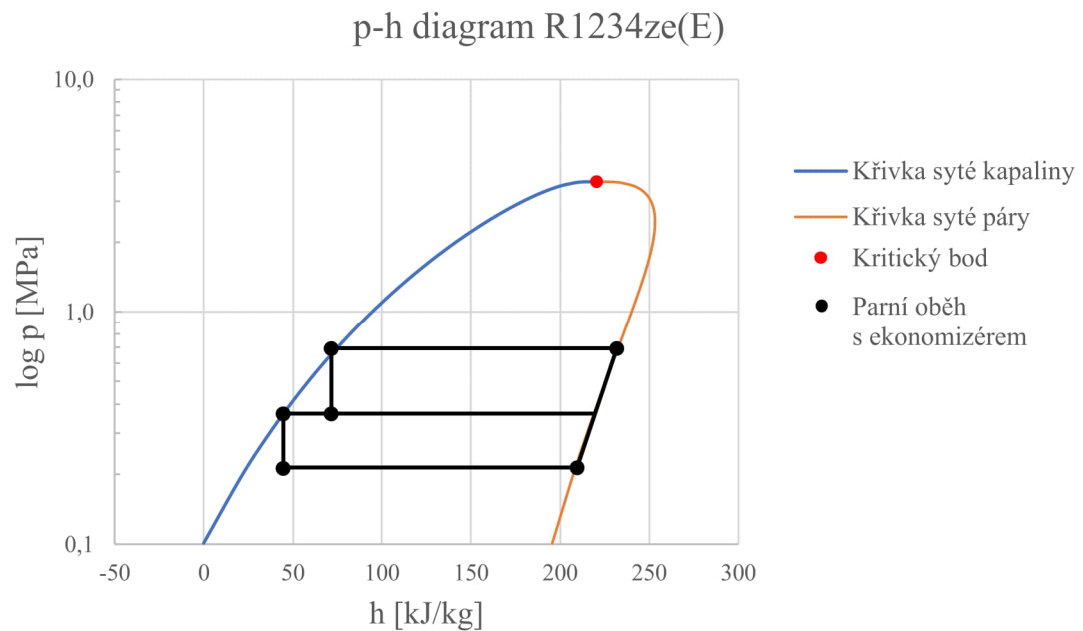


Obr. 6-1, schéma zapojení teplotnosných látek s teplotními profily ve výměnících tepla

Chladivový okruh může fungovat bez ekonomizéru, viz p-h diagram obr. 6-2 nebo s ekonomizérem, viz p-h diagram obr. 6-3. Výchozí stav provozovaného systému je s aktivním ekonomizérem.



Obr. 6-2, p-h diagram parního chladicího oběhu bez ekonomizéru



Obr. 6-3, p-h diagram parního chladicího oběhu s ekonomizérem

6.2 Hlavní předpoklady modelu

Model byl navržen jako statický, předpovídá tak vždy a pouze ustálené stavy soustavy. Model obsahuje celkem 4 oběhy teponosných látek, uzavřený chladivový oběh, uzavřený oběh vody, uzavřený oběh MEG30, otevřený oběh chlazeného vzduchu.

Níže uvedené zjednodušující předpoklady vychází z analýzy projektové dokumentace a z dat monitorovacího systému technologie. Jejich cílem je zjednodušení systému na míru, která umožní sestavení simulačního modelu v rozsahu diplomové práce, při zachování jeho vypovídající hodnoty o reálném systému.

Model simuluje podkritický parní chladicí oběh s ekonomizérem, zaplaveným výparníkem a kondenzátorem. Vzhledem ke kompaktnímu provedení jednotky a zaplavenému výparníku a kondenzátoru jsou tepelné a tlakové ztráty na straně chladiva minimální a je možno je zanedbat¹⁶. Výparník je zaplaven z 90 % jeho teplosměnné plochy, kde probíhá var chladiva, na zbylých 10 % plochy probíhá jeho přehřátí. Kondenzátor je zaplaven z 10 % jeho teplosměnné plochy, kde probíhá podchlazení chladiva, na zbývajících 90 % probíhá kondenzace. Dle návrhu jednotka udržuje téměř konstantní hodnotu přehřátí chladiva ve výparníku a hodnotu podchlazení v kondenzátoru. Jejich malou změnu potvrzuje i monitorovací systém. Hodnota přehřátí chladiva ve výparníku $\Delta t_{SH} = 1 \text{ K}$ a hodnota podchlazení chladiva ve výparníku je $\Delta t_{SC} = 2 \text{ K}$. Podíl přeneseného tepelného výkonu přehřátím chladiva o 1 K vůči přenesenému výkonu změnou skupenství chladiva je 0,5 %. Přehřátí chladiva z pohledu tepelného toku můžeme zanedbat, nesmíme však zanedbat teplosměnnou plochu, kde přehřátí probíhá. Přehřátí probíhá na 10 % teplosměnné plochy, a proto pro var chladiva zbývá jen 90 %. Podobná situace nastává i v kondenzátoru kde je poměr mezi tepelným tokem potřebným pro podchlazení a tepelným tokem potřebným ke kondenzaci chladiva 1,5 %. I zde můžeme tepelný tok podchlazením zanedbat, nemůžeme však zanedbat, že probíhá na 10 % teplosměnné plochy. Termomechanický výpočet na straně chladiva uvažuje přehřátí chladiva ve výparníku a jeho podchlazení v kondenzátoru, výpočet prostupu tepla v obou výměnících přehřátí a podchlazení zanedbává.

Veškeré výpočty a zobrazení v p-h diagramech mají referenčním stav, kde je entalpie chladiva rovna nule pro sytou kapalinu v bodě varu při normálních podmínkách.

Podchlazené chladivo vystupující z kondenzátoru vstupuje přes expanzní¹⁷ ventil do ekonomizéru. Ekonomizér je otevřená středotlaká nádoba, v níž se odděluje z mokré páry chladiva sytá kapalina a sytá pára. Sytá pára, poté co projde zabudovaným odlučovačem kapek je nasáta středotlakým portem kompresoru. Sytá kapalina pokračuje přes další expanzní¹⁷ ventil do výparníku. Ekonomizér je dle návrhu, v normálním provozu v činnosti.

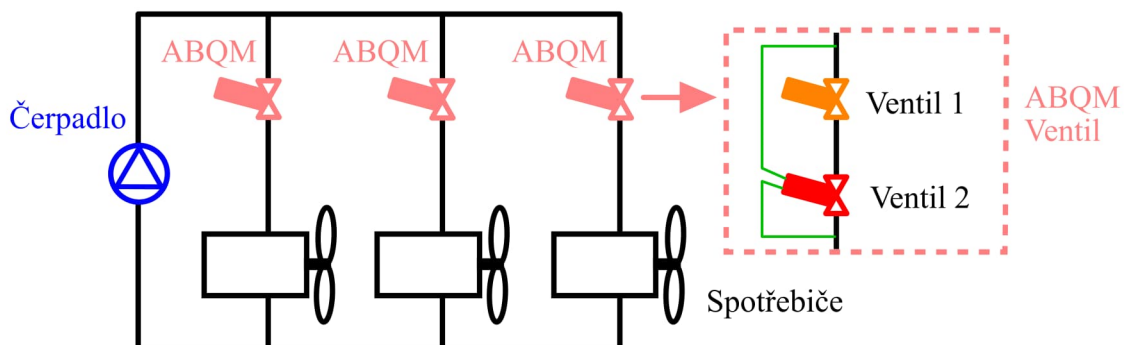
Teplota vody vystupující z výparníku je dle monitorovacího systému stejná nebo se neliší o méně nebo více než 0,1 K od teploty vstupující do chladicích aparátů, a to i na

¹⁶ Výrobce výměníků uvádí pro návrhové podmínky 0,15 K ve výparníku a 0,2 K v kondenzátoru teplotní skluz mezi mezitrubkovým prostorem a výstupu z výměníku.

¹⁷ Označení „expanzní ventil“ je použito, protože v těchto ventilech dochází k nevratné adiabatické expanzi, svou konstrukcí se ale neliší od jiných regulačních ventilů.

nejvzdálenějších větvích soustavy. Určení tepelné ztráty je pod rozlišovací schopností měřicího systému. I přes velkou rozlehlost potrubní sítě jsou ztráty velmi malé díky velké tloušťce izolace, ale zejména proto, že síť prochází, s výjimkou krátkých potrubních rozvodů v rámci strojovny chlazení, vždy vnitřním prostředím chladíren s nízkou teplotou vzduchu, a tak i rozdíl mezi teplotou teplotonosné látky a vnitřního vzduchu je velmi malý. Protože je vnitřní prostředí stabilní v průběhu denního i ročního cyklu, jsou i tepelné ztráty stabilní. Protože tepelné ztráty, resp. tepelné zisky, v tomto případě způsobují ochlazování okolního prostoru a ochlazování chladicích komor je účelem systému chlazení, lze o nich hovořit jako o tepelných ztrátách jen ve smyslu rozdílu předaného chladicího výkonu ve výparníku a v chladicích aparátech. Při nominálním průtoku výparníkem a rozdílu teplot 0,1 K je tepelná ztráta do 3 % celkového chladicího výkonu. V simulaci není tepelná ztráta z vodního okruhu uvažována. Teplota vody na výstupu z výparníku a teplota na vstupu do aparátu jsou stejné a teplota vody vystupující z chladicího aparátu je totožná s teplotou na vstupu do výparníku. Chladicí výkon předaný ve výparníku je stejný jako chladicí výkon předaný v chladicím aparátu. Chladicí aparát – chladič prostoru nemá žádné tepelné ztráty, protože se celý nachází v chlazeném prostoru. Veškeré výpočty pro prostupu tepla v chladicím aparátu uvažují relativní vlhkost nasávaného vzduchu 75 %.

Tlakové ztráty na vodním okruhu nelze zanedbat. Tlaková ztráta vodního okruhu se skládá z tlakové ztráty ve výparníku, tlakové ztráty v chladicím aparátu, tlakové ztráty v potrubní síti a tlakové ztráty ABQM ventilu. Celková tlaková ztráta systému odpovídá dopravnímu tlaku čerpadla. Tlakové ztráty jsou počítány, aby byla ověřena správná funkce systému, zejména ABQM ventilu, který ke své funkci potřebuje určitý minimální rozdíl tlaků. Použitý typ ABQM ventilu, ve stávajícím projektu potřebuje minimálně 30 kPa rozdíl tlaků. ABQM ventil má čtyři hlavní funkce, slouží jako regulátor tlakové difference, omezovač průtoku a jako vyvažovací a regulační ventil. Fyzicky se jedná o jediné zařízení se dvěma kuželkami, ale jeho funkci lze nejjednodušeji popsat pomocí dvou samostatných ventilů, viz obr. 6-4. Ventil 2 snižováním nebo zvyšováním hydraulického odporu udržuje konstantní tlakový spád mezi kontrolovanými místy. Ventil 1 díky konstantnímu tlakovému rozdílu který na něj působí může změnou hydraulického odporu přesně regulovat průtok.



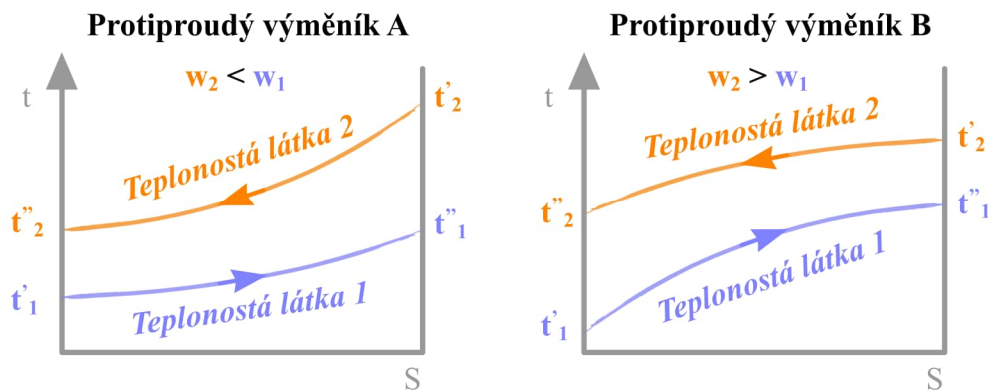
Obr. 6-4, zapojení a funkce ABQM

6.3 Metoda navrhování simulace

Metoda výpočtu je podobná modelu první generace, ale s několika podstatnými změnami. Oproti předchozímu modelu již zahrnuje přehřátí chladiva ve výparníku a podchlazení chladiva v kondenzátoru. Nový model obsahuje o jeden výměník, chladič prostoru, navíc. Kvůli více výměníkům zapojených v sérii, nelze použít pro výpočet přenosů tepla metodu středního logaritmického teplotního spádu a je použita metoda termické účinnosti. Místo kompresoru objemového bez frekvenčního měniče je použit kompresor rychlostní s frekvenčním měničem. Nyní kompresor není zcela závislý z hlediska chladicího výkonu na podmínkách ve výparníku a kondenzátoru, protože může modulovat své otáčky a tím měnit průtok chladiva.

6.3.1 Použití metody termické účinnosti

Ukázka pro sestavení rovnice prostupu tepla pomocí metody termické účinnosti je demonstrována viz rovnice Rov_E01, Rov_E02, Rov_E03, Rov_E04. Obr. 6-5 zobrazuje příklad teplotních profilů pro dva případy protiproudého výměníku. Ve výměníku A má ochlazovaná teplotní látka nižší tepelnou kapacitu proudu než teplotní látka ohřívána. Ve výměníku B je tomu naopak.



Obr. 6-5, metoda termické účinnosti, kde w je tepelná kapacita proudu, t je teplota, indexy 1 a 2 označují teplotní látku, index ' značí vstup a index '' výstup

Rov. (6-1), pro protiproudý výměník A

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{w_2 * (t'_2 - t''_2)}{w_2 * (t'_2 - t'_1)} \quad (6-1)$$

Rov. (6-2), rovnice pro protiproudý výměník B

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{w_1 * (t_1'' - t_1')}{w_1 * (t_2' - t_1')} \quad (6-2)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}}{w_{min} * (t_2' - t_1')} \quad (6-3)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon * w_{min} * (t_2' - t_1') \quad (6-4)$$

Kde $\varepsilon [-]$ je termická účinnost, $\dot{Q} [W]$ je tok tepla, $w [W/K]$ je tepelná kapacita proudu, $t [K]$ je teplota, indexy 1 a 2 označují teplonosnou látku, index ' značí vstup a index '' výstup.

Rov. (6-3) a (6-4) je pro výměník A i pro výměník B.

6.3.2 Rovnice toků tepla

Toky tepla lze pro modelovanou soustavu popsat pomocí rovnic uvedených níže:

Rov. (6-5), kalorimetrická rovnice pro MEG30 oběh

$$\dot{Q}_{cnd} = w_e * (t_{eout} - t_{ein}) \quad (6-5)$$

Rov. (6-6), rovnice přenosu tepla v kondenzátoru

$$\dot{Q}_{cnd} = (1 - e^{-NTU}) * w_e * (SDT - t_{ein}) \quad (6-6)$$

Rov. (6-7), závislost kondenzačního výkonu na ostatních veličinách

$$\dot{Q}_{cnd} = f(SST, SDT, \text{vlastnosti chladiva}, \text{vlastnosti kompresoru}, n) \quad (6-7)$$

Rov. (6-8), závislost kondenzačního výkonu na ostatních veličinách

$$\dot{Q}_{evp} = f(SST, SDT, \text{vlastnosti chladiva}, \text{vlastnosti kompresoru}, n) \quad (6-8)$$

Rov. (6-9), rovnice přenosu tepla ve výparníku

$$\dot{Q}_{evp} = (1 - e^{-NTU}) * w_w * (t_h - SST) \quad (6-9)$$

Rov. (6-10), kalorimetrická rovnice pro oběh vody

$$\dot{Q}_{evp} = w_w * (t_h - t_c) \quad (6-10)$$

Rov. (6-11), rovnice přenosu tepla v chladícím aparátu

$$\dot{Q}_{evp} = \left(\frac{1 - e^{(R-1)*NTU}}{1 - R * e^{(R-1)*NTU}} \right) * w_{min} * (t_{ain} - t_c) \quad (6-11)$$

Rov. (6-12), kalorimetrická rovnice pro oběh vzduchu¹⁸

$$\dot{Q}_{evp} = w_a * (t_{ain} - t_{aout}) \quad (6-12)$$

Kde \dot{Q}_{cnd} [W] je kondenzační výkon, \dot{Q}_{evp} [W] je chladicí výkon, w_e [W/K] je tepelná kapacita MEG30 proudu, w_w [W/K] je tepelná kapacita vodního proudu, teploty jsou definovány dle obr. 6-1, n [ot/min] jsou otáčky kompresoru

Z rovnic výše lze R rozepsat jako rov. (6-13) a NTU jako rov. (6-14).

Rov. (6-13), rovnice pro R

$$R = \frac{w_{min}}{w_{max}} \quad (6-13)$$

Kde w_{max} [W/K] je maximální tepelná kapacita proudu, w_{min} [W/K] je minimální tepelná kapacita proudu

Rov. (6-14), rovnice pro bezrozměrnou velikost výměníku NTU (Number of transfer units)

$$NTU = \frac{\alpha * S}{w_{min}} \quad (6-14)$$

Kde α [W/m² K] je součinitel prostupu tepla, S [m²] je teplosměnná plocha výměníku, w_{min} [W/K] je minimální tepelná kapacita proudu

¹⁸ Tato rovnice zanedbává kondenzaci vzdušné vlhkosti na teplosměnné ploše chladiče prostoru.

6.4 Postu výpočtu

Rov. (6-15), V prvním kroku je z rovnice přenosu tepla v chladicím aparátu, na základě znalosti požadovaného chladicího výkonu, teploty vzduchu vstupujícího do chladicího aparátu, průtoku vzduchu a vody vypočtena teplota vody vystupující z výparníku a vstupující do chladicího aparátu.

$$t_c = t_{ain} - \frac{\dot{Q}_{evp}}{\left(\frac{1 - e^{(R-1)*NTU}}{1 - R * e^{(R-1)*NTU}} \right) * W_{min}} \quad (6-15)$$

Rov. (6-16), V druhém kroku je z kalorimetrické rovnice pro vodní okruh vypočtena teplota vody vracející se z chladicího aparátu do výparníku.

$$t_h = \frac{\dot{Q}_{evp}}{W_w} + t_c \quad (6-16)$$

Rov. (6-17), Ve třetím kroku je z rovnice přenosu tepla ve výparníku vypočtena na základě znalosti požadovaného chladicího výkonu, průtoku vody vstupujícího do výparníku a její teploty vypařovací teplota.

$$SST = t_h - \frac{\dot{Q}_{evp}}{(1 - e^{-NTU}) * W_w} \quad (6-17)$$

Rov. (6-18) a (6-19), ve čtvrtém kroku z vypařovací teploty, kondenzační teploty, hodnoty přehřátí ve výparníku a podchlazení v kondenzátoru známe všechny stavy chladiva v chladicího oběhu, tedy známe i hmotovou chladivost a množství kondenzačního tepla na jednotku hmotnosti chladiva. Z požadovaného chladicího výkonu, a hmotové chladivosti je znám požadovaný hmotností průtok. Kompresor nastaví své otáčky tak, aby při daném rozdílu tlaku na sání a výtlačku splnil požadovaný hmotnostní průtok. Díky množství kondenzačního tepla na jednotku hmotnosti chladiva a hmotnostnímu průtoku je určen kondenzační výkon. Tyto kroky jsou provedeny pomocí výpočetního softwaru výrobce kompresoru. Při prvním výpočtu kroku čtyři ještě není k dispozici kondenzační teplota, která bude zpětně vypočtena až v kroku pět, proto je první iteraci dosazena zvolená hodnota 36 °C.

$$n = f \left(\begin{array}{c} \dot{Q}_{evp}, t_{evp}, t_{cnd}, \Delta t_{SH}, \Delta t_{SC}, \\ \text{vlastnosti chladiwa,} \\ \text{vlastnosti kompresoru} \end{array} \right) \quad (6-18)$$

$$\dot{Q}_{cnd} = f \left(\begin{array}{c} \dot{Q}_{evp}, t_{evp}, t_{cnd}, \\ \text{vlastnosti chladiwa,} \\ \text{vlastnosti kompresoru, } n \end{array} \right) \quad (6-19)$$

Rov. (6-20), v pátém kroku je z rovnice přenosu tepla v kondenzátoru vypočtena na základě znalosti kondenzačního výkonu, průtoku MEG30 vstupujícího do výparníku a její teploty nová kondenzační teplota.

$$SDT = \frac{\dot{Q}_{cnd}}{(1 - e^{-NTU}) * w_e} + t_{ein} \quad (6-20)$$

Následně je znovu proveden čtvrtý krok s novou kondenzační teplotou a je vypočten nový kondenzační výkon. Následuje znovu krok pět, kde je vypočtena nová přesnější kondenzační teplota. Kroky čtyři a pět se opakují, dokud se nově vypočtená kondenzační teplota neliší od předchozí o méně než 0,05 K.

