

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2017

**JIŘÍ
JANOVIČ**

Na toto místo přijde svázat **zadání diplomové práce!** V jednom z výtisků musí být **originální** zadání, v ostatních kopie.

Čestné prohlášení

Prohlašuji na tomto místě, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, že jsem řádně citoval všechny použité prameny a literaturu, a že práce nebyla využita v rámci jiného vysokoškolského studia či k získání jiného nebo stejného titulu.

V Praze dne 4. června 2014

.....

Jiří Janovič

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jiří Janovič
Název DP:	Optimalizace tepelného čerpadla
Anglický název:	Heat pump optimization
Akademický rok:	2016/2017
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí BP/DP:	prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.
Konzultant:	Ing. Zbyněk Janda
Bibliografické údaje:	Počet stran: 80 Počet obrázků: 24 Počet tabulek: 27 Počet příloh:0
Klíčová slova:	Tepelné čerpadlo, kompresor, expanzní ventil, vnitřní výměník tepla, vnější výměník tepla, vytápění
Keyword:	Heat pump, compressor, expansion valve, indoor heat exchanger, outdoor heat exchanger, heating
Anotace:	Cílem této diplomové práce je optimalizace stávajícího tepelného čerpadla z hlediska efektivnosti provozu a zvýšení výkonu při nízkých vnějších teplotách. To vše pro posílení pozice firmy Daikin na skandinávském trhu.
Abstract:	The goal of this master thesis is current heat pump optimization from the efficiency point of view and increase heating capacity at low ambient temperatures. All of this for reinforcement Daikin's position on the Scandinavian market.

Poděkování:

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Petrákovi CSc., za jeho cenné rady a především trpělivost při vedení této práce. Dále společnosti Daikin a především mému konzultantovi Ing. Zbyňku Jandovi za odborné vedení této práce.

Obsah

Seznam Obrázků	8
Seznam tabulek.....	9
Seznam grafů	10
Úvod.....	11
1. Teoretický úvod	12
1.1 Popis tepelného čerpadla	12
1.2 Typy tepelných čerpadel.....	13
1.2.1 Vzduch jako zdroj tepla	14
1.2.2 Půda jako zdroj tepla.....	15
1.2.3 Voda jako zdroj tepla	16
1.2.4 Výhody a nevýhody jednotlivých typů čerpadel.....	18
1.3 Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel	18
1.3.1 Výpočet COP	18
1.3.2 Výpočet SCOP	19
2. Popis výsledného produktu firmy Daikin	23
2.1 Požadavky na nové tepelné čerpadlo	23
2.2 Vnější a vnitřní výměník současného a nového tepelného čerpadla	28
3. Popis simulačního programu ESPRIT	32
3.1 Základní popis simulačního programu ESPRIT	32
3.2 Názorný příklad chladicího okruhu v simulačním programu ESPRIT.....	35
4. Simulace v simulačním programu ESPRIT	44
4.1 Nastavení frekvence kompresoru pro maximální SCOP	44
4.2 Popis jednotlivých změn na tepelném čerpadle.....	47
4.3. Vliv jednotlivých změn na výkonové charakteristiky	52
4.4 Podrobnější rozbor jednotlivých změn	55
4.5. Náhrada vnitřního výměníku	60
5. Návrh vnějšího výměníku	63
5.1 Určení tlakové ztráty výměníku	63
5.2 Optimalizace rozložení výkonu výměníku	65
5.3 Návrh cest skrz výměník	67
6. Reálná měření a porovnání s konkurencí	70
6.1 Průběh a výsledky reálných měření.....	70

6.2 Porovnání s konkurencí	72
Závěr.....	75
Literatura.....	77

Seznam Obrázků

Obrázek 1: Princip tepelného čerpadla	12
Obrázek 2: log p – i diagram (čárkovaně reálný oběh)	13
Obrázek 3: Průběh teplot vzduchu během letních a zimních dní	15
Obrázek 4: Závislost mezního odběru tepla z půdy na hloubce uložení výměníku $a=0,5$ m, $b=1$ m, $c=1,5$ m, $d=2$ m	16
Obrázek 5: Tepelné čerpadlo využívající jako zdroj energie spodní vodu	17
Obrázek 6: Rozdělení klimatické oblasti v Evropě	19
Obrázek 7: Vnitřní konstrukce tepelného čerpadla OPH IV	23
Obrázek 8: Optimalizace konstrukce venkovního výměníku tepla z pohledu tvorby ledu v odmrazovacím cyklu	24
Obrázek 9: Úpravy řídicího počítače	24
Obrázek 10: Úprava zvukové izolace, potrubí a spodního rámu	25
Obrázek 11: Úprava krytů jednotky a účinné plochy výměníku tepla	25
Obrázek 12: Ilustrace prodloužení připojovacího potrubí u vnitřní jednotky	25
Obrázek 13: Logika rozpoznání dalšího tepelného zdroje v místnosti	26
Obrázek 14: Stávající vnější výměník tepla	28
Obrázek 15: Přejít na nové vnitřní výměníky tepla	29
Obrázek 16: Schéma chladicího okruhu v simulačním programu ESPRIT	33
Obrázek 17: Přidání třetí řady s dvaceti průchody	48
Obrázek 18: Modifikace trojřadého výměníku	50
Obrázek 19: A – Souprroud; B – Protiproud	51
Obrázek 20: Průběh vypařování chladiva na vnitřní stěně trubky	64
Obrázek 21: Teplotní profil vnějšího výměníku při vnější teplotě $+35$ °C (kondenzátor).....	66
Obrázek 22: Časový průběh návrhů vnějšího výměníku	67
Obrázek 23: Otočení výměníku z důvodu eliminace akumulace sekundárního ledu	68
Obrázek 24: Návrh vnějšího výměníku pro protiproudé uspořádání.....	68

Seznam tabulek

Tabulka 1: Výhody nevýhody zmíněných typů tepelných čerpadel	18
Tabulka 2: Technická data současného vnějšího výměníku tepla	28
Tabulka 3: Technická data současného modelu FTXLS	30
Tabulka 4: Technická data nového modelu BMS42	30
Tabulka 5: Technická data nového modelu BML71	30
Tabulka 6: Parametry klimatizační jednotky	36
Tabulka 7: Parametry potrubí spojující jednotlivé komponenty chladicího okruhu	37
Tabulka 8: Hodnoty chladicího okruhu získané třemi různými způsoby	38
Tabulka 9: Hodnoty pro určení závislostí klimatizační jednotky na frekvenci kompresoru ..	38
Tabulka 10: Experimentálně naměřené hodnoty objemového průtoku vzduchu na výparníku	40
Tabulka 11: Hodnoty pro určení závislostí klimatizační jednotky na průtoku vzduchu výparníkem	41
Tabulka 12: Hodnoty pro určení závislostí klimatizační jednotky na průtoku vzduchu kondenzátorem	42
Tabulka 13: Změna tlaků v chladícím okruhu při změně objemového průtoku vzduchu na ventilátoru	43
Tabulka 14: Hodnoty výkonu tepelného čerpadla za různých vnějších teplot a frekvence kompresoru	45
Tabulka 15: Výkon, COP a SCOP pro různé frekvence kompresoru při vnější teplotě +12 °C	46
Tabulka 16: Technické parametry výchozího modelu tepelného čerpadla	47
Tabulka 17: Technické parametry venkovního výměníku s přidanou třetí řadou s dvaceti průchody trubek	49
Tabulka 18: Výkonové charakteristiky základního modelu	52
Tabulka 19: Vliv jednotlivých změn na výkonové charakteristiky oproti základnímu modelu tepelného čerpadla.....	53
Tabulka 20: Vliv kumulativních změn na výkonové charakteristiky oproti základnímu modelu tepelného čerpadla.....	54
Tabulka 21: Porovnávací hodnoty pro protiproud a souproud při vnější teplotě -25 °C.....	60
Tabulka 22: Technické parametry vnitřních výměníků	61
Tabulka 23: Výkonové charakteristiky pro různé typy vnitřních výměníků	61
Tabulka 24: Výsledky reálných měření tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem BMS42 a dvěma návrhy vnějšího výměníku	71
Tabulka 25: Výsledky reálných měření tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem BML71 a dvěma návrhy vnějšího výměníku	72
Tabulka 26: Porovnání tepelných čerpadel s konkurencí ve výkonové třídě 25	73
Tabulka 27: Porovnání tepelných čerpadel s konkurencí ve výkonové třídě 35	74