Rov. (6-21), V kroku šest je zjištěn elektrický příkon kompresoru

$$P_{e,com} = f \left(\begin{array}{c} \dot{Q}_{evp}, t_{evp}, t_{cnd}, \\ \text{vlastnosti chladiwa,} \\ \text{vlastnosti kompresoru, } n \end{array} \right) \quad (6-21)$$

V dalších krocích jsou vypočteny tlakové ztráty vodního okruhu, ověřena správná funkce ABQM ventilu a určena účinnost a elektrický příkon vodního čerpadla. Po vypočítání tlakových ztrát v chladicím aparátu na straně vzduchu je určena účinnost a elektrický příkon ventilátoru.

6.5 Poznámky k výpočtu

V kroku 1 je chladicí výkon a průtok vody rovnoměrně rozdělen mezi stanovený počet chladičů prostoru. Chladicí jednotka je složena celkem ze tří kompresoru. Dle požadovaného výkonu, jsou jeden až tři kompresory v provozu. Jejich aktivaci řídí následující schéma, které odpovídá regulaci ve stávajícím systému.

Ze zadané vypařovací a kondenzační teploty, hodnoty přehřátí ve výparníku a hodnoty podchlazení v kondenzátoru jsou podle dynamicky se měnící obálky kompresoru odečteny minimální a maximální možný dodávaný chladicí výkon jednoho kompresoru. Pokud je požadovaný výkon menší než minimální, není v provozu žádný kompresor. Pokud je požadovaný výkon větší než minimální, ale ne větší než 80 % maximálního, je v provozu právě jeden kompresor. Když požadovaný chladicí výkon přesáhne 80 % maximálního výkonu jednoho kompresoru, jsou v provozu dva kompresory až do hodnoty 160 % maximálního výkonu jednoho kompresoru, kdy je zpuštěn i třetí kompresor. Uvedený algoritmus vychází z technickou dokumentaci výrobce jednotek. V případě že požadovaný výkon přesáhne 300 % výkonu jednoho kompresoru, nelze tento požadavek splnit. Vždy když je v provozu více kompresorů, všechny jsou v provozu se stejným vytížením.

Součinitel prostupu tepla ve výparníku není s měnícím se rozdílem teplot konstantní. Proto metoda termické účinnosti, která předpokládá součinitel prostupu tepla konstantní, není zcela přesná. Pro tento případ byl vytvořen numerický způsob výpočtu, který počítá s aktuálním součinitelem prostupu tepla po celé teplosměnné ploše výměníku. Více k této problematice je uvedeno v kapitole 7.

7 TEORETICKÉ POZNATKY K PROSTUPU TEPLA A HYDRAULICE

7.1 Prostup tepla ve výparníku

Výparník EFWN.7142296-2P.M použitý v jednotce CW-M3-TGS310HL je dvoutahový trubkový výměník. Výměník má vnější průměr pláště 711 mm, je dlouhý 4200 mm a obsahuje 296 trubek typu GEWA-B [11]. GEWA-B jsou trubky s vylepšeným povrchem speciálním vnitřním a vnějším žebrováním. Chladivo se nachází v mezitrubkovém prostoru a chlazená voda uvnitř trubek a v obou hlavách výměníku.

Prostup tepla ve výparníku se skládá z přestupu tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek, z vedení tepla stěnou trubky z vnitřního na vnější povrch a přestupu tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva.

Výpočet toku tepla přenášený výparníkem lze vypočítat dle rov. (7-1) a (7-2).

$$\dot{Q}_{evp} = A_i * \dot{q}_{si} \quad (7-1)$$

$$\dot{Q}_{evp} = A_e * \dot{q}_{se} \quad (7-2)$$

Kde \dot{Q}_{evp} [W] je přenášený tok tepla, A_i [m²] teplosměnná plocha na vnitřní straně trubek, A_e [m²] teplosměnná plocha na vnější straně trubek, \dot{q}_{si} [W/m²] měrný tok tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnitřní straně trubek, \dot{q}_{se} [W/m²] měrný tok tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnější straně trubek.

Výpočet měrného toku tepla je uveden v rov. (7-3) a (7-4). Měrný tok je vždy vztažen ke konkrétní ploše.

$$\dot{q}_{si} = \Delta T_{LMTD} * U_{si} \quad (7-3)$$

$$\dot{q}_{se} = \Delta T_{LMTD} * U_{se} \quad (7-4)$$

Kde \dot{q}_{si} [W/m²] je měrný tok tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnitřní straně trubek, \dot{q}_{se} [W/m²] měrný tok tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnější straně trubek, ΔT_{LMTD} [K] je střední logaritmičkový teplotní spád, U_{si} [W/m² K] je součinitel prostupu tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnitřní straně trubek, U_{se} [W/m² K] je součinitel prostupu tepla vztažený k teplosměnné ploše na vnější straně trubek.

Součinitel prostupu tepla ve výparníku závisí na součiniteli přestupu tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek, součiniteli tepelné vodivosti materiálu stěny trubky,

součiniteli přestupu tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva, vnitřním a vnějším průměru trubek viz rov. (7-5) a (7-6).

$$U_{si} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{D_i}{\alpha_e * D_e} + f_i + \frac{D_i * f_e}{D_e} + \frac{D_i}{2 * \lambda_T} * \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (7-5)$$

$$U_{se} = \frac{1}{\frac{D_e}{\alpha_i * D_i} + \frac{1}{\alpha_e} + \frac{D_e * f_i}{D_i} + f_e + \frac{D_i}{2 * \lambda_T} * \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (7-6)$$

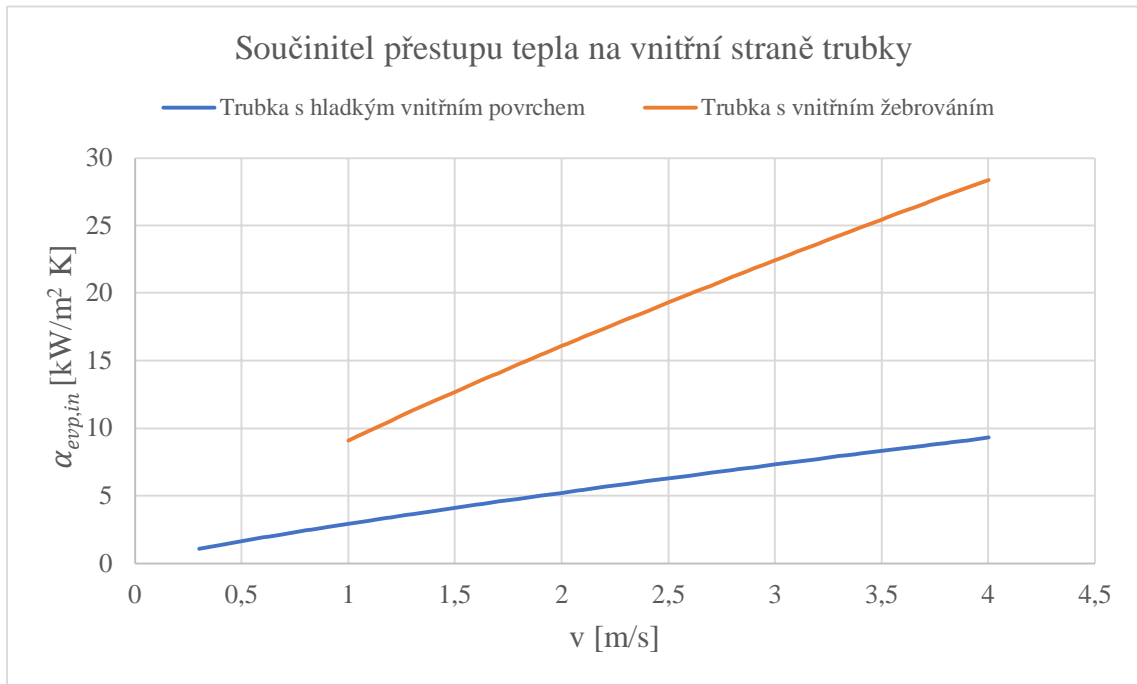
Kde U_{si} [$W/m^2 K$] je součinitel prostupu tepla vztážený k teplosměnné ploše na vnitřní straně trubek, U_{se} [$W/m^2 K$] je součinitel prostupu tepla vztážený k teplosměnné ploše na vnější straně trubek, α_i [$W/m^2 K$] je součinitel přestupu tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek, α_e [$W/m^2 K$] je součinitel přestupu tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva, λ_T [$W/m K$] je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky, f_i [$m^2 K/W$] je faktor zanesení na vnitřní straně trubek, f_e [$m^2 K/W$] je faktor zanesení na vnější straně trubek.

Faktory zanesení jsou dle návrhového listu výparníku, viz příloha 7, velice nízké, proto jsou zanedbány.

7.1.1 Přestup tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek

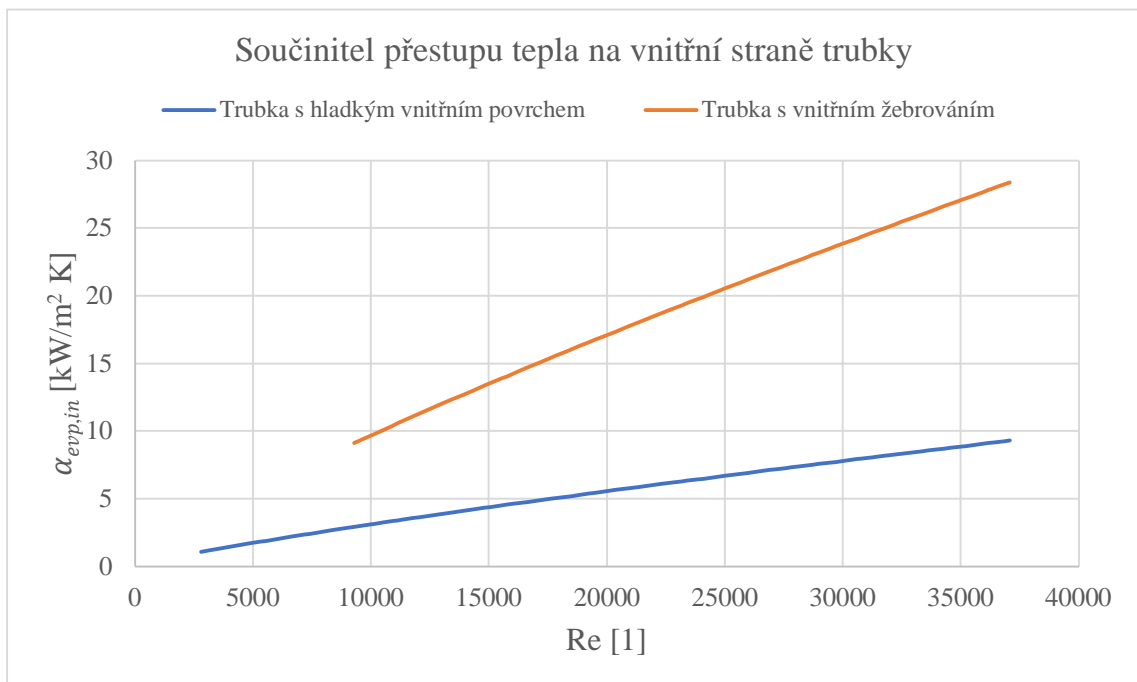
Součinitel přestupu tepla z chlazené vody na vnitřní povrch trubek závisí na vlastnosti teplotonosné látky, vody, vnitřním průměru trubky, ale především na rychlosti proudění. Matematický model předpokládá přítomnost turbulentního proudění. Pro určení závislosti součinitele přestupu tepla pro hladkou trubku lze použít Whitakerovu korelaci [12], ze které je nejprve vypočteno Nusseltovo kritérium, z něhož je součinitel následně určen. Trubka s vnějším žebrováním se velikostí součinitele přestupu tepla liší od trubky hladké, je proto nutné použít komplexnější korelaci [13], která závisí i na geometrii žeber. Platnost těchto korelací je omezena na turbulentní proudění, proto je nutné při výpočtech ověřovat Reynoldsovo kritérium ve vztahu ke kritickému Reynoldsovu kritériu. Kritické Reynoldsovo kritérium pro trubku s vnitřním žebrováním lze vypočíst dle studie [14]. Oproti trubce hladké, kde je přechod z turbulentního proudění do proudění laminárního velice nestabilní, trubka žebrovaná vykazuje na začátku tohoto přechodu pozvolný náběh. Dle [14] se Reynoldsovo kritérium snižuje, se zvětšujícím se poměr výšky žebra vůči vnitřnímu průměru a také se snižuje se zvětšujícím se úhlem žebrování. Obecně je ale kritické Reynoldsovo číslo pro hladkou trubku menší než pro trubku s vnitřním žebrováním. Obdobnou korelaci jako [13] lze nalézt i ve studii [15].

Součinitel přestupu tepla v závislosti na rychlosti proudění vody je znázorněn na obr. 7-1.



Obr. 7-1, součinitel přestupu tepla v závislosti na rychlosti pro trubku s hladkým vnitřním povrchem a pro trubku s vnitřním žebrováním

Součinitel přestupu tepla v závislosti na Reynoldsově čísle je znázorněn na obr. 7-2.



Obr. 7-2, součinitel přestupu tepla v závislosti Reynoldsově čísle, pro trubku s hladkým vnitřním povrchem a pro trubku s vnitřním žebrováním

7.1.2 Vedení tepla stěnou trubky z vnitřního na vnější povrch

Díky vysokému součiniteli tepelné vodivosti slitiny mědi Cu-DHP/C12200 [16], ze které jsou GEVA-B trubky vyrobeny a díky jejich relativně malé tloušťce stěny, je tepelný odpor vedením řádově menší než oba tepelné odpory při přestupu tepla.

7.1.3 Přestup tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva

Ve výparníku dochází k objemovému varu chladiva.¹⁹

Součinitel přestupu tepla z vnějšího povrchu trubek do chladiva závisí na typu chladiva a zejména na rozdílu teplot mezi povrchem trubky a teplotou varu chladiva a tlaku, který tuto teplotu varu určuje. Zástupnou veličinou rozdílu teplot mezi povrchem trubky a teplotou varu chladiva pro tuto závislost je měrný tepelný tok. Tyto veličiny jsou svázány přímou úměrou viz rov. (7-7), kde konstanta úměrnosti je součinitel přestupu tepla.

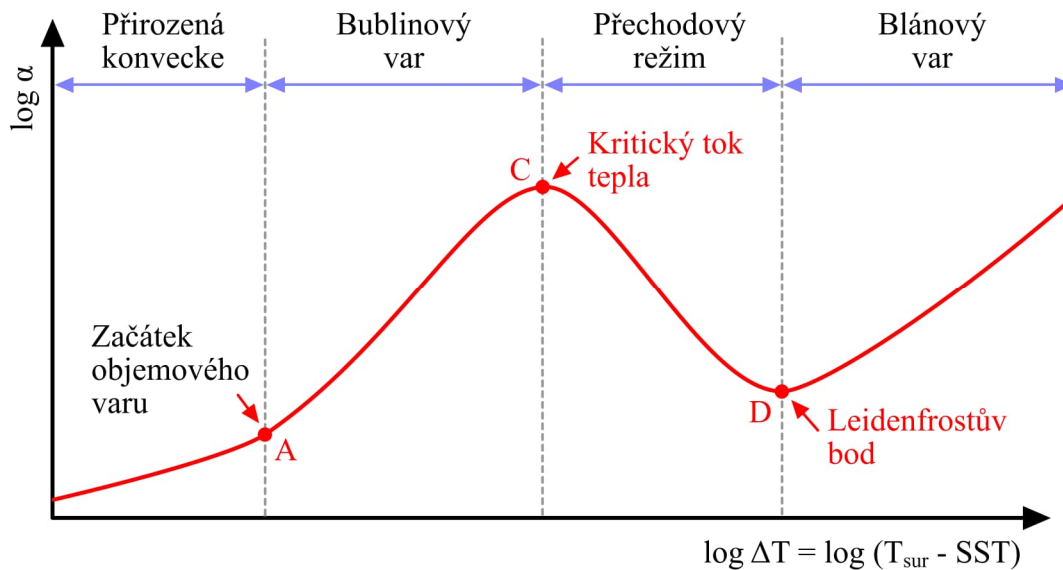
$$\dot{q} = \alpha * \Delta T \quad (7-7)$$

Kde \dot{q} [W/m^2] je měrný tepelný tok, α [$W/m^2 K$] je součinitel přestupu tepla, ΔT [K] rozdíl teplot.

Závislost součinitele přestupu tepla na rozdílu teplot charakterizuje Nukiyamova křivka varu viz obr. 7-3.²⁰

¹⁹ Tato podkapitola se zabývá situací varu syté kapaliny. Děje jako ohřívání podchlazené kapaliny na sytou a přehřívání syté páry chladiva nejsou uvažovány.

²⁰ Standartně se Nukiyamova křivka zobrazuje jako závislost toku tepla na rozdílu teplot, ale lze jí zobrazit i takto.



Obr. 7-3, Nukiyamova křivka varu, vychází z [17]

Na Nukiyamově křivce jsou znázorněny různé režimy varu.

Za běžných provozních podmínek se přenos tepla ve výparníku děje v první části fáze bublinového varu. Ani za největšího vytížení by výparník v žádném případě neměl dosáhnout kritického toku tepla. Polohu kritického bodu pro podobné chladivo R134a ověřuje studie [18].

Závislost součinitele přestupu tepla pro hladkou trubku kruhového průřezu můžeme určit pomocí Cooperovi korelace [19].

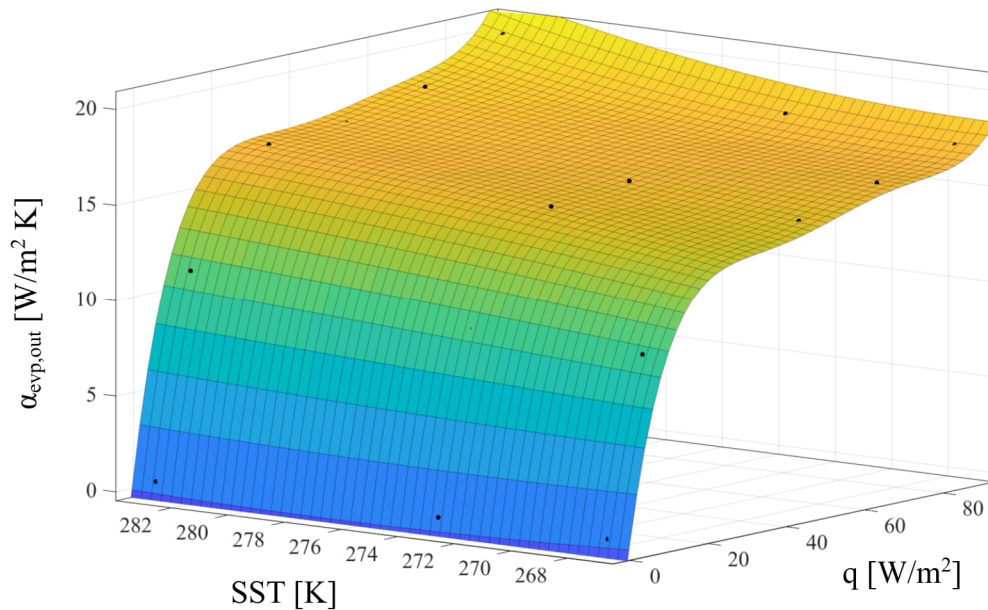
Protože se GEVA-B trubka výrazně odlišuje od trubky hladké nelze tuto korelaci ani přibližně použít. Je proto nutné najít korelaci zohledňující vylepšený povrch. Ze studií [20], [21], [22] vyplývá, že je velice obtížné sestavit univerzální korelaci pro součinitel přestupu tepla při varu chladiva na vylepšeném povrchu zejména kvůli následujícím problémům.