Seznam grafů

Graf 1: Četnost výskytu teplot v otopném období pro tři definované oblasti	20
Graf 2: Četnost výskytu teplot v Praze	20
Graf 3: Nová hladina akustického tlaku hluku v automatických provozních režimech (lineární pokles)	27
Graf 4: Nové různě navrhované režimy snížení akustického tlaku	27
Graf 5: Závislost chladicího faktoru, příkonu a chladicího výkonu na frekvenci kompresoru	39
Graf 6: Závislost objemového průtoku vzduchu výparníkem na frekvenci otáčení ventilátoru	40
Graf 7: Závislost chladicího faktoru, příkonu a chladicího výkonu na průtoku vzduchu výparníkem	41
Graf 8: Závislost chladicího faktoru, příkonu a chladicího výkonu na průtoku vzduchu kondenzátorem	42
Graf 9: Závislost relativních změn chladicího faktoru na objemovém průtoku vzduchu	43
Graf 10: Průběh výkonu tepelného čerpadla a tepelné ztráty objektu.....	45
Graf 11: Průběh hodnot SCOP pro různé frekvence kompresoru.....	46
Graf 12: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz	56
Graf 13: Průběh vypařovací teploty při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz.....	57
Graf 14: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz	58
Graf 15: Průběh tlakové ztráty při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz.....	59
Graf 16: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz	59

Úvod

V současné době je kladen důraz na hospodárné využívání energií všech druhů energií především z důvodu ochrany životního prostředí a zachování co možná největšího podílu neobnovitelných zdrojů energie pro budoucí generace. Poptávka a spotřeba elektrické energie má stále celosvětově rostoucí trend. I když se jedná pouze o spekulace, tak se odhaduje, že během příštích 25let se má spotřeba elektrické energie zdvojnásobit. Při dnešním zvyšování cen a rostoucímu tlaku na snižování emisí se jeví tepelné čerpadlo jako vhodná alternativa ke klasickému vytápění fosilními palivy a při správném využití tepelného čerpadla může dojít k úsporám a snížení provozních emisí. K hodnocení efektivity tepelných čerpadel slouží nově zavedené štítkování, které má zájemcům o pořízení tepelného čerpadla zjednodušit práci při výběru. Toto štítkování přináší změnu nejen v náhledu na efektivitu tepelných čerpadel, ale i na podmínky jejich hodnocení a zkoušení.

Cílem práce je optimalizace stávajícího tepelného čerpadla ve firmě Daikin specializující se na výrobu tepelných čerpadel a klimatizačních jednotek. Toto nově navržené tepelné čerpadlo má po zavedení na trh za úkol posílit pozici firmy Daikin ve Skandinávii. Samotné tepelné čerpadlo musí být přizpůsobeno pro provoz v chladném klimatickém podnebí. Nové tepelné čerpadlo označené OPH IV bude využívat pracně nabytých a dlouholetých provozních zkušeností předcházejících tepelných čerpadel firmy Daikin, především pak tepelného čerpadla s označením OPH III.

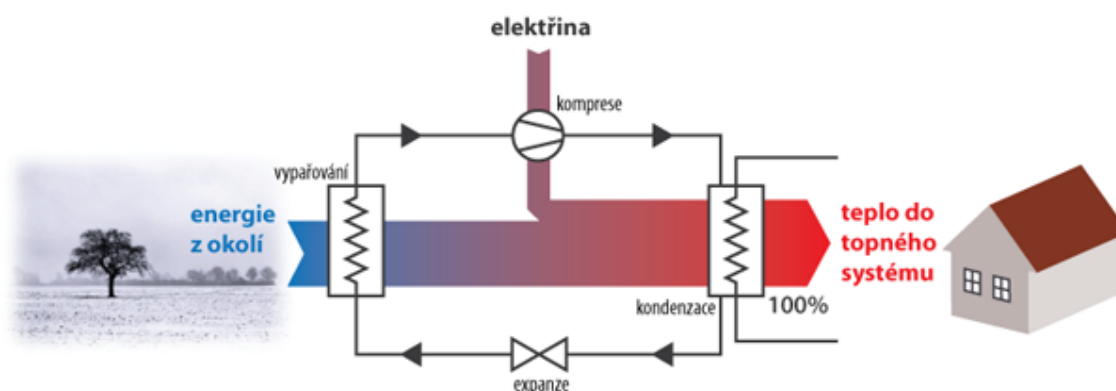
Úkolem je za pomoci simulací prováděných firemním softwarem, provést optimalizaci z hlediska výkonových charakteristik. Hlavními body optimalizace je zvýšení topného výkonu tepelného čerpadla za nízkých vnějších teplot a zvýšení hodnoty sezonního topného faktoru SCOP (seasonal coefficient of performance) tak, aby tato hodnota náležela intervalu odpovídající energetické třídě A+++.

Strukturální návrhy a optimalizace byly konzultovány v průběhu vývoje s výrobním oddělením firmy Daikin, aby byla zajištěna pozdější proveditelnost výroby.

1. Teoretický úvod

1.1 Popis tepelného čerpadla

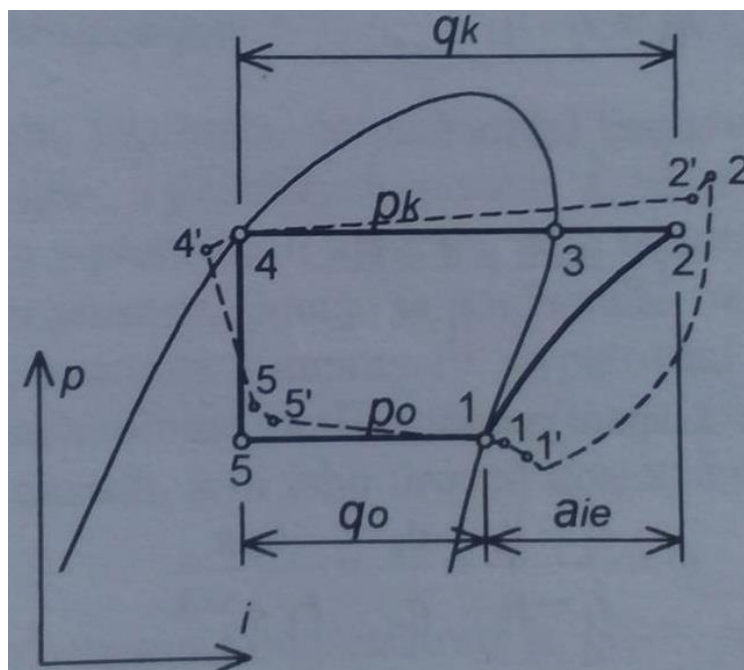
Princip tepelného čerpadla je založen na přečerpávání nízkopotenciálního tepla na teplo s vyšším tepelným potenciálem. Nízkopotenciální energie je odebírána výměníkem z okolí a vysokopotenciální teplo je ve druhém výměníku předáváno pro použití. Nositelem energie mezi výměníky je cirkulující chladivo, které mění své skupenství. Prostředí, ze kterého je možné odebírat trvale tepelnou energii, je základní podmínkou. Tepelné čerpadlo je složeno ze čtyř částí, z kompresoru, výparníku, kondenzátoru a expanzního ventilu.



Obrázek 1: Princip tepelného čerpadla [1]

Výměník na primární straně tepelného čerpadla se nazývá výparník a chladivo v něm svým vypařováním odebírá teplo z okolí a teplo odvádí při kondenzaci ve druhém výměníku neboli kondenzátoru. Aby se tepelná energie zhodnotila, musí být kondenzační teplota vyšší než teplota vypařovací, což je zajišťováno pomocí zvyšování tlaku v kondenzátoru. Tuto energii můžeme využívat jako zdroj pro vytápění či ohřev teplé vody. Pro cirkulaci chladiva a zajištění zvýšení tlaku v kondenzátoru slouží kompresor. K činnosti kompresoru je potřeba mechanická energie. Ke snižování tlaku z kondenzačního na vypařovací slouží expanzní ventil. Po snížení tlaku se celý oběh opakuje. Tepelné čerpadlo pracuje stejně jako chladicí zařízení jen s rozdílem pojetí funkce zařízení [2].

Pracovní oběh na obrázku 1 je označován jako oběh parní, protože hlavním nosičem energie je pára. Jde o levotočivý parní oběh, který je charakterizován přeměnou mechanické energie (dodávanou kompresorem) na energii tepelnou (odebíranou kondenzátorem). Pro názornost se takovýto oběh vynáší do tzv. $\log p - i$ diagramu, který je různý pro různá použitá chladiva v oběhu.



Obrázek 2: log p – i diagram (čárkovaně reálný oběh) [3]

Známe-li hmotnostní tok \dot{m} obíhajícího chladiva a příslušné měrné entalpie i v bodech 1 až 5, lze určit výkony jednotlivých částí oběhu. Podle následujících vztahů bude platit:

Pro výkon kompresoru:	$P_K = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1).$
Pro výkon kondenzátoru:	$Q_K = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3).$
Pro expanzi:	$Q_{EXP} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = 0.$
Pro výkon výparníku:	$Q_O = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4).$

Tyto vztahy platí pro teoretický oběh (plná čára). Reálný oběh respektuje tlakové ztráty v systému, reálnou kompresi, reálnou expanzi, přehřátí v sání kompresoru a podchlazení chladiva za kondenzátorem [4].

1.2 Typy tepelných čerpadel

Podle použitého nízkopotenciálního zdroje tepla lze tepelná čerpadla rozdělit do dvou skupin. Tepelná čerpadla, která používají jako zdroj nízkopotenciálního tepla zbytkové neboli odpadní teplo z technologií a tepelná čerpadla využívající teplo z přírodních zdrojů [3].

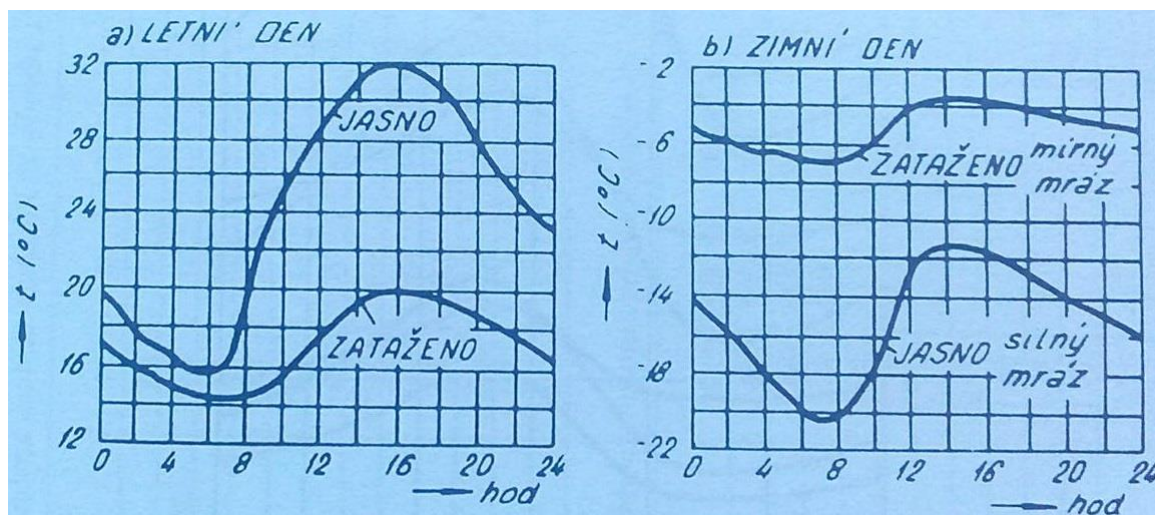
Odpadní tepla z technologických pochodů i přírodní zdroje je nutno z hlediska jejich použití posoudit podle těchto kritérií [3]:

- Teplotní hladiny.
- Množství.
- Časové disponibility v souvislosti s potřebou.
- Výhradního použití a dosavadního využití.
- Chemických a fyzikálních vlastností nositele tepla.
- Vzdálenosti od tepelného čerpadla.
- Pořizovacích a provozních nákladů.
- Vlivu na energetickou bilanci okolí a životní prostředí.

1.2.1 Vzduch jako zdroj tepla

Venkovní vzduch představuje neomezený tepelný zdroj. Z ekologického hlediska se jedná o nejvhodnější tepelný zdroj, neboť teplo odebrané venkovnímu vzduchu je zpětně vráceno tepelnými ztrátami objektu, takže dochází k minimálnímu narušení přirozené tepelné rovnováhy. S ohledem na nízkou hustotu, měrnou tepelnou kapacitu a vzhledem k nízkým hodnotám součinitele přestupu tepla mezi vzduchem a povrchem výměníku tepla (výparníku), musí jím proudit relativně velké množství vzduchu. Výparník musí mít tedy značné rozměry a příkon ventilátorů zajišťující průtok vzduchu výparníkem není zanedbatelný. Dalším parametrem, který je nutno brát v potaz, je hlučnost v případě výparníku s ventilátorem.

Tepelné čerpadlo využívající jako zdroj tepla venkovní vzduch se z velké míry staví jako bivalentní, neboť s klesajícími vnějšími teplotami vzduchu klesá topný výkon tepelného čerpadla, zatím co tepelné ztráty objektu rostou. Jak lze vidět na obrázku 3 teploty venkovního vzduchu během dne značně kolísají. Venkovní vzduch vždy obsahuje určitý podíl vodních par (vlhkost). Poklesne-li teplota povrchu výparníku pod teplotu tání ledu začne se díky vlhkosti proudícího vzduchu tvořit na povrchu výparníku námraza, která zhoršuje parametry tepelného čerpadla. Především díky zhoršenému prostupu tepla a zvýšení průtočných odporů na straně vzduchu. Proto musí být pravidelně odtávána [3].



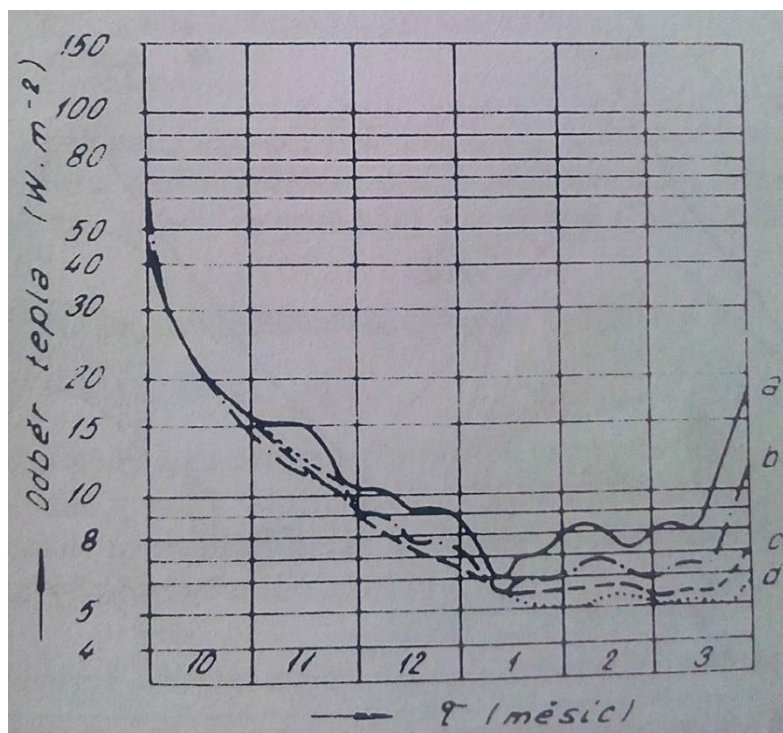
Obrázek 3: Průběh teplot vzduchu během letních a zimních dní [3]

Podle média, do kterého kondenzátor předává teplo, se tepelná čerpadla využívající jako zdroj venkovní vzduch dělí na dva nejběžnější typy.

- Varianta Vzduch – Vzduch (teplo z kondenzátoru je přímo předáváno do vzduchu vytápěného objektu).
- Varianta Vzduch – Voda (teplo z kondenzátoru je předáváno do otopného systému, ten poté zajišťuje vytápění).

1.2.2 Půda jako zdroj tepla

V našich klimatických podmínkách ani v nejstudenějších dnech neklesá teplota půdy v hloubce 1 m pod bod mrazu. Využití tohoto nízkopotenciálního tepla motivuje řadu projektantů. Vybudování systému je náročné z pohledu zemních prací a je podníceno dostatečně velkou plochou pozemku. U instalace tepelného čerpadla odebírajícího teplo z půdy, je vždy velkou otázkou, jestli zvolit systém vytápění v monovalentním provozu, tj. bez pomocného tepelného zdroje, neboť rozsáhle vybudovaný půdní systém, který by zajistil krytí celoročních tepelných ztrát objektu, by byl po velkou část otopné sezony předimenzován a investičně náročný. Jednotkové odnímané teplo z plochy pozemku se pohybuje od 6 až 40 W.m⁻². Jak lze vidět na obrázku 4, odnímané teplo se liší v průběhu roku a na hloubce uložení výměníku.



Obrázek 4: Závislost mezního odběru tepla z půdy na hloubce uložení výměníku $a=0,5$ m, $b=1$ m, $c=1,5$ m, $d=2$ m [3]

Povrchové půdní výměníky se ukládají maximálně do hloubky 3 m. V některých případech je vhodné získávat teplo ze spodních půdních vrstev, tj. z hloubek několika set metrů. Vertikální vrty běžně dosahují hloubek 100 až 150 m, takový vrt je považován za vodní dílo a může jej projektovat pouze osoba s autorizací pro obor vodohospodářské stavby [3].