Součinitel přestupu tepla nezáleží jen na tom, jak je žebrování účinné ve zvětšení teplosměnné plochy, ale i jak svým tvarem napomáhá vzniku nukleačních bodů. Pro tuto vlastnost je velice obtížné najít závislost na obecné geometrii žebrování.

Průběh závislosti součinitele na rozdílu teplot mezi povrchem trubky a teplotou varu chladiva a na vypařovacím tlaku je velmi závislý na typu chladiva. Jednotlivé závislosti se neliší jen číselným posunem, ale i odlišnými trendy.

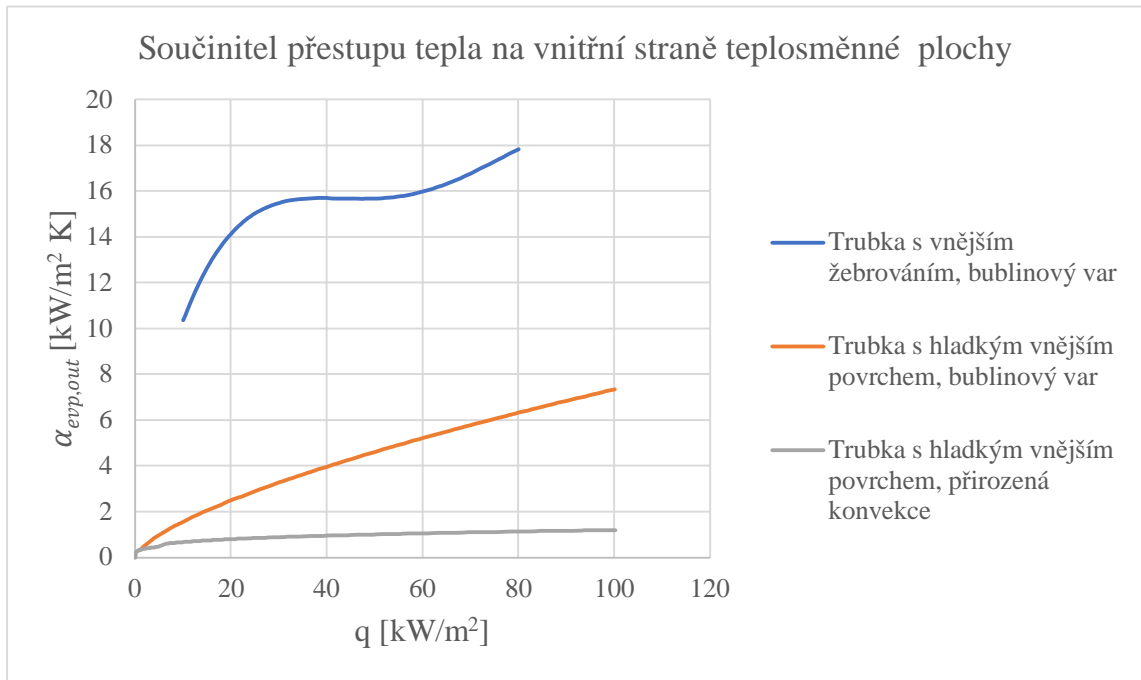
Dále situaci komplikuje hystereze součinitele přestupu tepla v bodě A [23]. Tento rozdíl v součinitelích při navyšování nebo snižování výkonu výměníku může komplikovat regulaci při malých chladicích výkonech.

Pro nedostupnost univerzální korelace a pro zachování přesnosti bylo zvoleno použití experimentálně naměřených dat pro konkrétní typ žebrovaných trubek GEVA-B a chladiva R1234ZEE viz studie [22]. Z experimentálních dat byla vytvořena vlastní závislost viz obr. 7-4.

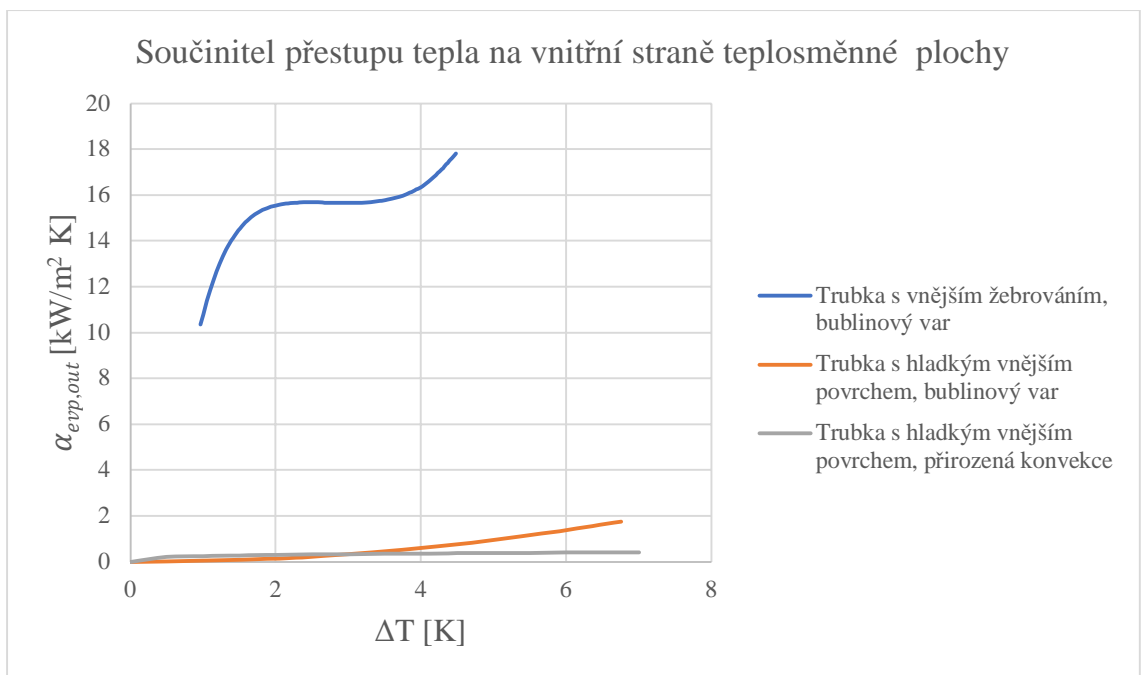


Obr. 7-4, závislost součinitele přestupu tepla mezi vnější stěnou trubky GEVA-B na měrném toku tepla a vypařovací teplotě, měrný tok je vztažen k válcové ploše o průměru d_4 viz příloha 5.

Značný rozdíl součinitele přestupu tepla mezi hladkou a žebrovanou trubkou vidíme na obr. 7-5 v závislosti na měrném toku tepla a na obr. 7-6 v závislosti na rozdílu teplot mezi povrchem trubky a teplotou varu chladiva.



Obr. 7-5, součinitel přestupu tepla na vnitřní straně teplosměnné plochy v závislosti na měrném toku tepla, měrný tok je vztažen k válcové ploše o průměru d_4 viz příloha 5.



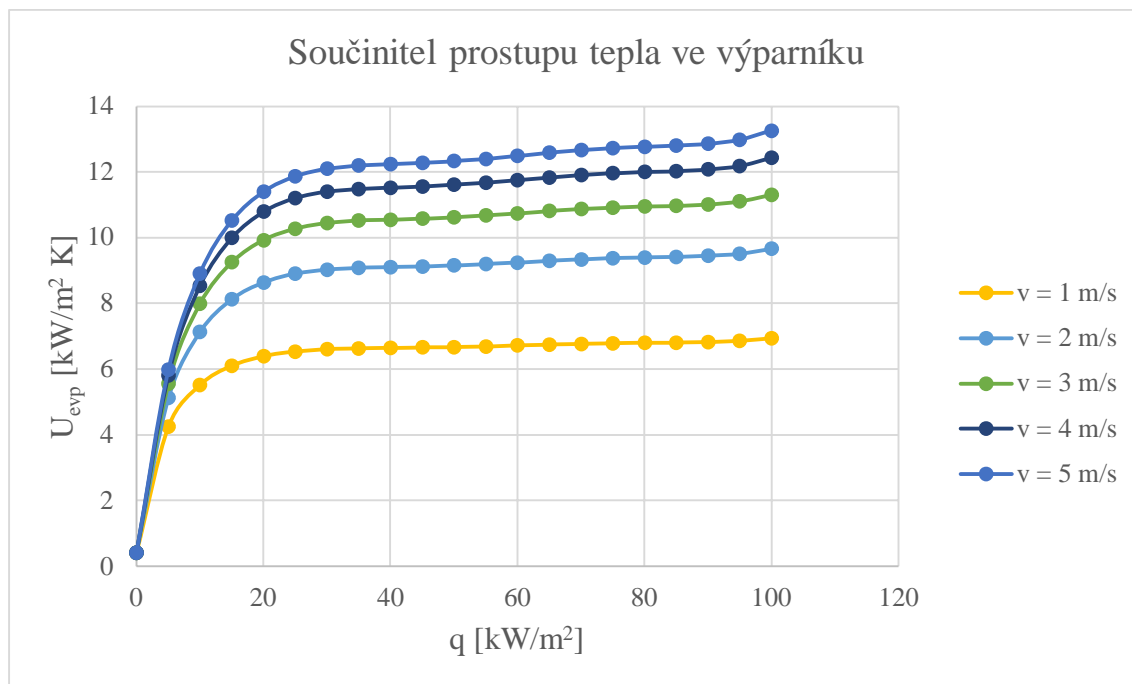
Obr. 7-6, součinitel přestupu tepla na vnitřní straně teplosměnné plochy v závislosti na rozdílu teplot mezi povrchem trubky a vypařovací teplotou

Výše uvedené korelace jsou platné pro jedinou trubku.

Na součinitel má také vliv uspořádání trubek do svazku. Více trubek umístěných ve svazku se navzájem ovlivňuje. V mezitrubkovém prostoru díky vztlaku vznikajících bublin par chladiva se začnou vytvářet konvektivní proudy, které zvyšují součinitel přestupu tepla trubkám umístěným výše ve svazku.

Tento efekt je významný a je nutno s ním uvažovat ve svazku hladkých trubek. Rovnice pro zohlednění tohoto efektu je uvedena například v [19]. Oblast významu, pro trubky s žebrovaným vnějším povrchem je ale, omezena na velice malé měrné toky tepla viz studie [24]. Tyto malé měrné toky tepla jsou mimo běžnou pracovní oblast modelovaného výparníku, proto je v matematickém modelu použita korelace pro osamocenou trubku bez významné chyby.

Celkový prostup tepla výparníkem v závislosti na měrném toku tepla, který je vztažen k vnitřní straně trubky a rychlosti vody pro konstantní vypařovací teplotu $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ je znázorněn na obr. 7-7.



Obr. 7-7, prostup tepla výparníkem v závislosti na měrném toku tepla, který je vztažen k vnitřní straně trubky a rychlosti vody pro konstantní vypařovací teplotu $0\text{ }^{\circ}\text{C}$

7.2 Prostup tepla v kondenzátoru

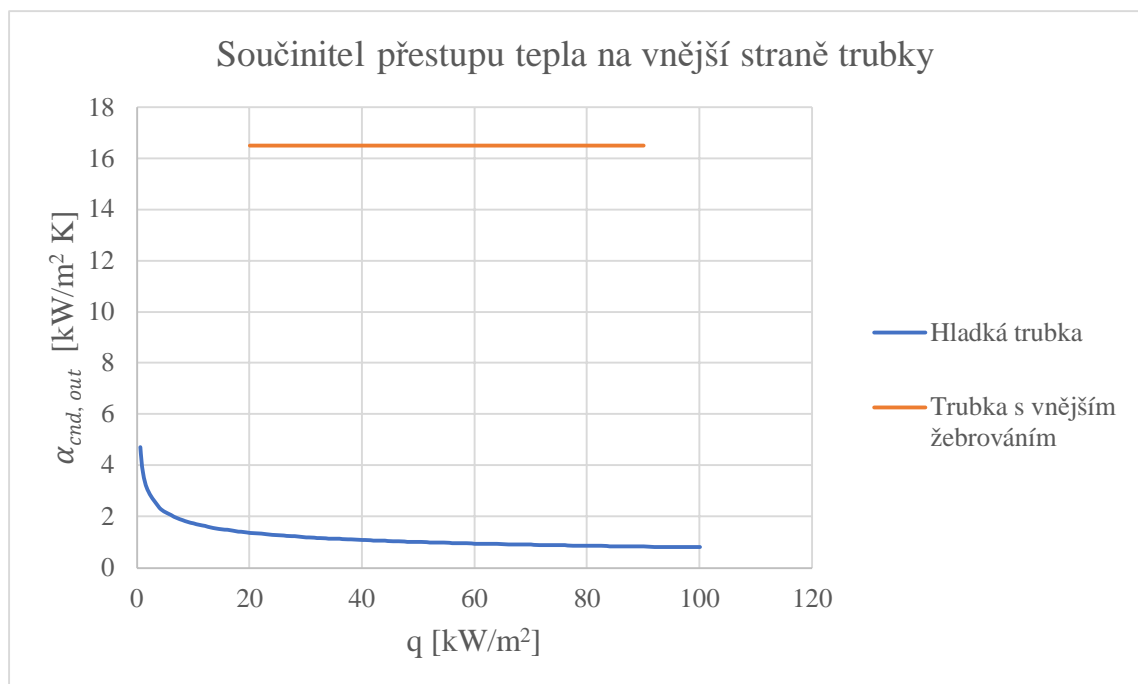
Kondenzátor CB.4542200-2P.M H3 použitý v jednotce CW-M3-TGS310HL je dvoutahový trubkový výměník. Výměník má vnější průměr pláště 450 mm, je dlouhý 4200 mm a obsahuje 200 trubek typu GEWA-C [25]. GEWA-C jsou trubky s vylepšeným

povrchem se speciálním vnitřním a vnějším žebrováním. Chladivo se nachází v mezitrubkovém prostoru a chladicí voda je uvnitř trubek a v obou hlavách výměníku.

Prostup tepla ve výparníku se skládá z přestupu tepla z chladiva na vnější povrch trubek, z vedení tepla stěnou trubky z vnějšího na vnitřní povrch a z přestupu tepla z vnitřního povrchu trubek do chladicí vody.

7.2.1 Přestup tepla z chladiva na vnější povrch trubek

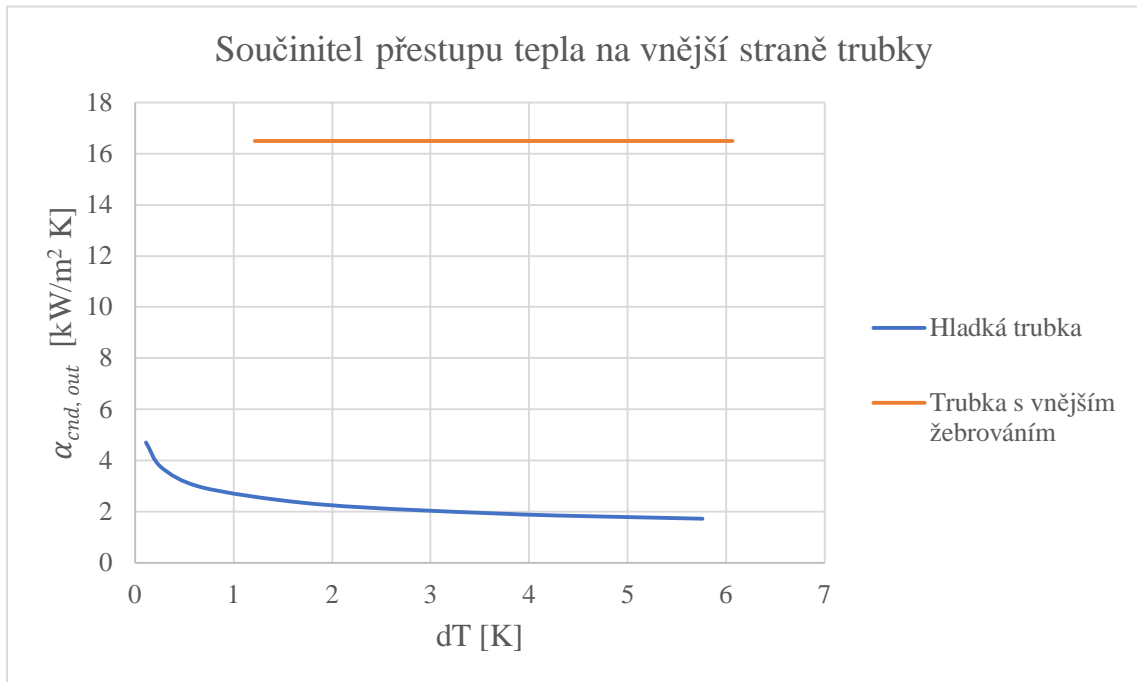
Na povrchu trubek dochází k filmové kondenzaci.²¹ Součinitel přestupu tepla pro tento děj a hladkou trubku, můžeme vypočítat pomocí Nusseltova modelu filmové kondenzace. Protože se ale hladká trubka od použité trubky GEWA-C (příloha) se speciální žebrováním výrazně liší, jsou na místo Nusseltova analytického řešení použita experimentálně změřená data ze studie [26]. Srovnání součinitelů přestupu tepla pro hladkou a žebrovanou trubku je uvedena na obr. 7-8 v závislosti na měrném toku tepla a na obr. 7-9 v závislosti na rozdílu kondenzační teploty a teploty povrchu trubky.



Obr. 7-8, součinitel přestupu tepla pro vnější povrch hladké trubky a trubky s vnějším žebrováním v závislosti na toku tepla

Tok tepla na obr. 7-8 je vztažen k průměru d_4 viz příloha 6.

²¹ Tato podkapitola se zabývá kondenzací syté páry, děje jako ochlazování přehřáté páry na sytou a podchlazování sytého kapalného chladiva nejsou uvažovány.



Obr. 7-9, součinitel přestupu tepla pro vnější povrch hladké trubky a trubky s vnějším žebrováním v závislosti na rozdílu kondenzační teploty a teploty povrchu trubky

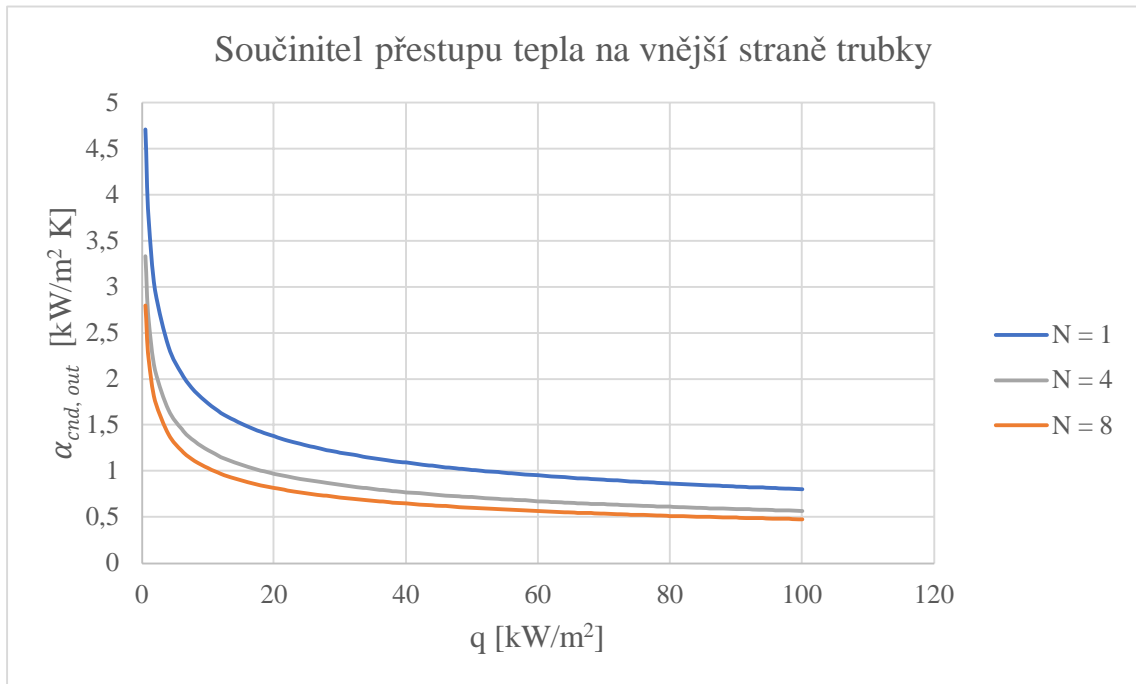
Součinitel přestupu tepla z chladiva na vnější povrch trubek závisí na typu chladiva a zejména na rozdílu teplot mezi povrchem trubky a teplotou kondenzace. Na rozdíl od varu je závislost kondenzace na tlaku, při kterém probíhá, zanedbatelná [23].