1.2.3 Voda jako zdroj tepla

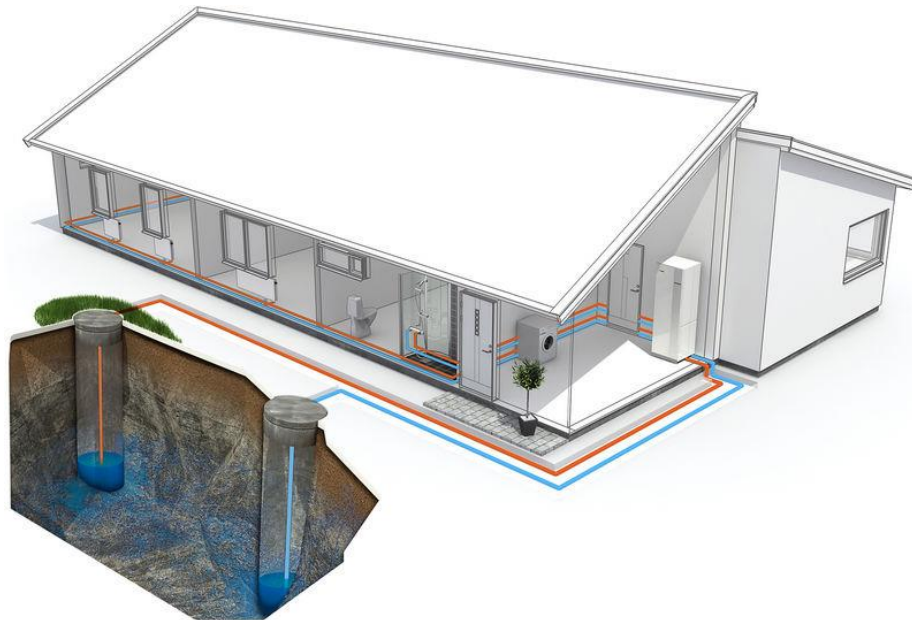
Vodu jako zdroj tepla je možno rozdělit na vodu spodní, povrchovou a geotermální.

Spodní voda

Spodní vodě je přisuzován velký význam jako zdroji tepla. Během roku teplota spodní vody kolísá nepatrně 1-2 K. V hloubkách pod 15 m teplota spodní vody během roku prakticky nekolísá. Běžná teplota spodní vody v našich podmínkách je 10 °C.

Spodní voda sloužící k vytápění často mnohonásobně převyšuje spotřebu běžné vody a je nutno mít na zřeteli, že s výkonem tepelného čerpadla spotřeba spodní vody roste. K zajištění tepelných ztrát objektu je potřeba mít dostatečně vydatný zdroj, přibližně lze uvažovat 0,02 až 0,03 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ vody na 1 kW topného výkonu. Výhodnost použití tohoto typu tepelného čerpadla je zvláště při nízkých vnějších teplotách vzduchu. K vybudování tepelného čerpadla je potřeba uskutečnit realizaci dvou studen, čerpací a vsakovací. Z čerpací studny je

voda odnímaná, ve výparníku ochlazená a poté vrácena do studny vsakovací. Vzdálenost mezi studny by měla být alespoň 10 m, nejlépe ve směru podzemních proudů. Časem může docházet k zanesení vodních cest a tím může poklesnout vydatnost pramene [3].



Obrázek 5: Tepelné čerpadlo využívající jako zdroj energie spodní vodu [5]

Povrchová voda

U tohoto typu přírodního zdroje se opět využívá teplo vody. Oproti předchozímu systému má však nevýhodu v tom, že teplota bývá obvykle dlouhodobě nižší než 5 °C, což znemožňuje její přímé ochlazení. Proto se používá systém výměníku, který se umístí do koryta řeky nebo na dno velké vodní plochy. Jako náplň (teplonosná látka) výměníku je poté použita nemrznoucí směs. Nevýhodou tohoto nepřímého systému je skutečnost, že vlivem vícenásobného přestupu tepla (voda – teplonosná látka – chladivo) musí tepelné čerpadlo pracovat s nižší vypařovací teplotou, a tedy horšími parametry. Takováto realizace tepelného čerpadla musí být povolena vodohospodářskou správou. Nejedná se o příliš častý systém využívání nízkopotenciálního tepla. Využití má svá specifika a vyžaduje přesný výpočet velikosti výměníku pro každou realizaci.

Geotermální voda

V některých lokalitách mohou geotermální vody tvořit významný zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. V případě teploty geotermální vody vyšší než 40 °C ji lze použít přímo bez nutnosti tepelného čerpadla. V lokalitách s dostatkem geotermální vody s vysokou teplotou (40 °C) bývá často problém se studenou pitnou vodou, tepelné čerpadlo pomocí výparníku

plní funkci ochlazení této vody a teplo získané na kondenzační straně poté slouží pro vytápění a ohřev teplé vody.

1.2.4 Výhody a nevýhody jednotlivých typů čerpadel

Typ tepelného čerpadla	Výhody	Nevýhody
Vzduch-voda/vzduch	poměr cena/výkon	nízká účinnost za nízkých teplot
	univerzálně použitelné	hlučnost venkovní/vnitřní jednotky
	jednoduchá instalace	namrzání venkovního výměníku a s tím spojené problémy
půda-voda	stabilní topný výkon	vyšší investiční náklady (vrt)
	nízké provozní náklady	rozsáhle podzemní práce (kolektor)
	dlouhá životnost	velikost pozemku (plocha kolektoru)
	tichý chod	
voda-voda	vysoký topný faktor	počet vhodných lokalit
	krátká doba návratnosti	požadavky na chemické složení
	relativně nízké pořizovací náklady	

Tabulka 1: Výhody nevýhody zmíněných typů tepelných čerpadel [6]

1.3 Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel

Pro tepelná čerpadla poháněná elektrickou energií se v posledních letech objevila a ustálila celá řada hodnotících parametrů porovnávajících jejich energetickou kvalitu.

Zákazník dnes může porovnat energetickou kvalitu tepelných čerpadel nejčastěji podle dvou faktorů. Prvním je jmenovitý topný faktor COP (coefficient of performance) a tím druhým SCOP (seasonal coefficient of performance). Topný faktor COP je určen pro jeden provozní bod systému. Provozní bod systému je poté například určen výkonem, který je tepelné čerpadlo schopné poskytnout při určité venkovní a vnitřní teplotě. Sezónní topný faktor SCOP bere v potaz vliv změn teplotních podmínek během celého roku a blíže tak specifikuje efektivnost provozu tepelného čerpadla. Nutno však poznamenat, že oba tyto parametry jsou stanoveny pro standardizované podmínky, a tedy neposkytují přesnou informaci o chování tepelného čerpadla v reálném provozu, kde závisí na konkrétní instalaci tepelného čerpadla do otopného systému.

1.3.1 Výpočet COP

Topný faktor je poměr topného výkonu k celkové spotřebě elektrické energie za ustálených provozních podmínek,

$$COP = \frac{Q_t}{P_k + P_{aux}}, \quad (1.1)$$

kde Q_t je tepelný výkon tepelného čerpadla [kW], P_k je elektrický příkon kompresoru [kW] a P_{aux} je elektrický příkon všech ostatních částí tepelného čerpadla (elektrické pohony ventilátorů, odtávání výparníku, řídicí počítač atd.) [kW].

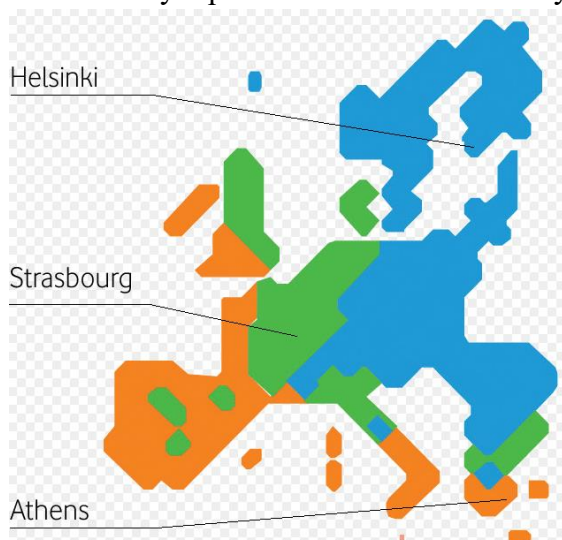
U tepelných čerpadel používajících vzduch jako nízkopotenciální zdroj tepla by byl topný faktor COP velmi proměnlivý, proto se při výpočtu COP u těchto typů tepelných čerpadel uvažuje střední tepelný výkon a střední elektrický příkon v určitém časovém úseku.

1.3.2 Výpočet SCOP

Sezónní topný faktor SCOP se stanovuje na základě provozní energetické účinnosti zařízení pro vytápění vnitřních prostor, která je podkladem pro zařazení daného zařízení do energetické třídy pro účely energetického štítku a zároveň pro vyhodnocení splnění požadavků na ekodesign. Hodnota SCOP se vypočítá pro zvolenou tepelnou ztrátu domu, standardizovanou otopnou soustavu (35 °C nebo 55 °C) a standardizované klimatické podmínky. V souladu s normou ČSN EN 14825 se poté provádí výpočet [8]. V případě typů tepelných čerpadel, které nedodávají teplo do otopné soustavy, ale přímo vytápí obytný prostor se výpočet SCOP stanovuje pro fixní hodnotu teploty vnitřního vzduchu [7].