Vytvořený kondenzát postupně stéká z vrchních trubek na trubky umístěné ve svazku níže. S rostoucí tloušťkou kondenzátu se součinitel přestupu tepla postupně zhoršuje. Tento fakt zohledňuje vztah (7-8) [27] pro trubky ve svazku uspořádané vystřídane.

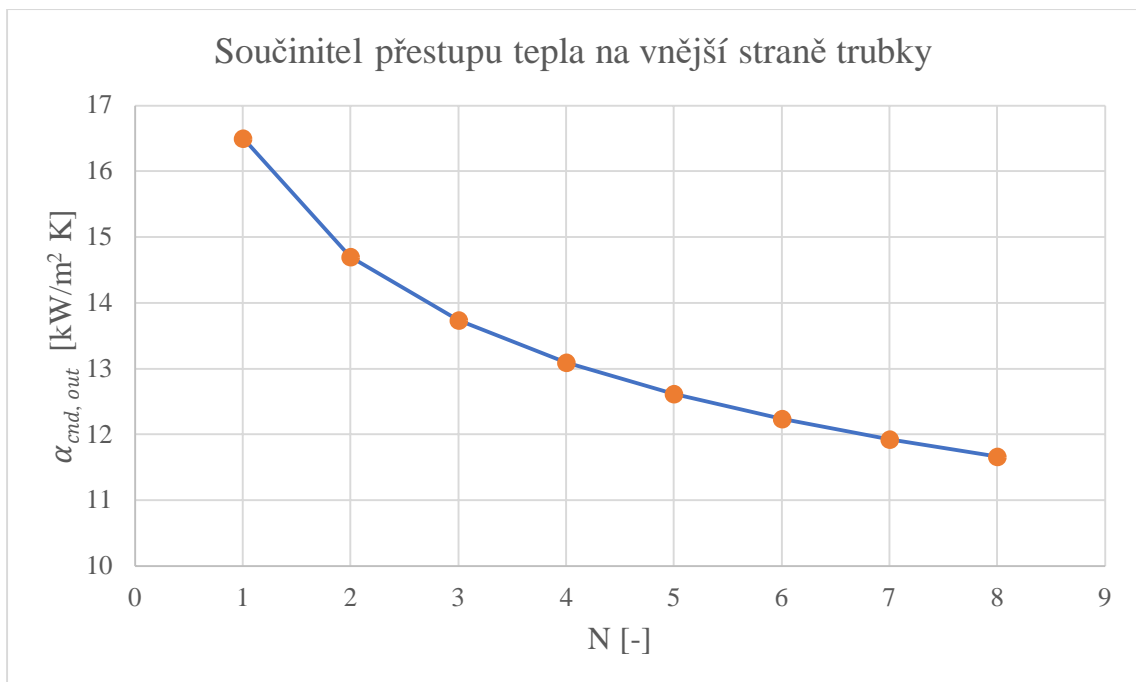
$$\alpha_{cnd,out,N} = \alpha_{cnd,out,1} * N^{\left(-\frac{1}{6}\right)} \quad (7-8)$$

Kde $\alpha_{cnd,out,N}$ [W/m² K] je součinitel přestupu tepla N-té trubky odshora, $\alpha_{cnd,out,1}$ [W/m² K] je součinitel přestupu tepla první trubky odshora, N [-] pořadí trubky odshora.

Tento vztah je graficky znázorněn na obr. 7-10 pro případ Nusseltova modelu a na obr. 7-11 pro případ trubky s vnějším drážkováním.



Obr. 7-10, vliv umístění trubky ve svazku, pro případ Nusseltova modelu



Obr. 7-11, vliv umístění trubky ve svazku, pro případ trubky s vnějším žebrováním

7.2.2 Vedení tepla stěnou trubky z vnějšího na vnitřní povrch

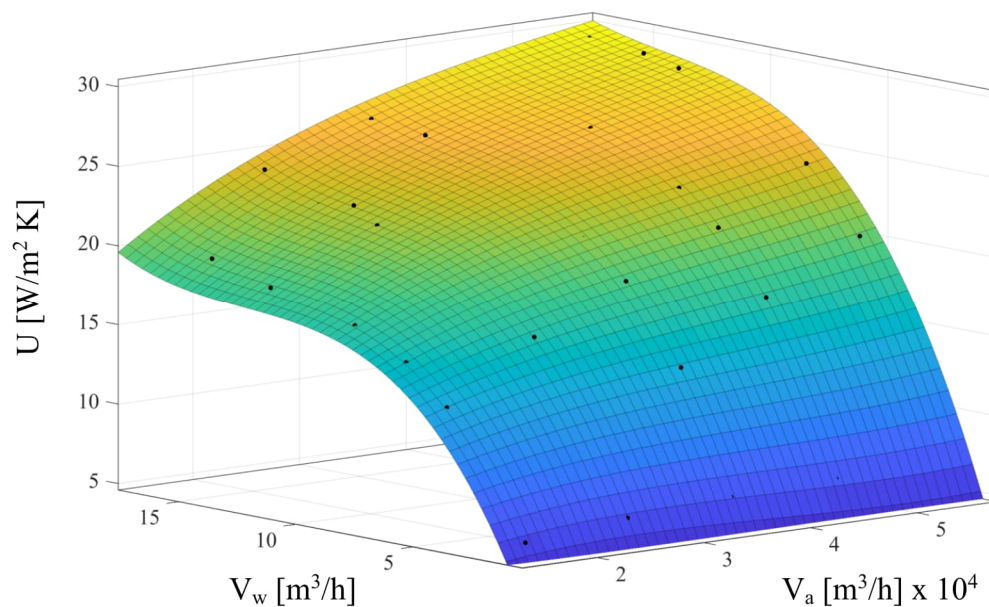
Díky vysokému součiniteli tepelné vodivosti slitiny mědi Cu-DHP/C12200 [16], ze kterého jsou GEVA-C trubky vyrobeny, a díky jejich relativně malé tloušťce stěny, je tepelný odpor vedením řádově menší než oba tepelné odpory při přestupu tepla.

7.2.3 Přestupu tepla z vnitřního povrchu trubek do chladicí vody

Pro výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřního povrchu trubek do chladicí vody byla použita obdobná korelace jako v podkapitole 7.1.1. Tato korelace viz [28] lépe odpovídá geometrii vnitřního žebrování pro trubku GEWA-C.

7.3 Prostup tepla v chladícím aparátu

Součinitel prostupu tepla byl dopočítán z dat získaných z návrhového softwaru chladících aparátů viz příloha [29]. Vizualizace závislosti součinitele prostupu tepla na objemovém průtoku vzduchu a objemovém průtoku vody je zobrazena na obr. 7-12.



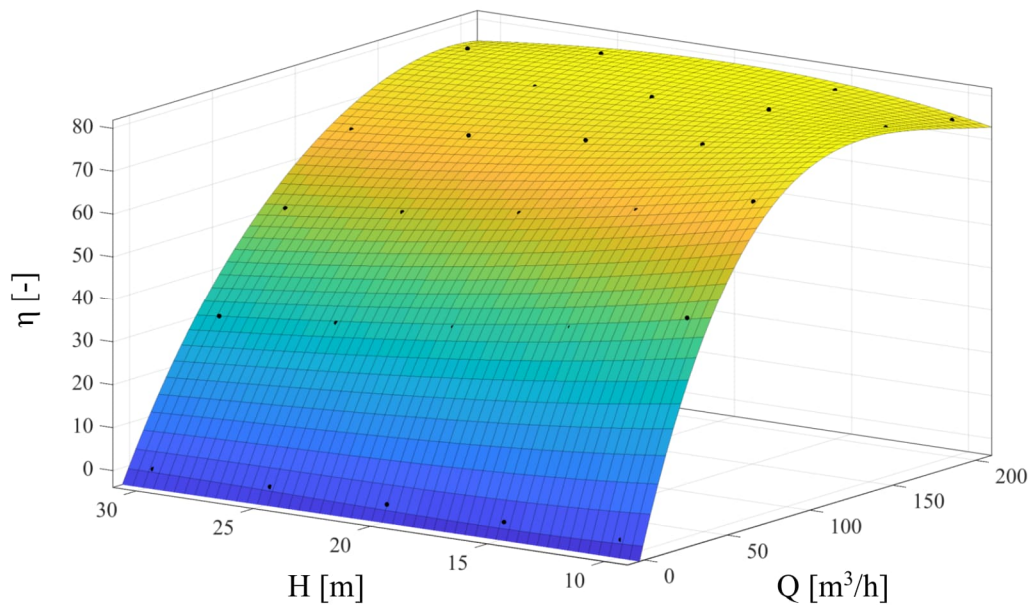
Obr. 7-12, závislost součinitele prostupu tepla na objemovém průtoku vzduchu a objemovém průtoku vody chladícím aparátem

7.4 Účinnost ventilátorů chladicího aparátu a oběhového čerpadla

Pro výpočet elektrického příkonu ventilátorů a oběhových čerpadel je nutné znát jejich účinnost za různých pracovních podmínek.

Poměr dopravního tlaku a průtoku vzduchu chladicím aparátem je díky dobrému návrhu v celém provozním rozsahu téměř konstantní. To způsobuje, že i účinnost EC ventilátoru je v celém pracovním rozsahu téměř konstantní s odchylkou do 5 %. Hodnota účinnosti ventilátorů je 46 %.

Účinnost oběhového čerpadla je závislá na dopravním tlaku a objemovém průtoku vody. Tato závislost je zobrazena na obr. 7-13. Na obr. 7-13 je dopravní tlak zastoupen dopravní výškou.



Obr. 7-13, závislost účinnosti čerpadla na dopravní výšce a objemovém průtoku vody

8 VÝSLEDKY SIMULACÍ

8.1 Operační podmínky chladicího systému

Návrh chladicího zařízení navazuje na projektovou dokumentaci [1]. Projektový návrh uvažoval s návrhovou okolní teplotu $+36\text{ °C}$ ²² s možným navýšením teploty okolí až k teplotě $+38\text{ °C}$ ²². Výpočet jednotlivých částí technologie chlazení a navazující predikce ročního elektrického odběru vycházela z tab. 8-1. V tabulce tab. 8-1 jsou uvedeny výskyty okolních teplot v rámci roku.


Tab. 8-1 výskyt okolních teplot v rámci roku, převzato z [1]

TIME	TEMPERATURE °C										
	< -10	-9/-5	-4/0	0/4	5/9	10/14	15/19	22/25	28/32	> 35	
00	2,1	4,7	14,1	18,8	22,3	24,4	12,9	0,9	0,0	0,0	
01	2,0	4,9	14,5	18,9	23,2	24,7	11,3	0,5	0,0	0,0	
02	2,3	4,8	14,9	19,1	23,5	24,9	10,3	0,2	0,0	0,0	
03	2,3	5,0	15,1	19,8	23,6	25,3	8,8	0,1	0,0	0,0	
04	2,3	5,6	15,2	19,5	22,8	25,2	9,3	0,2	0,0	0,0	
05	2,3	5,8	15,5	18,5	20,3	23,1	13,6	0,9	0,0	0,0	
06	2,4	5,4	14,8	17,6	18,5	20,2	17,6	3,4	0,1	0,0	
07	2,5	4,9	13,9	16,2	17,3	18,6	19,3	7,0	0,5	0,0	
08	1,8	4,5	12,2	15,7	16,6	18,3	18,9	10,3	1,6	0,1	
09	1,4	4,2	10,5	15,6	16,0	17,6	18,6	13,0	2,9	0,1	
10	1,0	3,7	9,4	15,6	15,6	17,4	18,1	14,3	4,5	0,5	
11	0,6	3,7	8,5	15,1	15,6	16,8	18,2	14,7	6,1	0,8	
12	0,4	3,3	8,1	15,0	15,7	16,7	17,9	14,9	6,7	1,2	
13	0,4	3,1	8,0	15,4	15,6	16,4	18,3	14,9	7,3	1,4	
14	0,5	3,0	8,3	14,7	15,6	15,4	18,8	14,4	7,7	1,5	
15	0,6	3,3	8,9	15,1	15,7	14,9	18,2	14,6	7,1	1,5	
16	1,0	3,6	9,4	15,8	15,9	15,1	17,9	14,0	6,1	1,1	
17	1,1	3,8	10,3	16,3	16,6	15,8	17,5	13,7	4,4	0,5	
18	1,2	4,0	10,9	17,0	17,1	18,0	18,0	11,6	2,0	0,1	
19	1,3	4,2	12,0	17,2	17,6	20,5	19,0	7,5	0,8	0,1	
20	1,5	4,4	12,4	17,4	18,5	21,6	18,8	5,0	0,3	0,0	
21	1,7	4,3	13,2	17,2	20,2	22,1	18,0	3,2	0,1	0,0	
22	1,8	4,7	13,3	17,8	21,5	22,2	16,8	2,0	0,0	0,0	
23	1,8	4,8	13,7	18,2	22,3	22,8	15,1	1,3	0,0	0,0	
MEAN	1,5	4,3	12,0	17,0	18,7	19,9	16,3	7,6	2,4	0,4	100,0

Aby bylo možné ve zjednodušené formě ověřit matematický model technologie chlazení, byla tab. 8-1 zjednodušena do pěti teplotní pásem. Teplotní pásma jsou definována v tab. 8-2, s touto tabulkou pracuje i projektová dokumentace [1]

²² bez slunečního osvětlení, ve stínu

Tab. 8-2 teplotní výpočtové pásma, převzato z [1]

TEPLOTA OKOLÍ		ADT	DNÍ / ROK
	°C	%	
	32 až 36	0,4	1,34
	25 až 32	10,0	36,62
	15 až 25	16,3	59,50
	5 až 15	38,6	140,67
	< až 5	34,8	126,83
		100,0	365,0

V rámci rozsahu této diplomové práce nebyly prováděny výpočty bilancí jednotlivých chladicích komor, tato data byla převzata z projektové dokumentace. Použité hodnoty chladicích výkonů jsou definované v tabulce tab. 8-3. Hodnoty navazují na teplotní profily, dle tabulky tab. 8-3. Tabulka obsahuje navíc řádek maximálních chladicích výkonů, které byly stanoveny v souladu s požadavky investora na provozní bezpečnost, ale jedná se hodnoty, které nejsou v běžném provozu reálné. Tyto maximální hodnoty nebyly uvažovány v projektu, bilancích spotřeby energie, ani v energetickém auditu, ale byly použity pro návrh jednotlivých částí technologie chlazení. Technologie chlazení je tedy navržena s významnou rezervou chladicího výkonu.

Tab. 8-3, požadované chladicí výkony

T_ein [°C]	Q_evp [kW]	N_uni [-]	Q_evp,1 [kW]
27	1740	2	870
27	1240	2	620
25	826	1	826
25	498	1	498
22	386	1	386
15	320	1	320

V tab. 8-3 je řádek maximálního chladicího výkonu označen oranžově

Další práce a výsledky matematického modelování technologie chlazení vycházejí z výše uvedených dat. Použitý výpočetní model je podrobně popsán v kapitole 6 a jedná se o zjednodušený model technologie chlazení. Protože jsou ale projektovou dokumentací navržené chladicí výkony v některých teplotních pásmech vyšší než současné možnosti matematického modelu, a bylo by nezbytné uvažovat práci dvou paralelně zapojených

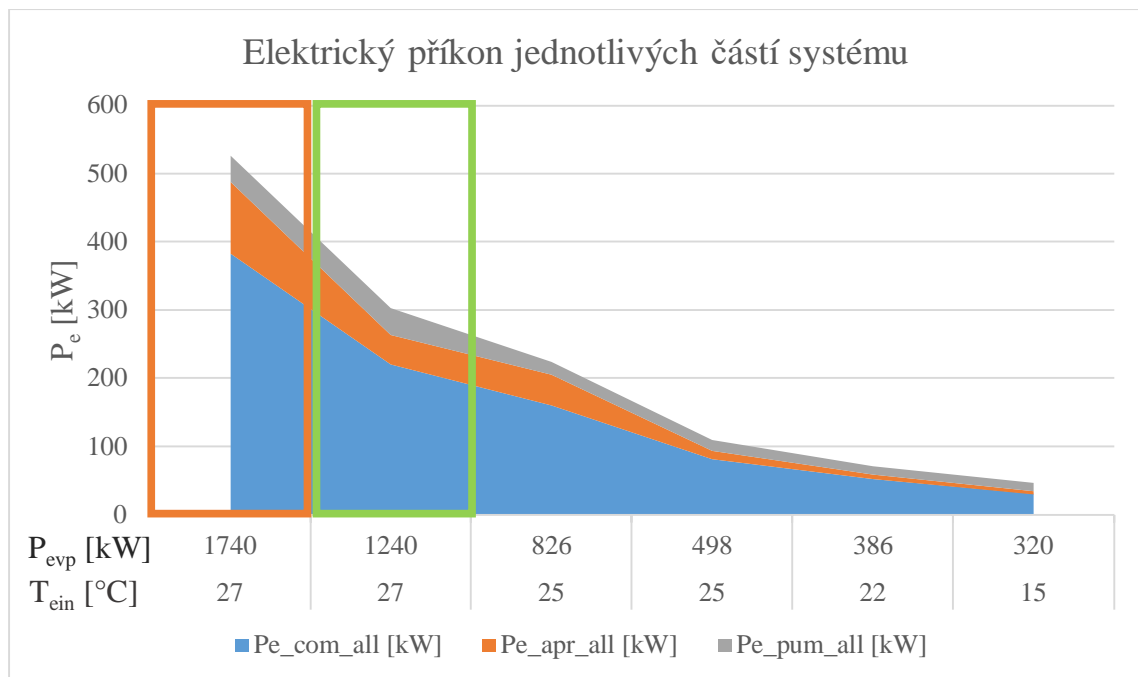
zdrojů chladu různých počtů chladičů a čerpadel, jsou tato teplotní pásma modelována při polovičním chladicím výkonu a příslušná data jsou následně zdvojená.

Chování technologie a změny nastavení jednotlivých jejích částí jsou modelovány automaticky. Vypočtené hodnoty jsou vždy výsledky ustáleného stavu soustavy. Prioritním cílem simulace je vždy zajištění požadovaného chladicím výkonu technologie, zajištění a udržení správné výstupní teploty vzduchu z chladicích aparátů, tedy teploty vzduchu v chlazených prostorech, udržení provozu technologie v optimálních operačních oblastech jednotlivých komponent. Výsledky zahrnují a popisují vazbu mezi požadovaným chladicím výkonem, vytížením a elektrickým příkonem. Následující grafy postupně popisují základní řešené situace. Modelové situace postihují současný stav regulace, ale i možnosti optimalizace budoucích technických řešení.

Kompletní zadávací, vstupní data a vypočtené výstupní hodnoty z matematického modelu jsou v příloze 3. Příklad simulace, tedy její grafická vizualizace je v příloze 2.

8.2 Elektrické příkony jednotlivých částí systému chlazení

Obr. 8-1 zobrazuje elektrický příkon jednotlivých částí systému chladicí technologie. Na obr. obr. 8-1 je viditelný příkon kompresorů ($P_{e_com_all}$ kW), příkon ventilátorů chladičů ($P_{e_apr_all}$ kW) a příkon oběhových čerpadel ($P_{e_pum_all}$ kW).