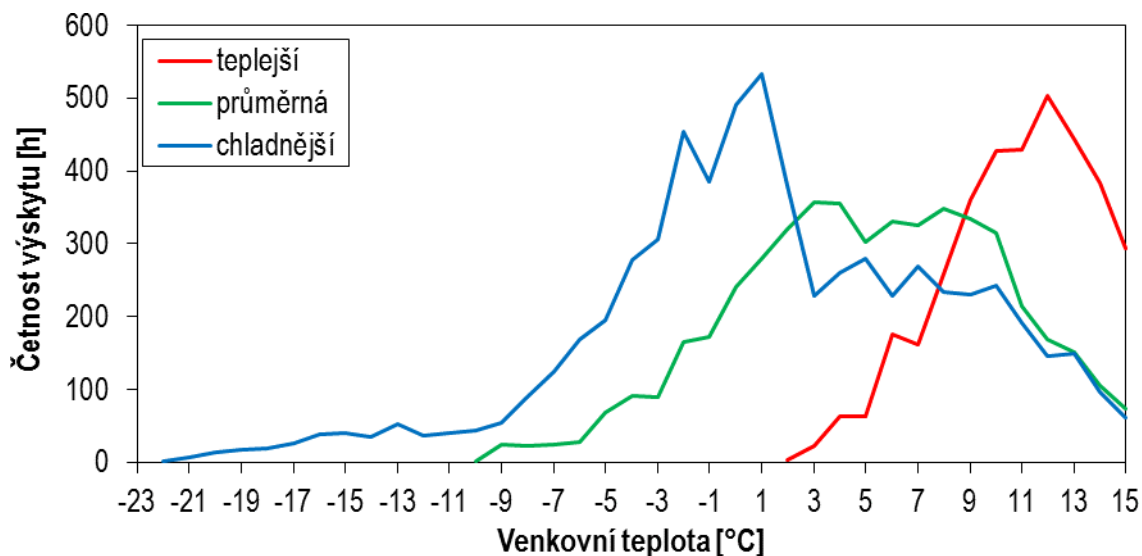
Evropa je rozdělena do tří klimatických oblastí

- Teplejší – Příslušící klimatickým podmínkám městu Atény
- Průměrná – Příslušící klimatickým podmínkám městu Štrasburk
- Chladnější – Příslušící klimatickým podmínkám městu Helsinky

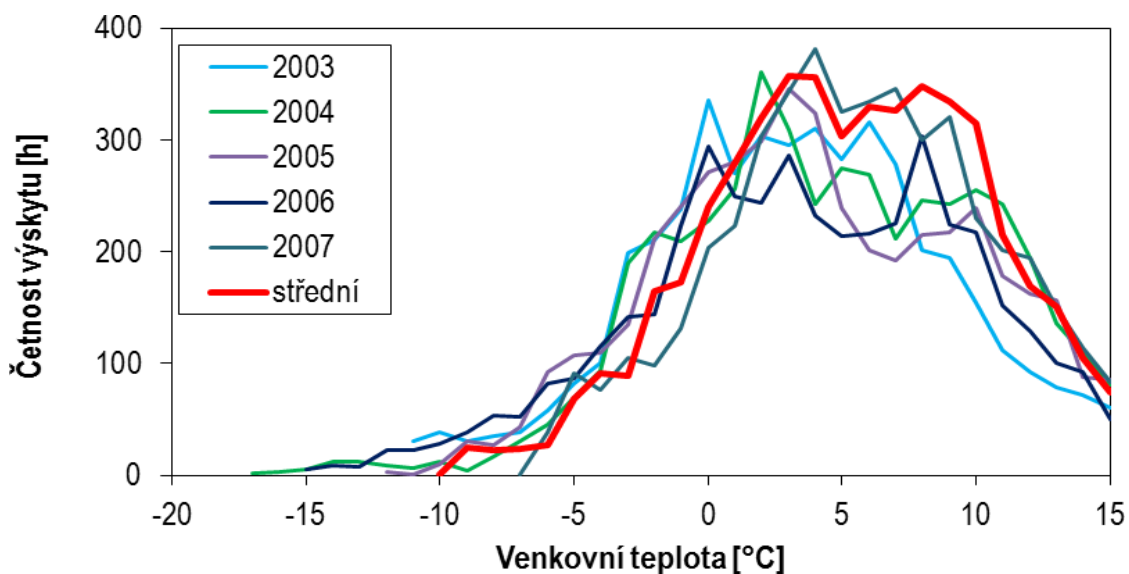


Obrázek 6: Rozdělení klimatické oblasti v Evropě [7]

Barevné rozdělení tří oblastí Evropy je pouze pro názornost. Česká republika by podle obrázku 6 patřila do chladné oblasti, ale průměrné denní teploty tomu neodpovídají.



Graf 1: Četnost výskytu teplot v otopném období pro tři definované oblasti [7]



Graf 2: Četnost výskytu teplot v Praze [7]

Četnost výskytu teplot pro Prahu se velmi blíží průměrné klimatické oblasti. Ovšem oblast Prahy, a i ostatních velkých měst patří v České republice mezi oblasti, které mají průměrnou roční teplotu vyšší. Je ale potřeba brát na vědomí hustotu zalidnění a také četnost použití tepelných čerpadel v daných lokalitách České republiky. Například horské oblasti s průměrnou nižší teplotou během otopné sezóny se velmi blíží chladné klimatické oblasti, ale v takovýchto lokalitách díky jisté „tradičnosti“ použití tuhých paliv nebývá běžné použití tepelného čerpadla jako zdroje tepla. Na energetickém štítku tepelného čerpadla prodávávaného v Evropě se udává hodnota koeficientu SCOP pro všechny tři klimatické oblasti.

Pro výpočet SCOP je důležitá jmenovitá tepelná ztráta budovy, která je lineární funkcí venkovní výpočtové teploty a platí, že pro +16 °C je rovna nule. Pro každou teplotu v otopném období je potřeba určit tepelnou ztrátu budovy, topný výkon a topný faktor tepelného čerpadla. Z toho se poté určí potřeba elektrické energie pro tepelné čerpadlo a potřeba elektrické energie pro dohřev. Neboť mohou nastat tři situace provozu tepelného čerpadla, ať už je nebo není vybaveno frekvenčním měničem.

1. Výkon tepelného čerpadla **je roven** tepelné ztrátě budovy.
2. Výkon tepelného čerpadla **je nižší** než je tepelná ztráta budovy. V tomto případě se tento rozdíl dodává elektrickým zdrojem tepla. Pro jehož COP platí, že je rovno jedné.
3. Výkon tepelného čerpadla **je vyšší** než je tepelná ztráta budovy. V tomto případě je tepelné čerpadlo v částečném zatížení (vypíná a zapíná).

Měření výkonu tepelného čerpadla, tepelné ztráty budovy, COP je prováděno pouze pro určité zvolené teploty (12 °C, 7 °C, 2 °C, -7 °C, -10 °C, -15 °C, -20 °C, -25 °C). Pro ostatní teploty se provádí interpolace a extrapolace naměřených hodnot. Ostatní potřebné hodnoty pro výpočet celkové roční potřeby tepla [kWh] a celkové spotřeby elektrické energie [kWh] se již dopočtou. Dále je už možno určit sezónní topný faktor tepelného čerpadla v době jeho chodu,

$$SCOP_{ON} = \frac{\text{Celková roční spotřeba tepla}}{\text{Celková spotřeba elektrické energie}}, \quad (1.2)$$

ovšem tepelné čerpadlo není v chodu během celého roku. Z tohoto důvodu do výpočtu sezónního topného faktoru SCOP vstupují další proměnné, a to podle následujícího vztahu:

$$SCOP = \frac{Q}{\frac{Q}{SCOP_{ON}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}}, \quad (1.3)$$

kde

Q je celková roční spotřeba tepla [kWh/rok].

H_{TO} je počet hodin ve vypnutém stavu [h/rok].

P_{TO} je příkon jednotky ve vypnutém stavu [kW].

H_{SB} je počet hodin v pohotovostním režimu [h/rok].

P_{SB} je příkon jednotky v pohotovostním režimu [kW].

H_{CK} je počet hodin v režimu zahřívání skříně kompresoru [h/rok].

P_{CK} je příkon v režimu zahřívání skříně kompresoru [kW].

H_{OFF} je počet hodin ve vypnutém stavu [h/rok].

P_{OFF} je příkon ve vypnutém stavu [kW].

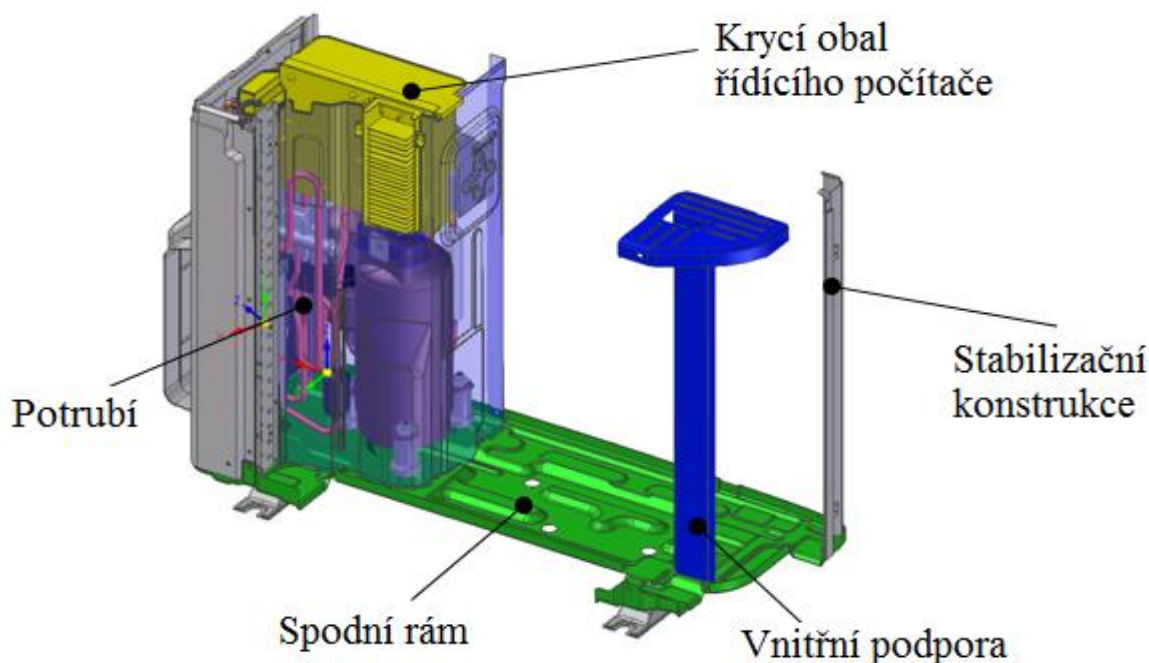
2. Popis výsledného produktu firmy Daikin

Cílem výsledného produktu firmy Daikin je vyvinout tepelné čerpadlo (klimatizační jednotku) pro skandinávské země. Toto tepelné čerpadlo musí být přizpůsobeno pro provoz v chladném klimatickém podnebí. Tvorba nového tepelného čerpadla pod označením OPH IV pro skandinávský trh bude využívat pracně nabytých a dlouholetých provozních zkušeností předcházejících tepelných čerpadel firmy Daikin, především pak tepelného čerpadla s označením OPH III.

2.1 Požadavky na nové tepelné čerpadlo

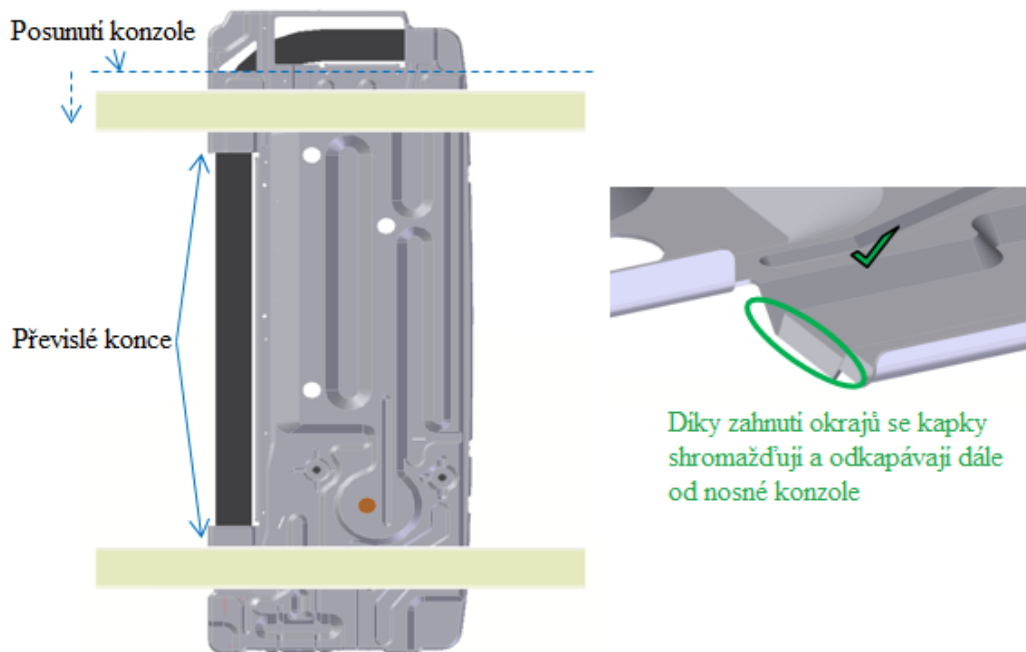
Stávající jednotka firmy Daikin s označením OPH III je již na trhu dlouho a používá z firemního pohledu zastaralé technologie a design. Proto je v plánu tvorba nového tepelného čerpadla OPH IV, které má za úkol posílit pozici firmy Daikin na skandinávském trhu, za použití nově ekologického chladiva s označením R32 (namísto R410a).

Tepelné čerpadlo OPH IV oproti OPH III má být ekonomičtější na provoz, a přitom poskytovat vyšší výkon při nízkých vnějších teplotách. To vše při spolehlivém provozu s ohledem na minimalizaci tvorby ledu venkovního výměníku tepla.



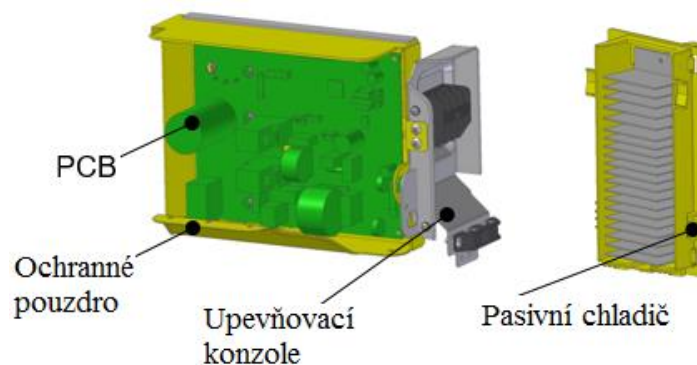
Obrázek 7: Vnitřní konstrukce tepelného čerpadla OPH IV [9]

Na obrázku 7 je vidět, že spodní rám nezasahuje až na okraj samotného boxu venkovního výměníku tepla. Pod účinnými plochami výměníku tepla je spodní rám „vykrojen“, toto opatření snižuje tvorbu ledu venkovního výměníku tepla. Velká část vody v odmrzovacím cyklu rovnou odkapává a nedostává se do styku s chladným kovem vnitřní konstrukce, což by obvykle vedlo k opětovné tvorbě ledu.

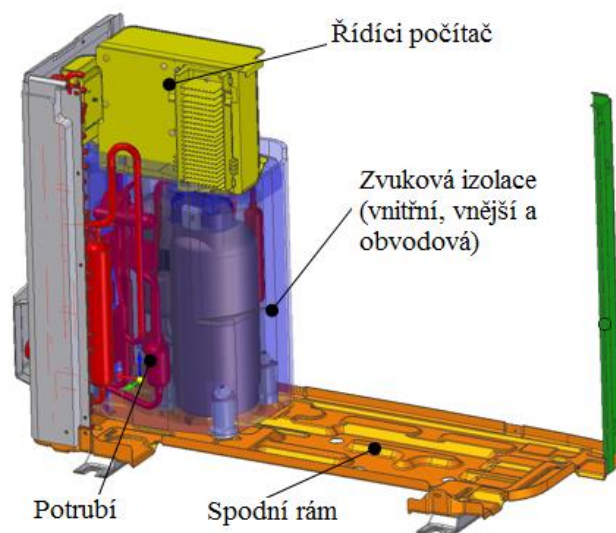


Obrázek 8: Optimalizace konstrukce venkovního výměníku tepla z pohledu tvorby ledu v odmrzovacím cyklu [9]