Obr. 8-1 elektrický příkon jednotlivých částí chladicího systému

Na obr. 8-1 je oranžově znázorněna maximální hodnota chladicího výkonu stanovená projektovou dokumentací při paralelní provozu dvou zdrojů chladu.

Na obr. 8-1 je zeleně znázorněn paralelní provoz dvou zdrojů chladu.

8.2.1 Části technologie

Jednotlivé části technologie mění svoje chování, tedy chladicí výkon, elektrický příkon aj., dle pravidel popsanych v příloze 3.

8.2.2 Regulace výkonu kompresorů

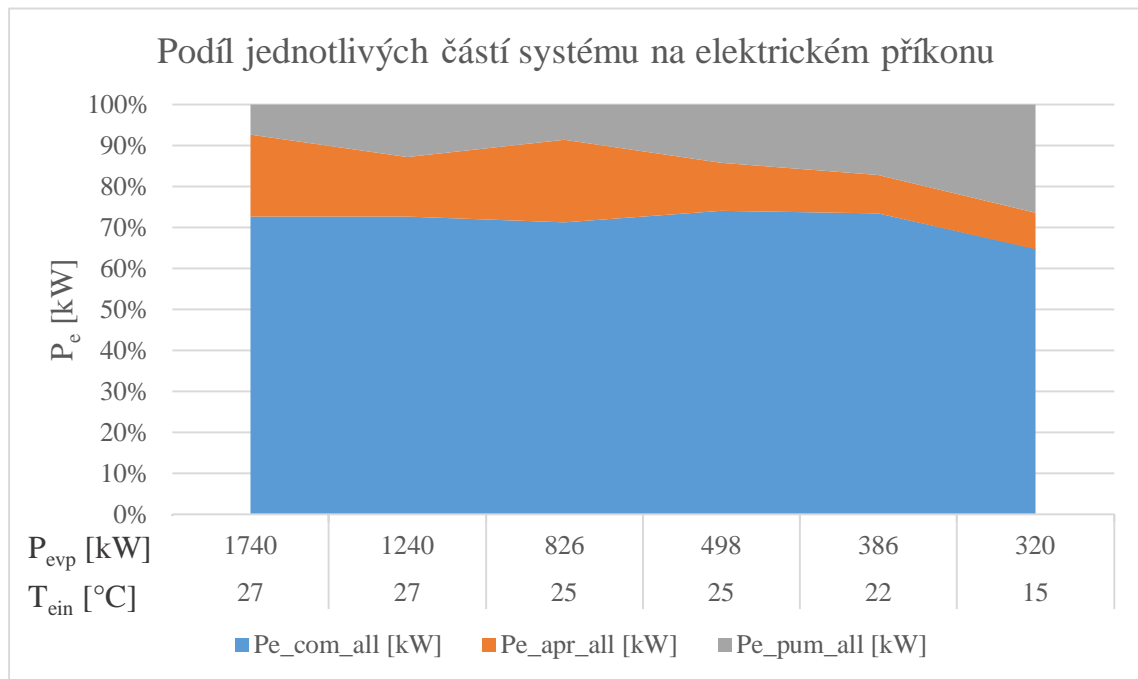
Výkon kompresorů je měněn pomocí změny otáček v rozsahu 18000 až 48000 ot/min. Regulace zajišťuje udržení vhodné výstupní teploty chlazené vody, návrhově + 0,5 °C při co nejvyšší vypařovací teplotě návrhově - 0,5 °C a co nejnižší kondenzační teplotě, tedy při podmínkách s nejvyššími hodnotami EER.

8.2.3 Regulace výkonu oběhových čerpadel

Oběhová čerpadla zajišťují konstantní dopravní tlak v hydraulickém systému. Regulace oběhových čerpadel chlazené vody je prováděna změnou otáček elektromotorů čerpadla pomocí frekvenčního měniče, a to v rozsahu 15 až 100 Hz.

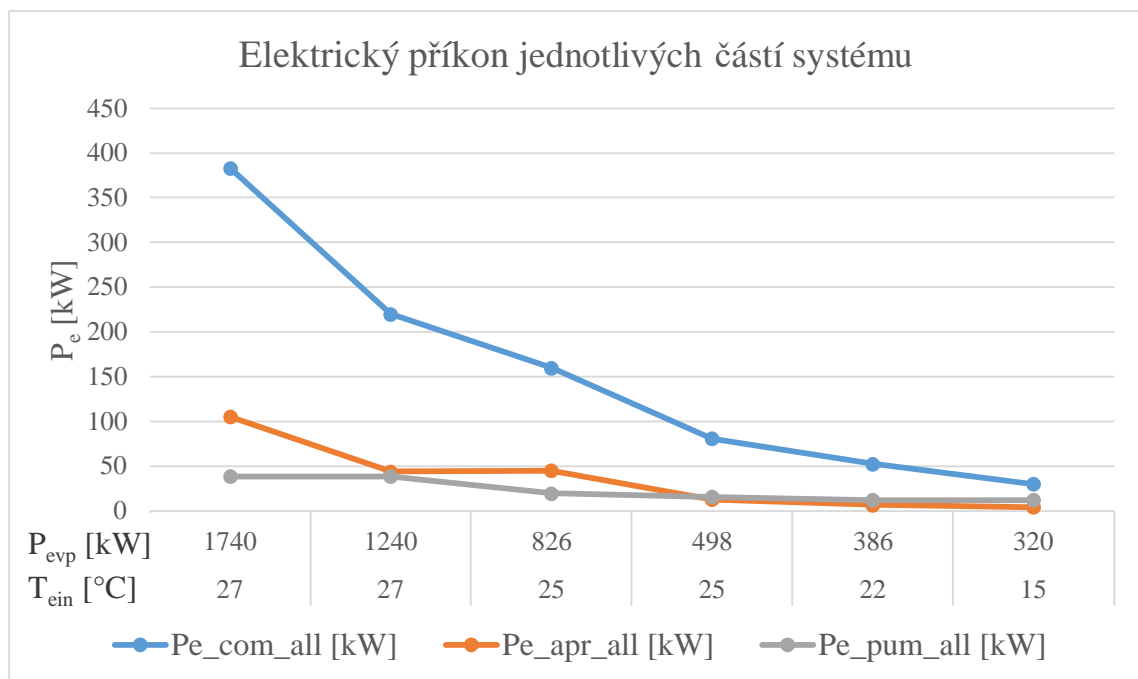
8.2.4 Regulace výkonu chladičů prostoru

Chladiče zajišťují udržení konstantní prostorové teploty a dostatečného provětrání jednotlivých komor. Regulace je řešena změnou otáček EC ventilátorů v rozsahu 10 až 100 % a regulací průtoku chladicí vody pomocí ABQM ventilu. Regulace průtoku chladicí vody současně zajišťuje hydraulické vyvážení celé soustavy.



Obr. 8-2, podíl jednotlivých částí systému na elektrickém příkonu modelovaného systému

Z obr. 8-2 jsou patrné změny poměrů elektrického příkonu kompresorů, ventilátorů chladičů a oběhových čerpadel při změně vytížení technologie chlazení. Elektrické příkony zobrazené samostatně jsou na obr. 8-3.



Obr. 8-3, elektrický příkon jednotlivých částí systému

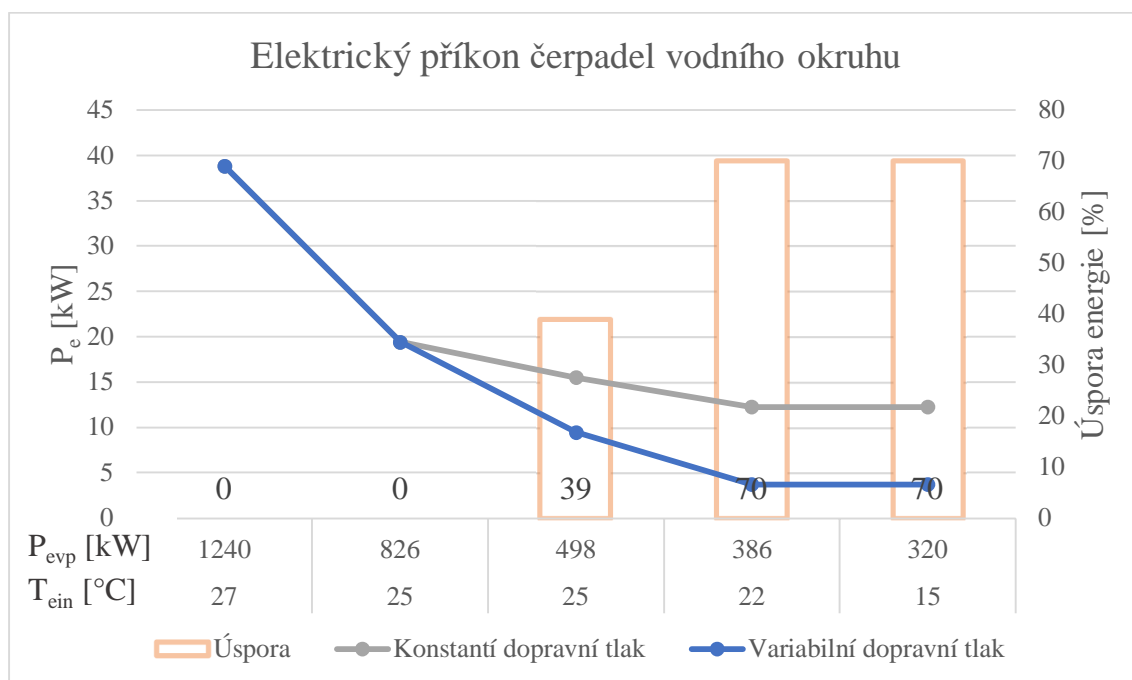
Uvedený stav koresponduje se současným nastavením regulačního systému stávající technologie chlazení, včetně regulace oběhových čerpadel, která udržuje konstantní dopravní tlak v hydraulickém systému chlazené vody.

8.3 Optimalizace regulace oběhových čerpadel vodního okruhu

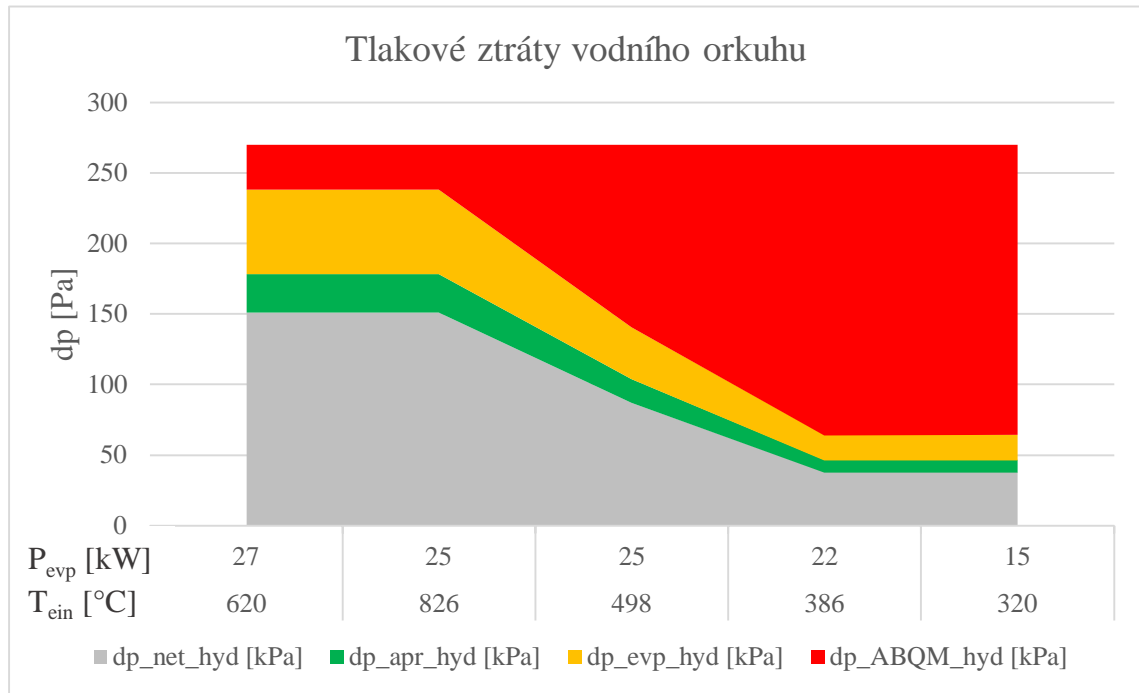
Práce oběhových čerpadel významně ovlivňuje elektrický odběr celé chladicí technologie.

Obr. 8-4 zobrazuje porovnání elektrického příkonu oběhových čerpadel při stávající a optimalizované regulaci. Stávající regulace je nastavená na udržení konstantního dopravního tlaku v hydraulickém systému chlazené vody. Optimalizovaná regulace je prováděna v závislosti na okamžitém chování celé chladicí technologie. Jinými slovy, pokud by byl dopravní tlak čerpadla regulován na nejnižší možný, ale tak, aby byla zachována správná funkce všech prvků vodního oběhu. Dopravní tlak a tlakové ztráty jednotlivých částí vodního okruhu jsou znázorněny na obr. 8-5 pro stávající systém a na obr. 8-6 pro optimalizovaný systém.

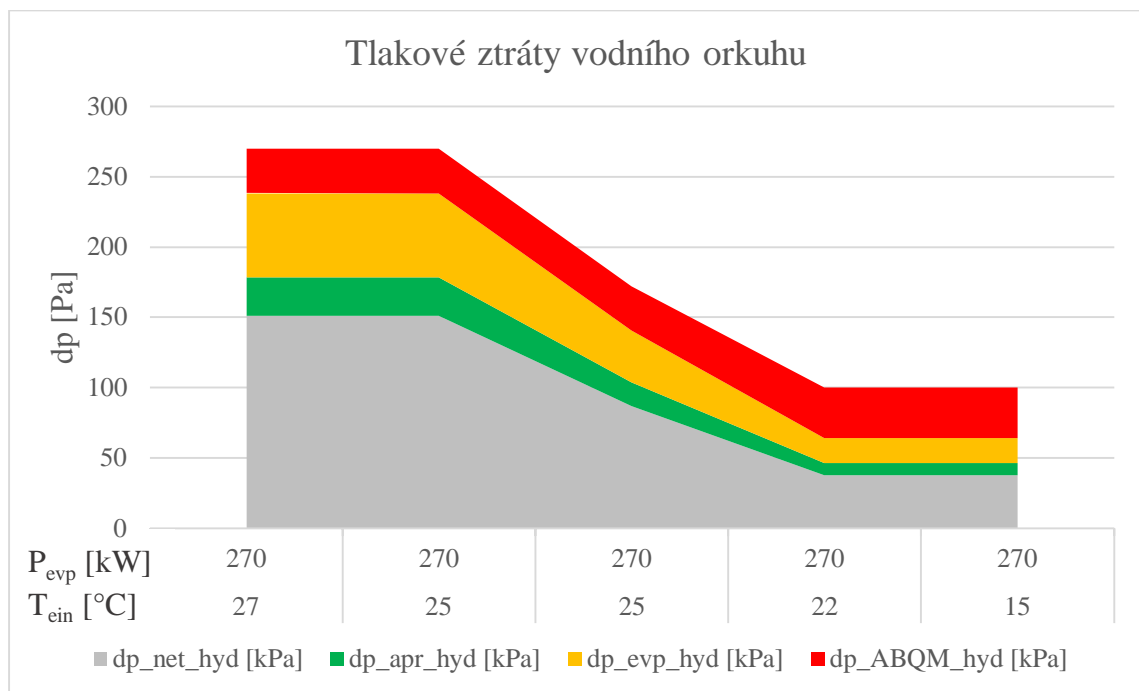
Oranžové sloupce na obr. 8-4 zobrazují ušoupený elektrický příkon optimalizovanou regulací oproti té stávající.



Obr. 8-4, porovnání elektrického příkonu čerpadel vodního okruhu pro případ konstantního a variabilního dopravního tlaku



Obr. 8-5, dopravní tlak a tlakové ztráty vodního okruhu ve stávajícím systému

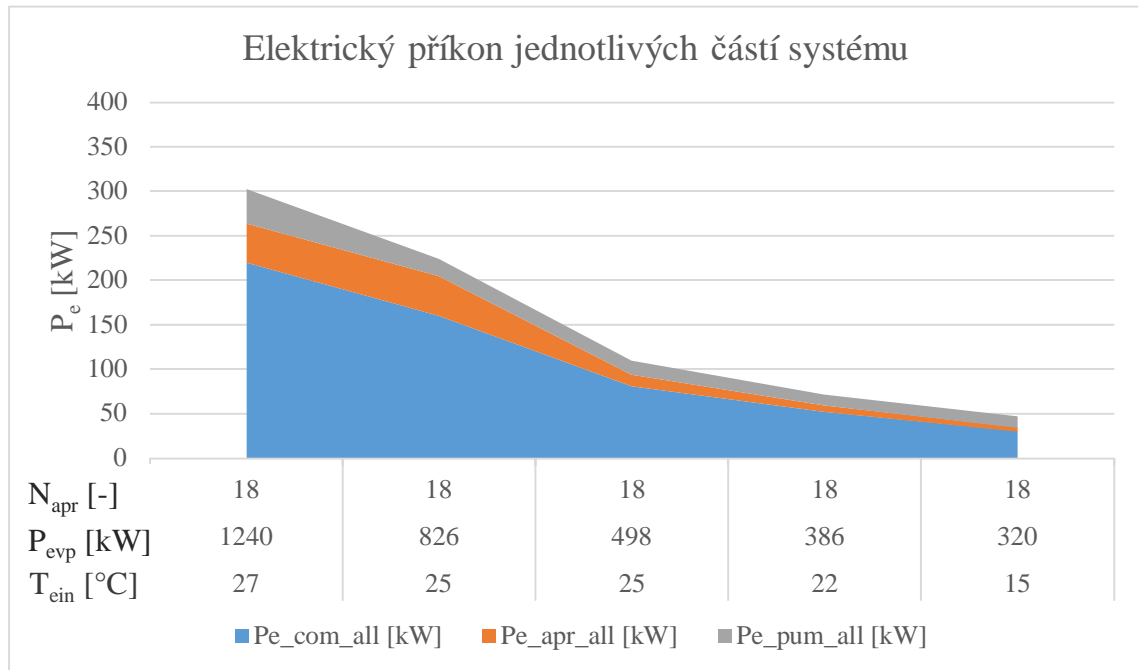


Obr. 8-6, dopravní tlak a tlakové ztráty vodního okruhu v optimalizovaném systému

Optimalizací provozu oběhových čerpadle by bylo možné zajistit doplňkovou provozní úsporu elektrického odběru technologie chlazení zejména při nižších vytíženích systému.

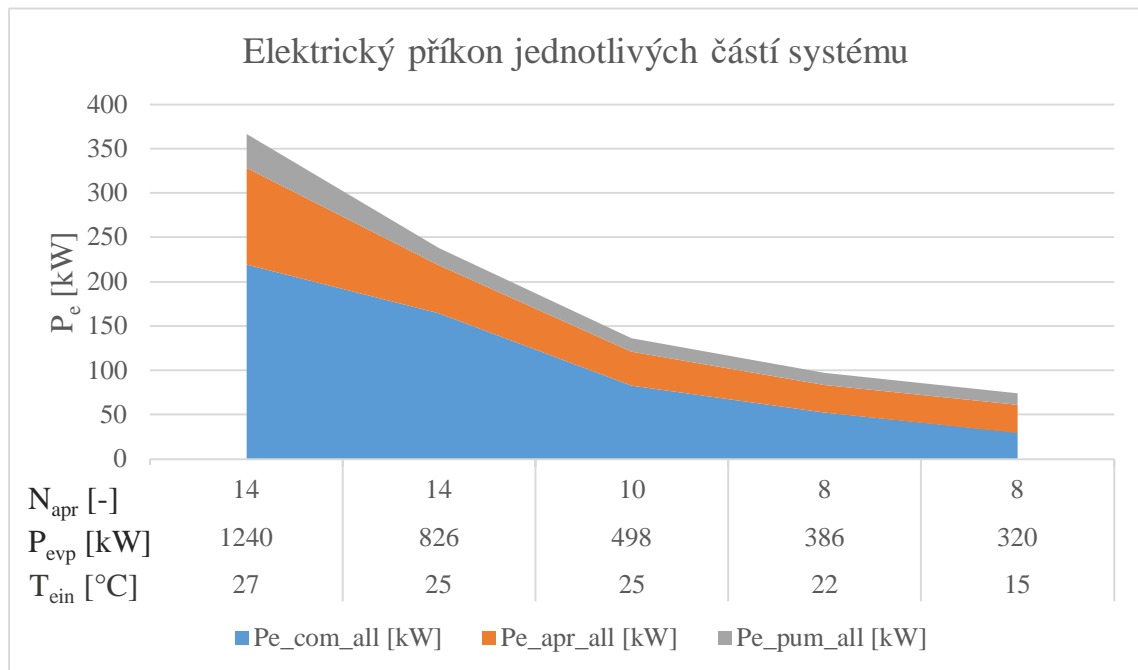
8.4 Optimalizace regulace chladičů prostoru

V rámci postupné analýzy dat při ověřování chování matematického modelu byla provedena simulace různého přístupu k regulaci teploty v chlazených komorách. Projektové řešení uvažuje trvalé využití všech chladičů vyskytujících se v okruhu chladicí vody. V modelu se jedná o osmnáct chladičů. Regulační systém upravuje otáčky ventilátorů a průtok chladicí vody a vyvážení hydraulické soustavy. Predikce elektrického příkonu takto navržené soustavy je patrná z obr. 8-7.