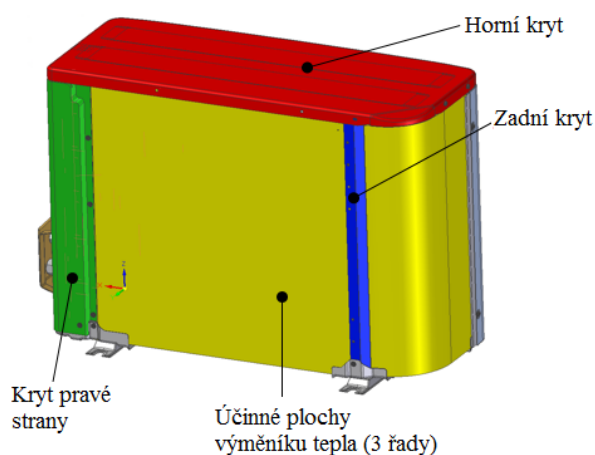
Odkapávající kapky v odmrzovacím cyklu tepelného čerpadla mohou odkapávat na nosnou konzoli venkovního výměníku tepla a tvořit tak počátek tvorby ledu. Posunutím nosné konzole a specifickým zahnutím okapních nosů spodního rámu je tento problém eliminován. Ukázka vylepšení (úpravy) dalších dílů venkovní jednotky oproti původnímu tepelnému čerpadlu je na následujících obrázcích:



Obrázek 9: Úpravy řídicího počítače [9]

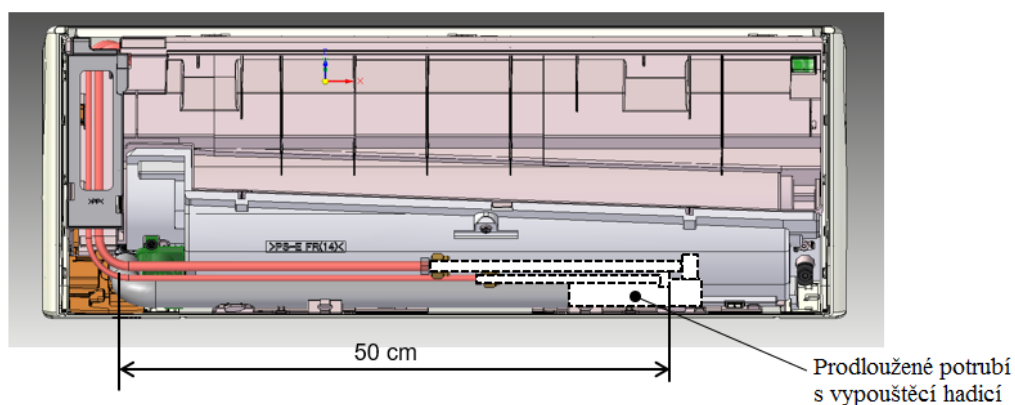


Obrázek 10: Úprava zvukové izolace, potrubí a spodního rámu [9]



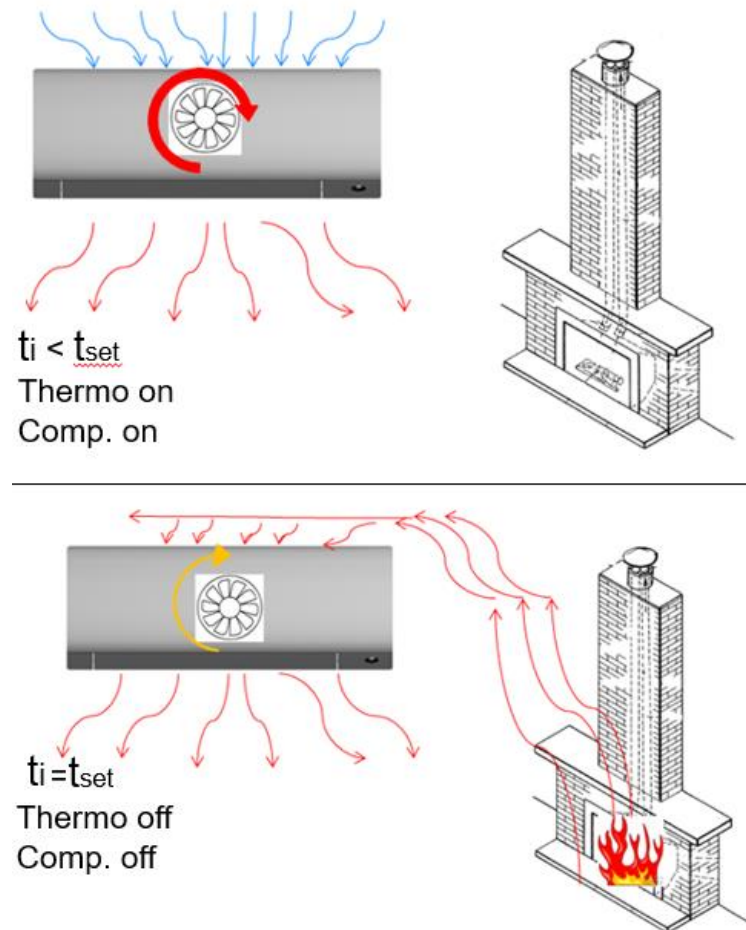
Obrázek 11: Úprava krytů jednotky a účinné plochy výměníku tepla [9]

Dále u nově vyvinutého tepelného čerpadla by měla být jejich snadnější instalace, a to především díky prodloužení propojovacích potrubí. Připojovací potrubí vnitřní jednotky je prodlouženo na celých 50 cm z důvodu různých tloušťek zdí ve Skandinávii.



Obrázek 12: Ilustrace prodloužení připojovacího potrubí u vnitřní jednotky [9]

Mnoho rodinných domů ve Skandinávii je vybaveno krbem, z tohoto důvodu nově vyvinuté tepelné čerpadlo má obsahovat zabudovanou softwarovou logiku, aby rozpoznalo, zda je krb v činnosti a vnitřní jednotka tak mohla pouze distribuovat vzduch v místnosti [9].

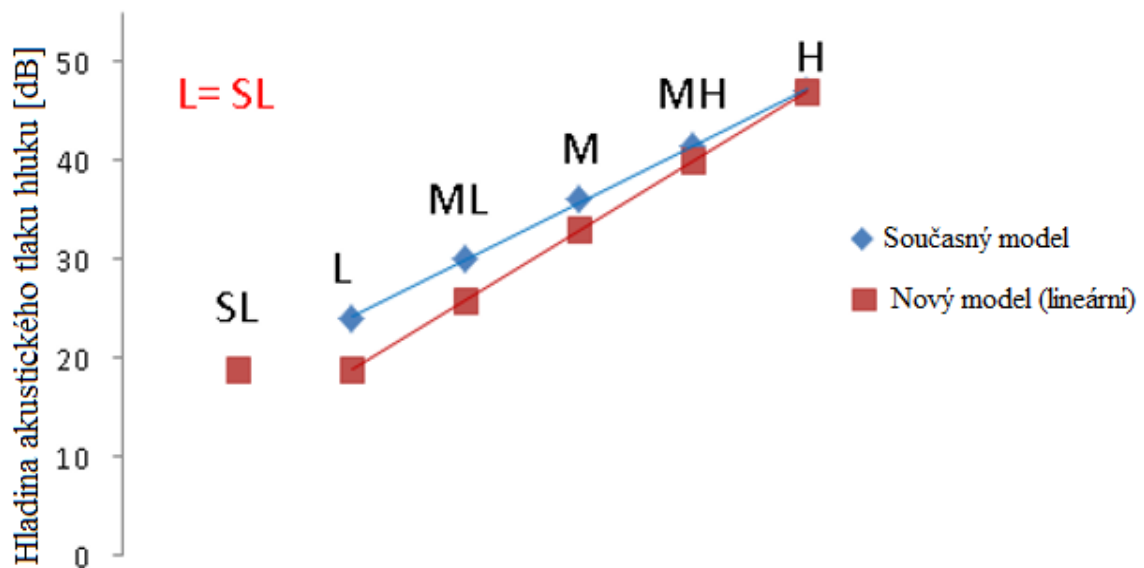


Obrázek 13: Logika rozpoznání dalšího tepelného zdroje v místnosti [9]

V horní části obrázku 13 je tepelné čerpadlo v provozu, v okamžiku detekce dalšího tepelného zdroje dojde k vypnutí kompresoru a vnitřní jednotka zajišťuje promíchávání vnitřního vzduchu v místnosti (spodní část obrázku 13).

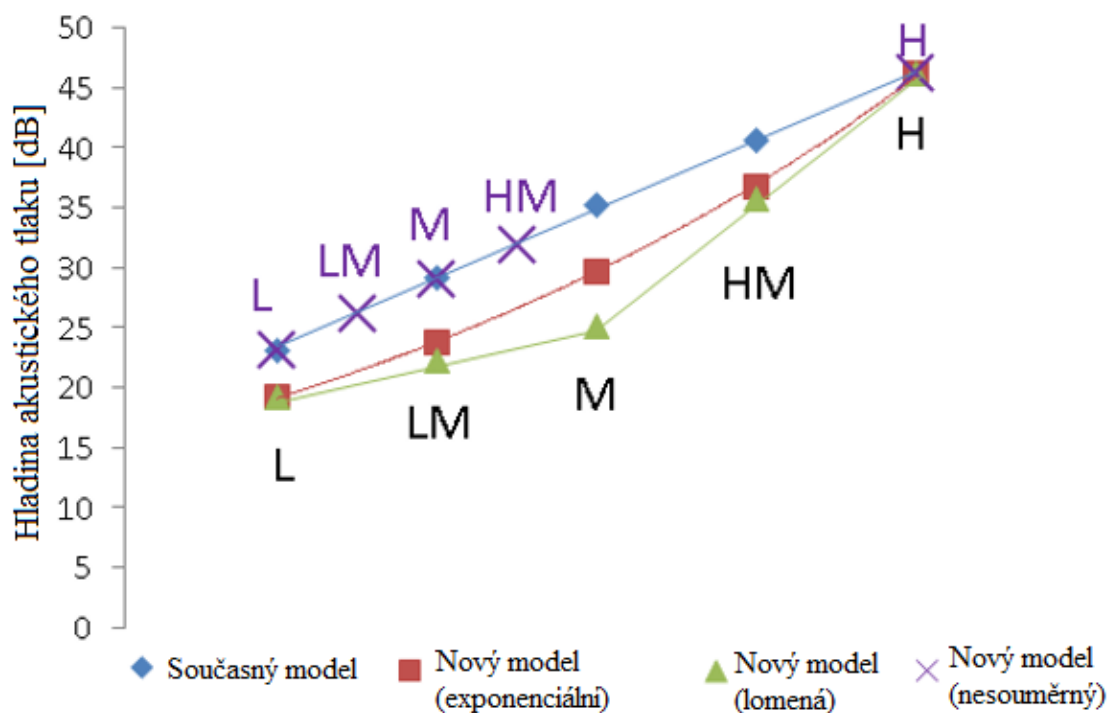
Další úprava nové jednotky je ve snížení hladiny tlaku hluku při činnosti vnitřní jednotky, a to v přednastavených automatických provozních režimech H, MH, M, ML, L. Hladina tlaku hluku je funkcí frekvence otáčení ventilátoru. Označení automatických provozních režimů je převzato z anglického jazyka (H: vysoké otáčky; M: středně vysoké otáčky; L: nízké otáčky). Vnitřní jednotka je navíc vybavena tichým režimem SL, ovšem tento provozní režim vnitřní jednotky není automatický (nutno volit manuálně). Existuje více způsobů, jak docílit snížení hladiny tlaku hluku v automatických provozních režimech.

Jedním z nich je řešení pomocí lineárního poklesu, kde křivka hladiny tlaku hluku má strmější pokles [9].



Graf 3: Nová hladina akustického tlaku hluku v automatických provozních režimech (lineární pokles) [9]

Nevýhoda tohoto způsobu je malá změna oproti současnému modelu v provozních režimech MH, M a ML. Na základě toho se uvažuje o jiných průbězích a to exponenciální, lomený nebo nesouměrný pokles hladiny akustického tlaku (viz. graf 4).



Graf 4: Nové různě navrhované režimy snížení akustického tlaku [9]

2.2 Vnější a vnitřní výměník současného a nového tepelného čerpadla

Změny a úpravy na vnějším výměníku již byly popsány výše, všechny se týkaly pouze strukturálních a designových úprav. Úpravy vnějšího výměníku tepla z hlediska výkonových charakteristik se provedou až na základě výsledků simulací v simulačním programu ESPRIT. Pokud výsledek simulace z pohledu výkonových charakteristik dopadne pozitivně, nebude zásadnější problém s výrobou upravené jednotky a provedou se na ni jednotlivé strukturální změny spolu s ověřením výsledků simulace s hodnotami z reálného měření. Případný naměřený rozdíl se porovná a rozhodne se o finálních úpravách vnějšího výměníku.



Obrázek 14: Stávající vnější výměník tepla [10]

Současný model RXLS		
Rozměry [mm]	550x858x330	
Hmotnost [kg]	40	
Akustický výkon [dB]	Chlazení	61
	Vytápění	61
Hladina akustického tlaku [dB]	Chlazení H / L	48 / 44
	Vytápění H / L	49 / 45
Provozní rozsah teplot [°C]	Chlazení Min. / Max.	-10 / +46
	Vytápění Min. / Max.	-25 / +18
Chladivo	Typ [-]	R-410A
	Množství [kg]	1,2
	GWP [-]	2087,5
Charakteristika potrubí	Průměr potrubí pro kondenzát [mm]	6,35
	Průměr potrubí pro plyn [mm]	9,5
	Maximální délka potrubí výměníků tepla [m]	20
	Přídavek chladiva na metr délky potrubí [kg/m]	0,02
	Výškový rozdíl výměníků [m]	-
Zdroj napětí	fáze [-] / frekvence [Hz] / napětí [V]	1 / 50 / 220-240
Požadavky na jistič [A]	20	

Tabulka 2: Technická data současného vnějšího výměníku tepla [10]

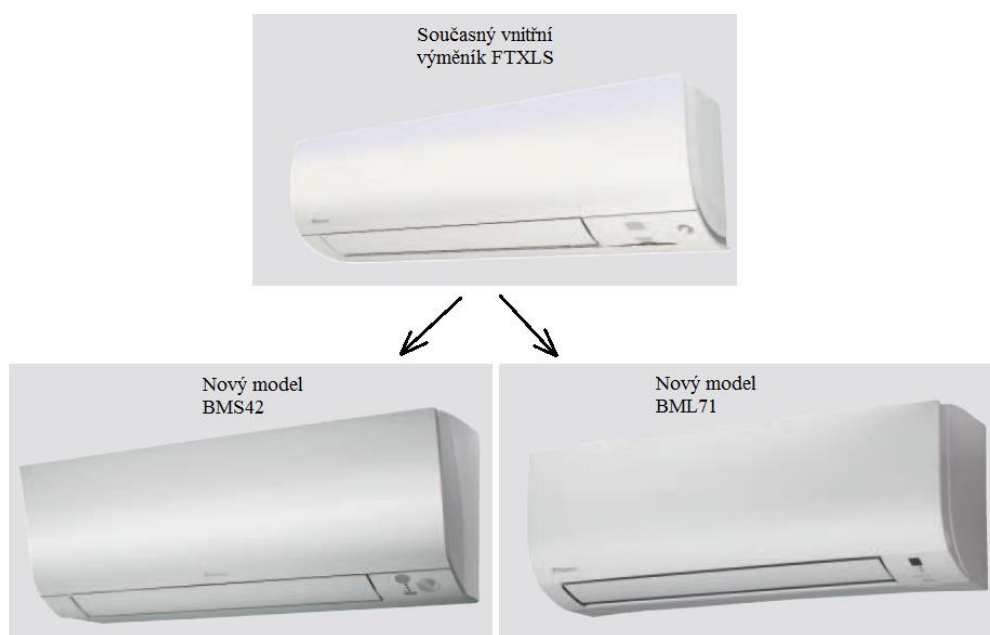
Vnitřní výměník dnes už neplní pouze funkci vytápění nebo chlazení obývacího prostoru, ale obsahuje celou řadu sofistikovaných funkcí a vlastností k vytvoření co nejvyšší pohody prostředí.

Jsou to například:

- Velmi nízká hladina akustického tlaku (neslyšný chod).
- Čištění, filtrace a osvěžování vzduchu.
- Detekce osob v místnosti (vyfukovaný vzduch je usměrněn pomocí regulačních klapek tak, aby nebyl namířen přímo na osoby v místnosti).
- Možnost online ovládání pomocí aplikací nebo také přes internet. Mít tak přehled o spotřebě energií.
- Možnost 3-D proudění vyfukovaného vzduchu. Zajištění cirkulace vzduchu v celé místnosti. Minimalizace teplotních gradientů v místnosti.

U této části tepelného čerpadla jsou také kladeny nejvyšší požadavky z hlediska designového provedení.

Výběr ideálního vnitřního výměníku tepla pro nové tepelné čerpadlo je prováděn podle těchto zmíněných funkcí, vlastností, designu a výkonových charakteristik. Výkonové charakteristiky, které porovnávají jednotlivé vnitřní výměníky mezi sebou se zjistí pomocí simulací v simulačním programu ESPRIT.



Obrázek 15: Přejít na nové vnitřní výměníky tepla [10]

Současný model FTXLS		
Rozměry [mm]	298x900x215	
Hmotnost [kg]	12	
Vzduchový filtr [-]	vyjímatelný / omývatelný / protiplísňový	
Objemový průtok vzduchu [m ³ /min]	Chlazení H / L / SL	11,2 / 7,0 / 4,1
	Vytápění H / L / SL	13,3 / 5,1 / 4,2
Akustický výkon [dB]	Chlazení	59
	Vytápění	62
Hladina akustického tlaku [dB]	Chlazení H / L / SL	45 / 33 / 21
	Vytápění H / L / SL	47 / 33 / 19
Řídicí systém [-]	ARC466A9	
Zdroj napětí	fáze [-] / frekvence [Hz] / napětí [V]	1 / 50