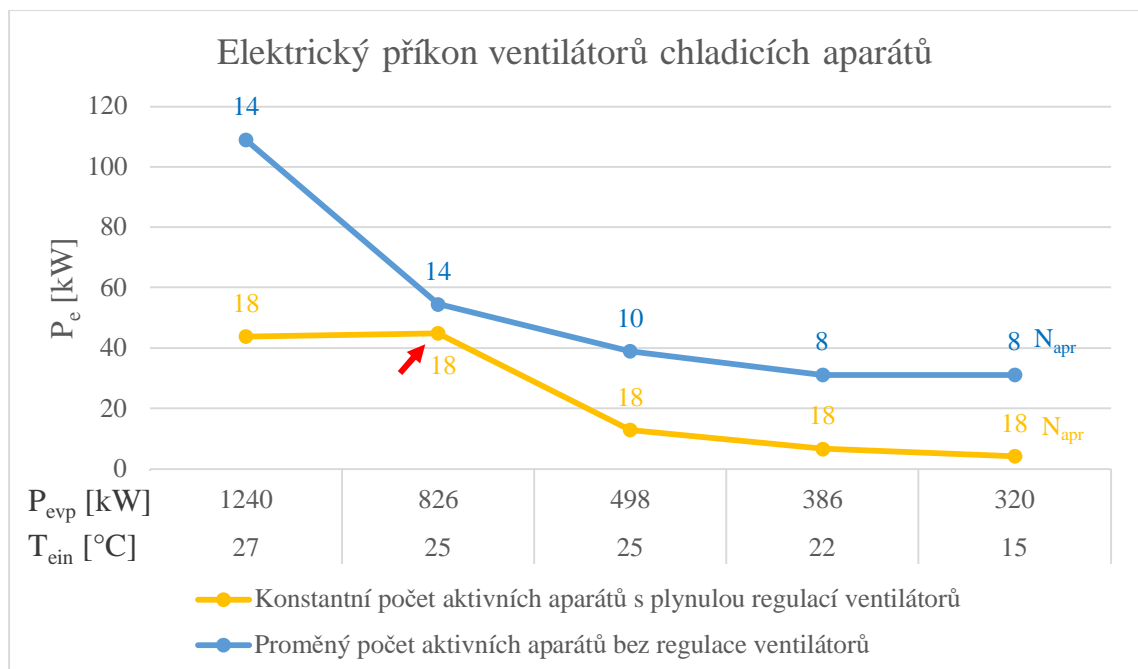
Obr. 8-7, elektrický příkon jednotlivých částí systému

Druhá simulace viz obr. 8-8 zobrazuje stav, kdy je k regulaci přistoupeno běžným způsobem, tedy aparáty jsou pouze vypnuty, když je dosaženo požadované teploty prostoru. Znovu jsou aparáty zapnuty při překročení nastavené teplotní diference. Ze simulace je patrná změna chování soustavy a zvýšení nároků na energie nezbytné pro práci ventilátorů chladičů, zejména při nižších okolních teplotách.



Obr. 8-8, elektrický příkon jednotlivých částí systému

Celkový rozdíl chování systému vychází zejména v rozdílu elektrických příkonů nutných pro práci ventilátorů chladičů. Grafické zobrazení rozdílů je patrné z obr. 8-9.



Obr. 8-9, elektrický příkon ventilátorů chladičích aparátů

Počet chladičů, které jsou nezbytné k přenesení požadovaného chladičeho výkonu jsou součástí obrázku a vyznačeny číslem nad křivkou. Hodnota v obr. 8-9 označená červenou

šipkou, odlišná od běžného průběh grafu je způsobena omezením současného stavu matematické simulace. Jde o stav, kdy jedno provozní čerpadlo uvažované v simulaci mělo nedostatečný průtok a bylo by nezbytné připnout druhé čerpadlo. Tento fakt narušuje kontinuitu trendu elektrického příkonu. Při provozu pouze osmi chladičů dále dochází k pod průtokem studené vody na straně zdroje chladu a zde by již bylo nezbytné řešit by-pass okruhu, tak aby byl zajištěn minimální nezbytný průtok vody výparníkem zdroje chladu.

Z výše uvedených modelů je patrné, že způsob regulace zvolený v rámci projektového zadání je energeticky výhodnější než běžné vypínání jednotlivých aparátů. Současná regulace změny otáček ventilátorů a průtoku je statická a funguje v celém rozsahu výkonů dle stejného profilu. Z modelu bylo ale patrné, že energeticky vhodnějším řešením by byla dynamická změna otáček ventilátoru chladiče, nebo dynamická změna průtoku teplotné látky dle provozních teplot a vytížení celého chladicího systému. Toto posouzení je mimo rozsah a možnosti této diplomové práce, ale jedná se o zajímavý podklad pro další analýzu.

8.5 Optimalizace provozní obálky kompresoru

Při zpracování návrhových a provozních dat z přílohy 3 a jejich porovnání s provozní obálkou kompresoru uvedené v příloze 1, byl nalezen prostor pro možnou optimalizaci provozu chladicí technologie při nižších okolních teplotách. Pracovní obálka kompresoru umožňuje jeho provoz při kondenzační teplotě $+10\text{ °C}$ při chladicím faktoru kompresoru EER 15,5. V současnosti regulační systém technologie omezuje minimální kondenzační teplotu na hodnotě $+15\text{ °C}$ při chladicím faktoru kompresoru EER. Uvedený rozdíl by mohl v zimním období zlepšit chladicí faktor technologie chlazení. Tyto závěry lze, ale zohlednit pouze na zjednodušený matematický model, celé posouzení je, vlivem práce tepelných čerpadel využívajících odpadní teplo z technologie chlazení, komplexnější. Integrace tepelného čerpadla, ale i celého řešení odvodu kondenzačního tepla není předmětem této diplomové práce, ale jedná se o zajímavý podklad pro další vědecké studie a práce.

8.6 Porovnání matematického modelu a závěr výsledků

Matematický model byl postupně konfrontován a ověřován.

Pro ověření byla použita data nastavení jednotlivých částí technologie stažená z regulačního systému AK-SM 850A a rovněž podrobná data a grafy chování částí technologie a technologie jako celku z databáze technologie Zabbix. Jednotlivé části modelu a jeho nastavení byly v průběhu ověřování modelu aktualizovány. Příklady graficky zobrazených a posuzovaných dat jsou v příloze 2.

V současnosti dále probíhá postupná datová analýza provozních dat, jednání s výrobcí jednotlivých částí chladicí technologie, tedy výměníků, kompresorů a regulačních

technologií. Tato kompletní analýza významně přesahuje rozsah diplomové práce, ale jedná se o zajímavý podklad pro další vědecké práce.

9 ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce je popis problematiky, určení postupu výpočtů a vytvoření matematického modelu zjednodušeného chladicího okruhu technologie nepřímého chlazení. Matematický model navazuje na projektovou dokumentaci distribučního centra Albert Olomouc.

V rámci postupného ověření jednotlivých částí matematického modelu byla nejen prováděna kontrola jednotlivých výstupních hodnot ze simulace vůči predikcím v zadávací dokumentaci, ale zejména také konfrontace s provozními daty měřenými pomocí monitorovacích technologií v distribučním centru

Simulace provedené v matematickém modelu potvrdily obecnou shodu s projektovou dokumentací a navazujícím energetickým posudkem. Současně je ale z vypočtených dat patrné, že by bylo možné v rámci realizované technologie provést další opatření, která by zajistila zvýšení provozní účinnosti a snížení celkového ročního elektrického odběru chladicí technologie. Významný prostor pro optimalizaci technologie, je zejména v oblasti optimalizace chování oběhových čerpadel, rozšíření provozní obálky kompresorů a modifikaci regulace jednotlivých chladičů prostoru. K posouzení uvedených opatření bude ale nezbytné rozšířit současný matematický model o kompletní část odvodu kondenzačního tepla, včetně variantních řešení, provést integraci využití odpadního tepla pomocí tepelných čerpadel a doplnit výpočet bilancí jednotlivých chlazených komor. Dále bude nezbytné model propojit s teplotním profilem místa umístění technologie chlazení.

Z diplomové práce vyplývá, že je možné provádět matematické simulace složitých a komplexních systému, jakým jsou například technologie chlazení. Výsledky této diplomové práce lze využít pro optimalizaci stávajících technologií nepřímého chlazení a také jako podklad k řešení návrhů a optimalizací nových chladicích technologií.

10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOPECKÝ, Pavel a Tomáš ADAMEC. *Projektová dokumentace PD.019/2019: Úspory energie v distribučním centru Albert Olomouc, Projektová dokumentace a podklady pro výběr dodavatele potravinářského chlazení*. Cooling Technology Solution s.r.o., 2020.
- [2] TINTĚRA, Ladislav. *ENERGETICKÝ POSUDEK 267965/2019: Úspory energie v distribučním centru Albert Olomouc, Albert Česká republika, s.r.o.* ENAT, s.r.o., 2020.
- [3] *Zákon č. 121/2000 Sb.: Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon)*. In: . ročník 2000, č. 121.
- [4] ÚŘADEM PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. *ČSN EN 378-1 (140647): Chladicí zařízení a tepelná čerpadla. Požadavky k zajištění bezpečnosti a na ochranu životního prostředí*. 10/2017. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [5] *Bezpečnostní list, FRITERM E STABIL -18°C: JK63-C5WT-8200-KG67. 2*: FILSON s.r.o., 2020.
- [6] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika I*. Opravený dotisk. Praha: České vysoké učení technické, 1975.
- [7] DVOŘÁK, Zdeněk a Oldřich ČERVENKA. *Průmyslová chladicí zařízení: určeno pro projektanty a konstruktéry, montážní techniky a provozáře chladicích zařízení v průmyslových objektech, zejména v chemickém průmyslu*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. Řada strojírenské literatury.
- [8] ŠULC, Vladimír. *Základy chladicí techniky, přednášky: Charakteristiky parních kompresorových okruhů*. České vysoké učení technické v Praze, 2021.
- [9] Copeland Select Software: SELECT 8. In: *Copeland* [online]. 2023 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.copeland.com/en-gb/tools-resources/copeland-select-software>
- [10] *CRP Worksheet - Single Map - SI: Danfoss Turbocor Compressors Inc*. Danfoss, 2013.
- [11] GEWA-B Evaporator Tubes. In: *Wieland* [online]. Graf-Arco-Straße 36, 89079 Ulm, Germany [cit. 2023-06-09]. Dostupné z: <https://www.wieland.com/en/content/download/12754/file/GEWA-B-Evaporator-Tubes.pdf>

- [12] DOSTÁL, Martin, Karel PETERA, Jiří MORAVEC, Radek SULC a Tomáš JIROUT. *Přenosy hybnosti tepla a hmoty: Konvektivní přenosnos tepla - Pomocník*. České vysoké učení technické v Praze, 2020.
- [13] WEBB, R. L., R. NARAYANAMURTHY a P. THORS. Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical-Rib Roughness. *Journal of Heat Transfer* [online]. 2000, **122**(1), 134-142 [cit. 2023-06-11]. ISSN 0022-1481. Dostupné z: doi:10.1115/1.521444
- [14] WANG, Yong-Hui, Ji-Li ZHANG a Zhi-Xian MA. Experimental study on single-phase flow in horizontal internal helically-finned tubes: The critical Reynolds number for turbulent flow. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 2018, **92**, 402-408 [cit. 2023-06-11]. ISSN 08941777. Dostupné z: doi:10.1016/j.expthermflusci.2017.11.003
- [15] RAVIGURURAJAN, T.S. a A.E. BERGLES. Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 1996, **13**(1), 55-70 [cit. 2023-06-11]. ISSN 08941777. Dostupné z: doi:10.1016/0894-1777(96)00014-3
- [16] C12200: Phosphorus-Deoxidized, High Residual P. In: *Cooper Development Association Inc.* [online]. Cooper Development Association Inc., 2023 [cit. 2023-06-12]. Dostupné z: <https://alloys.copper.org/alloy/C12200>
- [17] HOLMAN, J. P. *HEAT TRANSFER*. TENTH EDITION. Avenue of the Americas, New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010. ISBN 978-0-07-352936-3.
- [18] JI, Wen-Tao, Chuang-Yao ZHAO, Ya-Ling HE a Wen-Quan TAO. Experimental validation of Cooper correlation at higher heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2015, **90**, 1241-1243 [cit. 2023-06-09]. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.107
- [19] GRANRYD, Eric, Ingvar EKROTH, Per LUNDQVIST, Ake MELINDER, Bjorn PALM a Peter ROHLIN. *REFRIGERATING ENGINEERING*. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH, 2011. ISBN 978-91-7415-415-3.
- [20] JI, Wen-Tao, Shi-Ming XIONG, Li CHEN, Chuang-Yao ZHAO a Wen-Quan TAO. Effect of subsurface tunnel on the nucleate pool boiling heat transfer of R1234ze(E), R1233zd(E) and R134a. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2021, **122**, 122-133 [cit. 2023-06-09]. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2020.11.002
- [21] RIBATSKI, Gherhardt a John R. THOME. Nucleate boiling heat transfer of R134a on enhanced tubes. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2006, **26**(10), 1018-1031 [cit. 2023-06-09]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.09.021

- [22] KUMAR, Abhishek a Chi-Chuan WANG. Nucleate pool boiling heat transfer of R-1234ze(E) and R-134a on GEWA-B5H and smooth tube with the influence of POE oil. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2022, **201** [cit. 2023-06-09]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.117779
- [23] NAGATA, Ryuichi, Chieko KONDOU a Shigeru KOYAMA. Comparative assessment of condensation and pool boiling heat transfer on horizontal plain single tubes for R1234ze(E), R1234ze(Z), and R1233zd(E). *International Journal of Refrigeration* [online]. 2016, **63**, 157-170 [cit. 2023-06-14]. ISSN 01407007. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.11.002
- [24] AHMADPOUR, A., S.M.A. NOORI RAHIM ABADI a J.P. MEYER. Numerical investigation of pool boiling on a staggered tube bundle for different working fluids. *International Journal of Multiphase Flow* [online]. 2018, **104**, 89-102 [cit. 2023-06-09]. ISSN 03019322. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijmultiphaseflow.2018.03.008
- [25] GEWA-C Condenser Tubes. In: *Wieland* [online]. Graf-Arco-Straße 36, 89079 Ulm, Germany [cit. 2023-06-09]. Dostupné z: <https://www.wieland.com/en/Media/Files/brochures/gewa-c-condenser-tubes.pdf>
- [26] JI, Wen-Tao, Xiao-Dong LU, Qiu-Nan YU, Chuang-Yao ZHAO, Hu ZHANG a Wen-Quan TAO. Film-wise condensation of R-134a, R-1234ze(E) and R-1233zd(E) outside the finned tubes with different fin thickness. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2020, **146** [cit. 2023-06-11]. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118829
- [27] HAVLÍK, Jan. *Návrh plášťových trubkových výměníků tepla, přednáška: Tepelné procesy a výměníky tepla*. České vysoké učení technické v Praze, 2022.
- [28] ROSSETTO, Luisa. *Heat transfer and thermofluid dynamics: Chapter 4, FIN-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS*. Dipartimento di Ingegneria Industriale (DII), UNIPD, 2022.
- [29] MyGüntner. In: *Güntner* [online]. Güntner GmbH & Co. KG, 2023 [cit. 2023-06-14]. Dostupné z: <https://www.myguntner.com/#/login?redirectFrom=%2Foverview>

Autorova poznámka k citacím

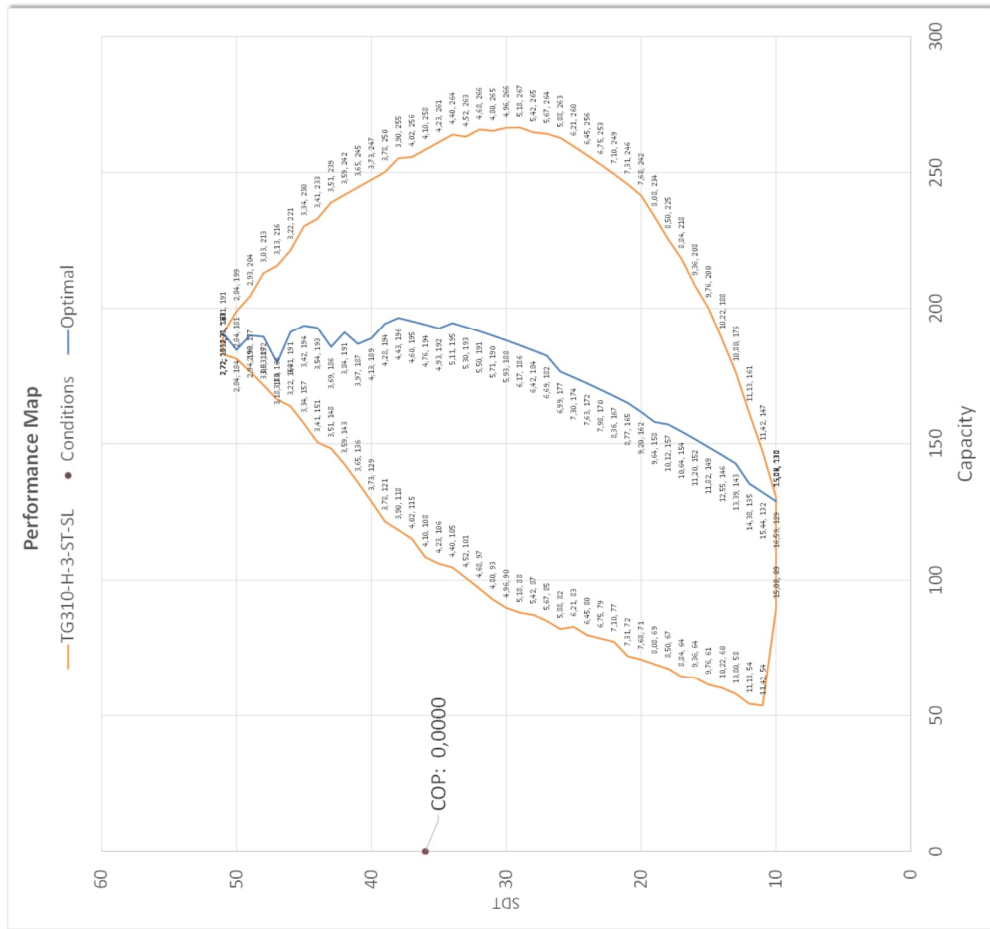
Pokud je odkazové číslo citované literatury umístěn přímo v textu, odkazují přímo na faktickou informaci, rovnici, tabulku či obrázek v dané literatuře.

Je-li však odkazové číslo použito za odstavcem, jedná se o informaci, že tato literatura byla pro účely daného odstavce prostudována a text tak nese pouze základní myšlenky a poznatky původního autora nebo autorů.

11 SEZNAM PŘÍLOH

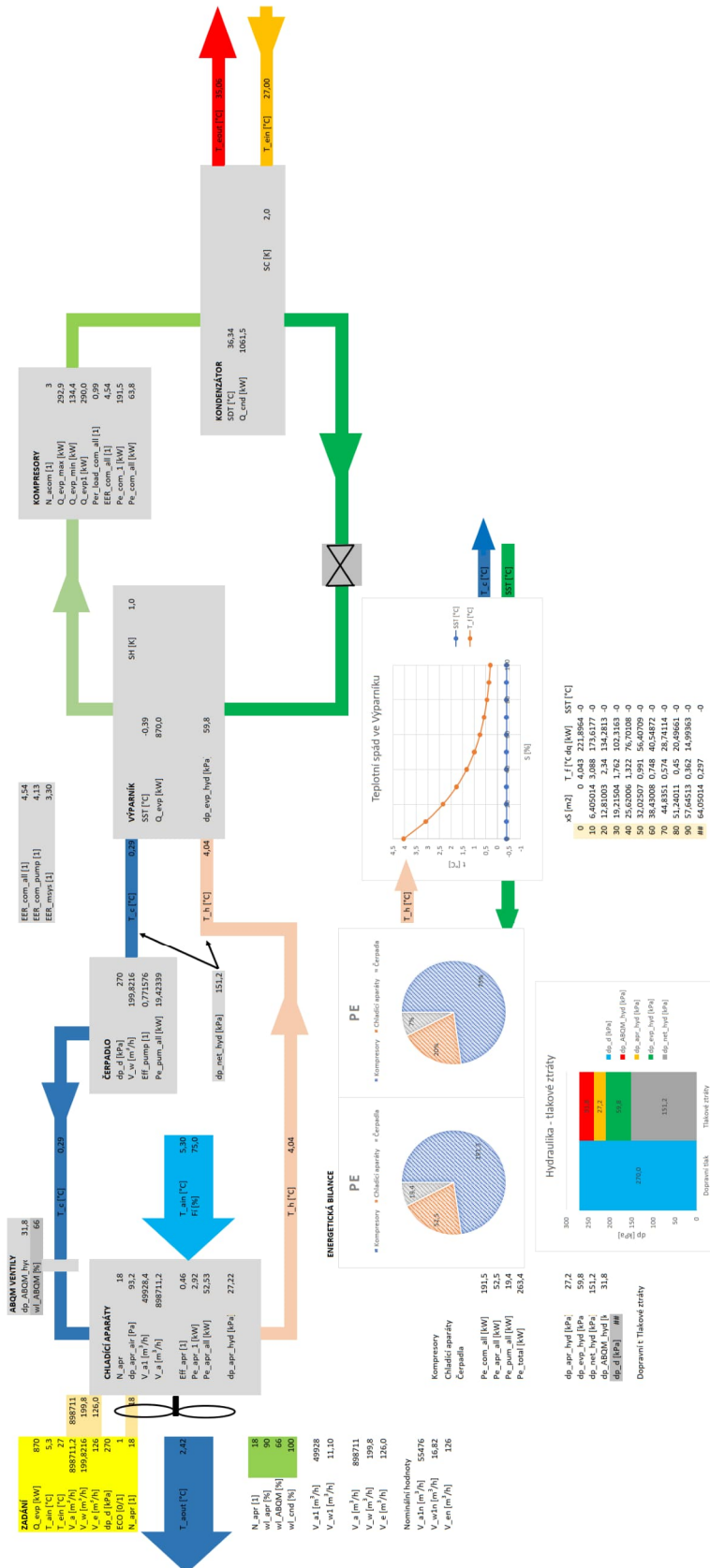
Příloha 1 – pracovní obálka kompresoru TG310-H-3-ST-SL při návrhových podmínkách	84
Příloha 2 – Grafické rozhraní simulace.....	85
Příloha 3 – Zadávací, vstupní data a vypočtené výstupní hodnoty z matematického modelu pro návrhové případy	86
Příloha 4 – Příklad provozních dat ze systému Zabbix	87
Příloha 5 – Datový list GEWA-B	88
Příloha 6 – Datový list GEWA-C.....	89
Příloha 7 – Datový list výparníku EFWN.7142296-2P.M.....	90
Příloha 8 – Datový list kondenzátoru CB.4542200-2P.M H3.....	91
Příloha 9 – Datový list čerpadla ETB-100-080-160 GGS A V66D202202B.....	92
Příloha 10 – Datový list chladiče GGHN 080.2H/34-AU250/8P.E	93

Příloha 1 – pracovní obálka kompresoru TG310-H-3-ST-SL při návrhových podmínkách



CPR ENGINE			
VERSION	2825		
COMPRESSOR SELECTION			
Model Description	TG310-H3-ST-SL		
PN	183510		
FLA	150		
ERA	165		
VOLTS	400		
Default Refrigerant	R1234ze		
SETUP			
UNITS	SI		
CALCULATION_TYPE	From_Capacity		
From_Power			
From_Evap_Mass_Flow			
OPERATING DETAILS			
SST	0.50 C		
SSP	1.00 C		
SST	36.00 C		
SC	2.00 C		
Use Economizer?	NEPRAVDA		
Approach Temperature?	0.00 C		
Use High SST Option?	0.00		
Ambient Temp	0.00		
Use 0 for Default FLA ->>>	Default [(TR134a or TG(R1234ze)		
Refrigerant Type	R1234ze		
Refrigerant			
REQUESTED CAPACITY	290.00 kW		
CALCULATE	CID=824462268		
	Flow greater than choke+++		
RATING RESULTS			
1 #ENTROPY_SUCTION	k/kg_K	0.00	0.00
2 #SPEED_SOUND	m/s	0.00	0.00
3 #DENSITY_SUCTION	kg/m3	0.00	0.00
4 #ENTHALPY_LIQUID_CONDENSER_EXIT	k/kg	0.00	0.00
5 #ENTHALPY_DISCHARGE_ISENTROPIC	k/kg	0.00	0.00
6 #ENTHALPY_SUCTION	k/kg	0.00	0.00
7 #SPEED_COMPRESSOR	RPM	0	0
8 #MASS_FLOW_RATE_EVAPORATOR	kg/s	0.0000	0.0000
9 #MASS_FLOW_RATE_MOTOR_COOLING	kg/s	0.0000	0.0000
#COEFFICIENT_OF_PERFORMANCE	kW/kW	0.0000	0.0000
#POWER_INPUT_ELECTRICAL	kW	0.00	0.00
#CAPACITY_EVAPORATOR	kW	0.00	0.00
#TEMPERATURE_SUCT_SAT	C	0	0
#TEMPERATURE_DISCH	C	0	0
#TEMPERATURE_SUCT_SUPER_HEAT	C	0	0
#TEMPERATURE_CONDENSER_LIQUID_LEAVING	C	0	0
#PRESSURE_SUCT_ABSOLUTE	kPa	0.00	0.00
#PRESSURE_DISCH_ABSOLUTE	kPa	0.00	0.00
#TEMPERATURE_DISCH	C	0.00	0.00
#PRESSURE_RATIO		0.00	0.00
#POWER_FACTOR		0.00	0.00
#IGV_ANGLE	%	0	0
#INPUT_CURRENT	A	0.00	0.00
#ECON_SAT_TEMP	C	0.00	0.00
#ECON_INTERSTAGE_P	kPa	0	0
#ECON_CAPACITY	kW	0.0000	0.0000
#ECON_MASS_FLOW	kg/s	0.0000	0.0000
#TEMPERATURE_ECO_LIQUID_LEAVING	C	0.00	0.00
#ENTHALPY_LIQUID_ECO_EXIT	k/kg	0.00	0.00
#TOLERANCE	%	0.00	0.00
#TEMPERATURE_AMBIENT	C	0.00	0.00
#TEMPERATURE_SUBCOOLING	C	0.00	0.00
#TEMPERATURE_APPROACH	C	0.00	0.00

Příloha 2 – Grafické rozhraní simulace



Příloha 3 – Zadávací, vstupní data a vypočtené výstupní hodnoty z matematického modelu pro návrhové případy

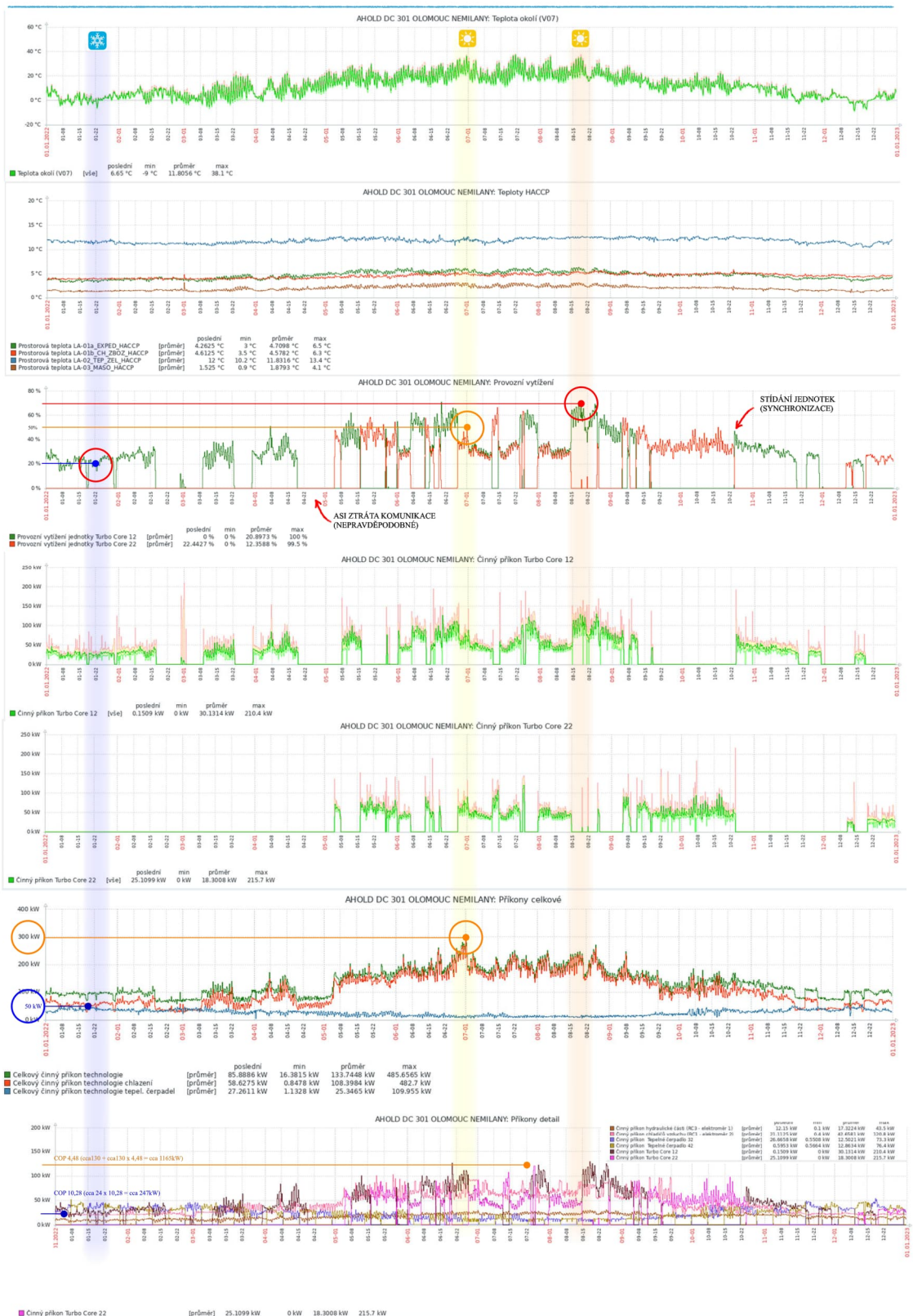
Teplota okolí °C, rozsah	Číslo	N_apr [1]	wl_apr [%]	wl_ABQM	wl_cnd [%]	Q_evap [kW]	T_ain [°C]	T_ein [°C]	V_a [m ³ /h]	V_w [m ³ /h]	V_e [m ³ /h]	dp_d [kPa]	ECO [0/1]	
<5	32	10	18	90	66	100	870,0	5,30	27,00	898711	199,8	126,0	270,0	1
<5	32	11	18	65	66	100	620,0	5,30	27,00	649069	199,8	126,0	270,0	1
<5	25	32	18	85	66	100	826,0	5,30	25,00	848783	199,8	126,0	270,0	1
<5	15	25	18	53	50	100	498,0	5,30	25,00	529241	151,4	126,0	270,0	1
<5	5	15	18	41	33	100	386,0	5,30	22,00	409413	99,9	126,0	270,0	1
<5	5	15	18	34	33	100	320,0	5,30	15,00	339513	99,9	126,0	270,0	1

Teplota okolí °C, rozsah	Číslo	N_apr	dp_apr	air V_a1 [m ³ /h]	V_a [m ³ /h]	Eff_apr [1]	Pe_apr_1 [1]	Pe_apr_all	dp_apr_hy	T_ain [°C]	T_ain [°C]	Fi [%]	T_c [°C]	T_h [°C]	
<5	32	10	18	93,2	49928	898711	0,46	2,92	52,53	27,22	2,42	5,30	75,0	0,29	4,04
<5	32	11	18	54,0	36059	649069	0,46	1,22	21,90	27,22	2,46	5,30	75,0	1,25	3,92
<5	25	32	18	84,6	47155	848783	0,46	2,50	44,97	27,22	2,41	5,30	75,0	0,45	4,01
<5	15	25	18	38,8	29402	529241	0,46	0,71	12,80	16,93	2,51	5,30	75,0	1,30	4,13
<5	5	15	18	26,0	22745	409413	0,46	0,37	6,61	8,59	2,50	5,30	75,0	1,04	4,37
<5	5	15	18	19,6	18862	339513	0,46	0,23	4,13	8,59	2,50	5,30	75,0	1,50	4,26

Teplota okolí °C, rozsah	Číslo	dp_d [kPa]	V_w [m ³ /h]	Eff_pump	Pe_pum_a [kW]	SST [°C]	Q_evap [kW]	SH [K]	N_acom [1]	Q_evap_ma	Q_evap_mir	Q_evap1 [kW]	Per_load	Pe_com_1 [kW]	
<5	32	10	270	199,8	0,77	19,42	-0,39	870,0	1,00	3,00	292,9	134,4	290,0	0,99	63,8
<5	32	11	270	199,8	0,77	19,42	0,63	620,0	1,00	3,00	304,0	117,6	206,7	0,68	36,6
<5	25	32	270	199,8	0,77	19,42	-0,22	826,0	1,00	3,00	297,6	120,9	275,3	0,93	53,3
<5	15	25	270	151,4	0,73	15,50	0,73	498,0	1,00	3,00	301,7	102,1	166,0	0,55	26,9
<5	5	15	270	99,9	0,61	12,29	0,54	386,0	1,00	2,00	289,1	90,6	193,0	0,67	26,1
<5	5	15	270	99,9	0,61	12,29	1,02	320,0	1,00	2,00	240,1	69,9	160,0	0,67	15,1

Teplota okolí °C, rozsah	Číslo	Pe_com_al	SDT [°C]	Q_cnd [kW]	SC [K]	T_eout [°C]	T_ain [°C]	Pe_total [kW]	kd_p_net	hy_dp_evap	hyEER_com_1	EER_com_1	m_sys [1]	
<5	32	10	191,5	36,34	1061,5	2,00	35,06	27,00	263,4	151,2411	59,76654	4,54	4,13	3,30
<5	32	11	109,9	33,43	729,9	2,00	32,54	27,00	151,2	151,2411	59,82536	5,64	4,79	4,10
<5	25	32	159,9	33,72	985,9	2,00	32,49	25,00	224,3	151,2411	59,781	5,17	4,61	3,68
<5	15	25	80,8	30,12	578,8	2,00	29,40	25,00	109,1	86,80048	36,72752	6,16	5,17	4,56
<5	5	15	52,2	25,90	438,2	2,00	25,33	22,00	71,1	37,81029	17,7262	7,39	5,98	5,43
<5	5	15	30,2	18,17	350,2	2,00	17,67	15,00	46,6	37,81029	17,74169	10,60	7,53	6,86

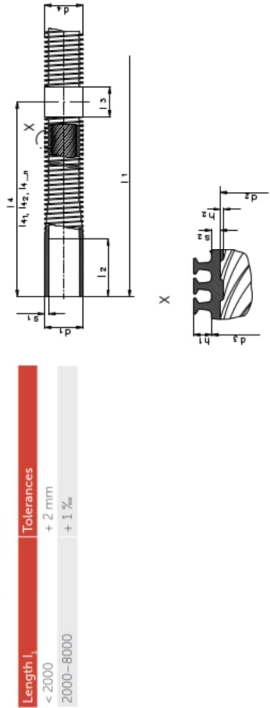
Příloha 4 – Příklad provozních dat ze systému Zabbix



Příloha 5 – Datový list GEWA-B

Tube	Material	Plain End		Finned Section				Weight ¹⁾ G (kg/m)
		d _h (mm)	s ₁ (mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)	s ₂ (mm)	d ₃ (mm)	
GEWA-B6H 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.13	18.85	17.96	0.63	16.70	0.495
GEWA-B6H 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.20	18.85	17.97	0.71	16.55	0.526
GEWA-B6H 1"	x 0.63 K21	25.45	1.13	25.30	24.15	0.63	22.89	0.662
GEWA-B6H 1"	x 0.71 K21	25.45	1.24	25.30	24.15	0.71	22.75	0.718
GEWA-B5H 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.16	18.85	17.75	0.63	16.49	0.490
GEWA-B5H 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.24	18.85	17.75	0.71	16.33	0.551
GEWA-B5H 3/4"	x 0.89 K21	19.00	1.45	18.85	17.75	0.89	15.97	0.630
GEWA-B5H 1"	x 0.63 K21	25.45	1.20	25.30	24.20	0.63	22.94	0.710
GEWA-B5H 1"	x 0.71 K21	25.45	1.27	25.30	24.20	0.71	22.78	0.760
GEWA-B5H 1"	x 0.89 K21	25.45	1.45	25.30	24.20	0.89	22.82	0.810
GEWA-B5LSL 3/4"	x 0.63 ²⁾ K21	19.00	1.13	18.85	17.85	0.63	16.59	0.477
GEWA-B5LSL 1"	x 0.63 ²⁾ K21	25.45	1.13	25.25	24.25	0.63	22.99	0.662
GEWA-B5LSL 1"	x 0.71 ²⁾ K21	25.45	1.24	25.25	24.25	0.71	22.83	0.713
GEWA-B5LSL 3/4"	x 0.71 ²⁾ K21	19.00	1.24	18.85	17.85	0.71	16.43	0.531
GEWA-B4HSL 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.12	18.85	17.85	0.63	16.59	0.478
GEWA-B4HSL 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.20	18.85	17.85	0.71	16.43	0.522
GEWA-B4HSL 1"	x 0.63 K21	25.45	1.13	25.25	24.25	0.63	22.99	0.679
GEWA-B4HSL 1"	x 0.71 K21	25.45	1.20	25.25	24.25	0.71	22.83	0.718
GEWA-B4HSL 1"	x 0.89 K21	25.45	1.45	25.25	24.05	0.89	22.27	0.874
GEWA-B4HSL 1/2"	x 0.55 K21	12.70	1.05	12.55	11.55	0.55	10.45	0.303
GEWA-B4LSL 3/4"	x 0.63 ²⁾ K21	19.00	1.10	18.85	17.89	0.63	16.63	0.477
GEWA-B4LSL 3/4"	x 0.71 ²⁾ K21	19.00	1.20	18.85	17.89	0.71	16.47	0.518
GEWA-BLF 3/4"	x 0.80 K21	19.00	1.45	18.85	17.45	0.80	15.85	0.637
GEWA-BLF 3/4"	x 0.90 L10	19.00	1.55	18.85	17.45	0.90	15.65	0.680
GEWA-BLF 3/4"	x 1.00 CS	19.00	1.55	18.85	17.45	1.00	15.40	0.638
GEWA-BHV 3/4"	x 0.80 K21	19.00	1.45	18.85	17.55	0.80	15.95	0.642
GEWA-BHV 1"	x 0.71 K21	25.45	1.20	25.25	24.35	0.71	22.93	0.742
GEWA-BPL 3/4"	x 0.90 L10	19.00	1.40	18.85	17.45	0.90	15.65	0.636

¹⁾ Approximate weight for tubes without unfinned intermediate parts
²⁾ L = version for low pressure refrigerants



Length l	Tolerances
< 2000	+ 2 mm
2000-8000	+ 1 %



Wieland GEWA-B Evaporator Tubes

Applications
 GEWA-B tubes are enhanced nucleate boiling tubes for shell-and-tube heat exchangers. They are optimized for flooded and falling film evaporators in packaged chillers, both for the air-conditioning and refrigeration industry.

Benefits
 - Increased heat transfer on the shell and tube side
 - Superior overall heat transfer performance
 - Substantial reduction of heat exchanger size and refrigerant charge
 - Significant improvement in life cycle energy efficiency

Product Types
 Tailor-made for specific applications
 - B5 & B6 | For highest performance and efficiency
 - B4HSL | Weight optimized, drop-in applications
 - BHV | For media with high viscosities
 - BLF / BPL | For high fouling applications

ThermalS Design Software
 Wieland Thermal Solutions provides thermal design software to optimise your enhanced heat exchangers.
 More information on our ThermalS online platform on: wieland.com/optimized-heat-transfer

Available in a wide range of materials

- Titanium
- Stainless Steel
- Carbon Steel
- Copper Nickel
- Copper

Tube Material	ISO Code	UNS Code / ASTM-Code
Wieland Code		
K21	Cu-DHP	C12200
L10	CuNi10Fe1Mn	C70600
CS	P235GH	A179

Other materials on request

Wieland GEWA-B | Thermal Solutions | Wieland Group

wieland
 Wieland-Werke AG | Graf-Arco-Straße 36 | 89079 Ulm | Germany
info@wieland.com | wieland.com

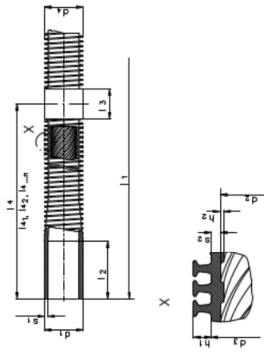
This document is for your general information only and is not subject to warranty. No claims can be derived from it unless there is evidence of error or gross negligence. The data presented in this document are subject to change without notice.

02323 | TS.PMA.U/EN | 2023

Příloha 6 – Datový list GEWA-C

Tube	Material	Plain End		Finned Section				Weight ¹⁾	
		d _e (mm)	s _e (mm)	d _e (mm)	d _f (mm)	s _f (mm)	d _e (mm)	G (kg/m)	G (kg/m)
GEWA-C6H 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.12	18.85	16.95	0.63	15.69	0.470	
GEWA-C5H 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.10	18.85	16.95	0.63	15.69	0.487	
GEWA-C4H 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.20	18.85	16.95	0.71	15.53	0.516	
GEWA-C5H 1"	x 0.63 K21	25.45	1.16	25.25	23.35	0.63	22.09	0.687	
GEWA-C5H 1"	x 0.71 K21	25.45	1.24	25.25	23.35	0.71	21.93	0.723	
GEWA-C+SL 3/4"	x 0.63 K21	19.00	1.10	18.85	16.95	0.63	15.69	0.467	
GEWA-C+SL 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.16	18.85	16.95	0.71	15.53	0.495	
GEWA-C+SL 3/4"	x 0.90 K21	19.00	1.45	18.85	16.95	0.90	15.15	0.637	
GEWA-C+LW 1"	x 0.71 K21	25.45	1.25	25.25	23.35	0.71	21.93	0.697	
GEWA-C+LW 1"	x 0.63 K21	25.45	1.20	25.25	23.35	0.63	22.09	0.667	
GEWA-CLF 5/8"	x 0.63 K21	15.88	1.17	15.80	13.90	0.63	12.64	0.435	
GEWA-CLF 5/8"	x 0.63 L10	15.88	1.17	15.80	13.90	0.63	12.64	0.435	
GEWA-CLF 5/8"	x 0.80 K21	15.88	1.40	15.80	13.90	0.80	12.30	0.505	
GEWA-CLF 5/8"	x 0.80 L10	15.88	1.40	15.80	13.90	0.80	12.30	0.505	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.71 K21	19.00	1.30	18.85	16.95	0.71	15.53	0.591	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.90 K21	19.00	1.55	18.85	16.95	0.90	15.15	0.652	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.71 L10	19.00	1.35	18.85	17.15	0.71	15.73	0.596	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.90 L10	19.00	1.55	18.85	17.15	0.90	15.35	0.671	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.90 CS	19.00	1.55	18.85	17.15	0.90	15.35	0.596	
GEWA-CLF 3/4"	x 0.90 S76	19.00	1.55	18.85	17.15	0.90	15.35	0.596	
GEWA-CLF 3/4"	x 1.00 L30	19.00	1.65	18.85	17.15	1.00	15.15	0.706	
GEWA-CLF 1"	x 0.89 L10	25.45	1.55	25.25	23.55	0.89	21.77	0.934	
GEWA-CPL 3/4"	x 0.90 K21	19.00	1.35	18.85	17.05	0.90	15.25	0.623	
GEWA-CPL 3/4"	x 0.90 L10	19.00	1.35	18.85	17.05	0.90	15.25	0.623	

¹⁾ Approximate weight for tubes without unfinned intermediate parts
Low pressure version on request



Length l	Tolerances
< 2000	+ 2 mm
2000 – 8000	+ 1 %

wieland
Wieland-Werke AG | Graf-Arco-Straße 36 | 89079 Ulm | Germany
info@wieland.com | wieland.com

This brochure is for your general information only and is not subject to revision. No claims can be derived from it unless there is evidence of intent or gross negligence. The data presented is not guaranteed and does not replace expert advice.

wieland



Wieland GEWA-C Condenser Tubes

Applications

GEWA-C tubes are enhanced condenser tubes for shell-and-tube heat exchangers. They are used in shell-side condensation mainly with safety refrigerants, but also with light hydrocarbons, in the air-conditioning and refrigeration industry. Cooling water is circulated on the tube side.

Benefits

- Increased heat transfer on the shell and tube side
- Superior overall heat transfer performance
- Substantial reduction of heat exchanger size and refrigerant charge
- Significant improvement in life cycle energy efficiency

Product Types

- Tailor-made for specific applications
- C5 P C6 | For highest performance and efficiency
- C+SL/LW | Weight optimized, drop-in applications
- CLF | For seawater/increased fouling applications
- CPL | For high fouling applications

Tube Material	ISO Code	UNS Code/ ASTM-Code
K21	Cu-DHP	C12200
L10	CuNi30Fe1Mn	C70600
L30	CuNi30Mn1Fe	C71500
S76	CuZn20Al2As	C68700
CS	P235GH	A179

Other materials on request

Wieland GEWA-C | Thermal Solutions | Wieland Group

Fabrication and Certification

- DIN EN 12452 / EN 10216-2
- DIN 17679 and VdTUV 420 / 5 (for use in pressure vessels)
- ASTM B 359 / ASME SB-359 / ASTM A-498

Certification for use in pressure vessels has been obtained with AD-Merkblatt W0 / TRD 100. Certificates 3.1 / 3.2 according to DIN EN 10204.

ThermalS Design Software

Wieland Thermal Solutions provides thermal design software to optimise your enhanced heat exchangers.

More information on our ThermalS online platform on: wieland.com/optimized-heat-transfer

Available in a wide range of materials



Příloha 7 – Datový list výparníku EFWN.7142296-2P.M

Model/Modello			EFWN.7142296-2P.M		
Tube type			B4HSL 3/4"		
Suction connection/Connessione aspirazione			3x 6"		
Water side/Lato acqua					
Cooling Capacity	885 kW		251,6 Ton		
Medium	WATER				
PS (tube side)	10,3 bar				
TS (tube side)	-10/+80 °C				
Tw IN	4 °C		39,2 °F		
Tw OUT	0,2 °C		32,4 °F		
Q (medium flow rate/portata)	199 m ³ /h		876,2 GPM		
Qmin	117 m ³ /h		515 GPM		
Qmax	351 m ³ /h		1545 GPM		
Fouling Factor	0,000016 m ² K/W		0,00009 ft ² Fh/Btu		
Velocity/Velocità	1,7 m/s		5,6 ft/s		
Pressure drop/Perdita di carico	59,8 kPa		8,67 psi		
Refrigerant side/Lato refrigerante					
Refrigerant/Refrigerante			R1234ze(E)		
PS (shell side)	16 bar				
TS (shell side)	-10/+120 °C				
Oil concentration/Concentrazione Olio	0 %				
SH	0,5 K		0,9 °F		
Tcond (dew)	36 °C		96,8 °F		
SC	19,1 K		34,4 °F		
Tevap (dew) bundle	-0,07 °C		31,9 °F		
Tevap (dew) suction line	-0,22 °C		31,6 °F		

Příloha 8 – Datový list kondenzátoru CB.4542200-2P.M H3

CONDENSER		
<i>Model</i>	CB.4542200-2P.M H3	
<i>Min. suggested gas inlet connection</i>	3x ø85mm	
Water side		
<i>Heat rejection (duty)</i>	1085 kW	308,5 Ton
<i>Medium</i>	MEG 30%	
<i>PS (tube side)</i>	16 bar	
<i>TS (tube side)</i>	-10/+105 °C	
<i>Tw IN</i>	27 °C	80,6 °F
<i>Tw OUT</i>	35 °C	95,0 °F
<i>Q (medium flow rate)</i>	126 m ³ /h	554,8 GPM
<i>Qmin</i>	70 m ³ /h	308 GPM
<i>Qmax</i>	200 m ³ /h	881 GPM
<i>Fouling Factor</i>	0,000044 m ² K/W	0,00025 ft ² Fh/Btu
<i>Velocity</i>	1,8 m/s	5,9 ft/s
<i>Pressure drop</i>	59,2 kPa	8,59 psi
Refrigerant side		
<i>Refrigerant</i>	R1234ze(E)	
<i>PS (tube side)</i>	35 bar	
<i>TS (tube side)</i>	-10/+120 °C	
<i>SC</i>	3 K	5,4 °F
<i>DSH</i>	7 K	12,6 °F
<i>Tcond (dew) bundle</i>	35,85 °C	96,5 °F
<i>Tcond (dew) inlet</i>	36,05 °C	96,9 °F

Příloha 9 – Datový list čerpadla ETB-100-080-160 GGSA V66D202202B

Datový list

Police zákazníka c.: PE201_202
Datum objednávky:
Císlo položky: 200
Množství: 1

ETB 100-080-160 GGSAV66D202202 B
Nízkotlaké odstředivé čerpadlo Etaloc

Provozní údaje

Požadované čerpané množství 130,00 m³/h
Požadovaná dopravní výška 26,00 m
Čerpané médium nemrznoucí prostředek na bázi ethylenglykolu, inhibičně, uzavřený systém, např. Antifrogen N nebo srovnatelné výrobky
Chladící voda s koncentrací nemrznoucího prostředku 30% (pH >= 7,5)
Bez obsahu chemických a mechanických látek, působících na materiálu 20,0 °C
Maximální teplota okolního vzduchu 20,0 °C
Minimální teplota okolního vzduchu 20,0 °C
Teplota dopravovaného média 27,0 °C
Hustota dopravovaného média 1037 kg/m³
Viskozita dopravovaného média 1,86 mm²/s
Sací tlak max. 0,00 bar g
Hodnota hmotnostního průtoku 37,48 kg/s
Max. výkon pro křivku 15,59 kW
Min. přípustný průtok pro stabilní nepřetržitý provoz 31,18 m³/h

Konstrukční typ

Norma čerpadla EN 733
Konstrukční typ Monobloková konstrukce
Orientace Horizontální
Jmenovitý průměr sacího hrdla DN 100
Jmenovitý tlak sacího hrdla PN 16
Poloha sacího hrdla axiální
Sací příruba vyřazená podle EN1092-2
Jmenovitá světlost výtláčného hrdla DN 80
Jmenovitý tlak výtláčného hrdla PN 16
Poloha výtláčného hrdla nahoru (0°/360°)
Výtláčná příruba vyřazená podle normy EN1092-2
Tvar těsnící plochy Těsnící lišta B (EN 1092)
Typ těsnění hřídele Jednoduchá mechanická ucpávka
Výrobce Burgmann
Typ MG13G6

Datový list

Police zákazníka c.: PE201_202
Datum objednávky:
Císlo položky: 200
Množství: 1

ETB 100-080-160 GGSAV66D202202 B
Nízkotlaké odstředivé čerpadlo Etaloc

Pohon, příslušenství

Typ pohonu Elektromotor
Norma mechanického pohonu IEC
Model KSB SuPremE@
Výrobce konstrukční rady SuPremE C1 (se svorkovnicí)
Dodávka Standardní motor dodává KSB - montuje KSB
Konstrukční typ V15
Velikost motoru 180M
Trída účinnosti IEC/CE0034-30 Ed.2 – bez magnetu. Účinnost motoru je i při 25 % jmenovitého příkonu při kvadratické charakteristice točivého momentu a obátek > 35 % jmenovité účinnosti.
Otáčky motoru 3000 rpm
Frekvence 100 Hz
Dimenzování pro provoz s měnicem frekvence Ano
Jmenovité napětí 400 V
Jmenovitý výkon motoru P2 22,00 kW
Dostupná rezerva 60,35 %

Materiály G

Spirálové těleso (102) Šedá litina EN-GJL-250/A48CL35B
Vlka tělesa (161) Šedá litina EN-GJL-250/A48CL35B
Opevněná palčka (183) Bez
Hřídel (210) Popouštěná ocel C45+N
Oběžné kolo (230) Šedá litina EN-GJL-250/A48CL35B
Lucerna motoru (341) Šedá litina EN-GJL-250/A48CL35B
Ploché těsnění (400) DPAF těsnící deska bez asbestu
Pomocné zatrubkování
Varianta tělesa čerpadla 1M.2 připojení tlakometru 1M.1 / 6D Připojení pro manometr nebo pro přímé/občuznění.
6B Čerpaná kapalina- vypouštění
Výtláčná příruba vyřazená podle normy EN1092-2
Tvar těsnící plochy Těsnící lišta B (EN 1092)
Typ těsnění hřídele Jednoduchá mechanická ucpávka
Výrobce Burgmann
Typ MG13G6



Císlo: ES 8000618804
Datum: 2022
Strana: 7 / 29
Verze c.: 2

Jmenovitý proud 50,7 A
Izolací trída F podle IEC 34-1
Krytí motoru IP55
cos phi při 4/4 zatížení 0,75
Účinnost motoru při zatížení 94,1 %
4/4
3 PTC termistory 0° (nahoru) 400 V
Pohled na sací hrdlo
Hvězda
Povrchové chlazení
Šedá litina GG/llitina 72 dbA
Jako čerpadlo

Těsnící kruh tělesa (502.1) Šedá litina GG/llitina
Těsnící kruh tělesa (502.2) Šedá litina GG/llitina
Pouzdro hřídele (523) CrNiMo-ocel
Zavrtání šroubů (902) Ocel 8.8
Matice (920.01) 8-A2A- 8-B633 SC1 TP3
Matice (920.05) Ocel 8

6D Čerpaná kapalina - plnění/občuznění 11E. Propřehovací kapalina vstup
5B občuznění Vřtáno a uzavřeno.
DN 8. Připojení trubky se závitem Vřtáno a uzavřeno.
Vřtáno a uzavřeno.

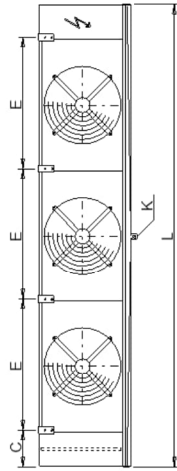
Příloha 10 – Datový list chladiče GGHN 080.2H/34-AU250/8P.E



DC OLOMOUC
LA-01 CHLAZENÉ ZBOŽÍ
25x APARAT
PAVEL KOPECKÝ

Projekt:
Pozice:
Vypracoval:

S-GGHN 080.2H/34-AU250/8P.E



File: EMPGHN3_2_UNI.emf

L = 5600 mm	B = 975 mm	H = 1285 mm
E = 1600 mm	F = 865 mm	C = 405 mm
A = 700 mm	ØD = 18 mm	K = G2"

Odpad dle DIN ISO 228-1 s G-závitem (ploché těsnění) Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Příslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
Dvojitá vana, izolace 20 mm	1	1214.00 EUR	1214.00 EUR
Speciální provedení	1	3869.00 EUR	3869.00 EUR
Jiné příslušenství			
EC ventilátor VT03059U.1 / 0-10V	3	885.00 EUR	2595.00 EUR
Cena příslušenství celkem (centiková, bez MwSt)			7678.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- Fluid group 2 according to pressure equipment directive 2014/68/EU
- pro obalovou plochu podle EN 13487/EN 9614-1
- Proud se může v závislosti na leplosti vzduchu a kolísání nepatí v síli podle směrnice VDE IŠIŠ.
- This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.) For further information see programu "7", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- Rozměry a hmotnosti nepatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typu
- Piping (DN = 60.0 mm, TSmact = 100 °C, kappalina). Final classification according to pressure equipment directive 2014/68/EU during order processing.



2019-09-17
DC OLOMOUC
LA-01 CHLAZENÉ ZBOŽÍ
25x APARAT
PAVEL KOPECKÝ

Datum:
Poplávka:
Projekt:
Pozice:
Vypracoval:

Chladič vzduchu S-GGHN 080.2H/34-AU250/8P.E

Výkon:	64.9 kW	Láika:	Voda (R718) ⁽¹⁾
Rezerwa plochy:	3.1 %	Vstup:	0.2 °C
Prutok vzduchu:	55476 m³/h	Výstup:	3.5 °C
Rychlost vzduchu:	2.7 m/s	Triaková ztráta:	0.55 bar
Vstupní teplota vzduchu:	5.3 °C	Prutok:	16.82 m³/h
Výstupní teplota vzduchu:	2.1 °C	Hmotnostní tok:	16814 kg/h
Nadmorská výška:	250 m	Podíl cieleného tepla:	94.8 %
Kondenzát:	4.88 kg/h	termokontakt:	vnitřní
Ventilátory (EC):	3 ks 3~400V 50-60Hz	Hladina akust. tlaku:	58 dB(A) v 3.0 m ⁽²⁾
Údaje pro 1 motor (sítkovoe hodnoty):		Hladina akust. výkonu:	82 dB(A)
Cláčky:	865 min-1	Dotuk:	cca. 44 m
Výkon (el.):	1.30 kW	Námraza:	0.0 mm
Prutok:	2.10 A ⁽³⁾		
ErP:	Compliant ⁽⁴⁾		
Opádšení: Pozink. ocel, Práškové lakované RAL 9003		Trubky:	Med ⁽⁵⁾
Teplotomenná plocha:	1106.0 m²	Lamele:	Hliník ⁽⁵⁾
Objem:	168.8 l	Pripole (1 výmenik):	64.0 * 2.00 mm
Roztec lamele:	4.00 mm	Vstup:	64.0 * 2.00 mm
Hmotnost:	973 kg ⁽⁶⁾	Max. provozní tlak:	10.0 bar
Max. provozní tlak:	10.0 bar	Max. provozní tlak:	10.0 bar
Rozměry⁽⁶⁾			
Délka:	5600 mm	Sberac:	64.0 * 2.00 mm
Šírka:	975 mm	Rozdelovac:	64.0 * 2.00 mm
Výška:	1285 mm ⁽⁶⁾	Pocet tahu:	8
Pocet závěsu:	8	Pocet okruhu:	1N
		Pocet sekkf:	24

(S* Speciální blok. Speciální ventilátor VT03059U.1 3~400V 50/60Hz. Vstup: 64.0 * 2.00 mm. Výstup: 64.0 * 2.00 mm. Rozdelovac: 64.0 * 2.00 mm. Sberac: 64.0 * 2.00 mm)

Centikové ceny bez MwSt:		Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeniku	1	20879.00 EUR	20879.00 EUR
Příslušenství			
Centiková cena celkem (bez MwSt, vč. balení)			28567.00 EUR

Cena se rozumí: bez udání (Slav: 2019-09-16)
Dodací podmínky:
Platnost nabídky:
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek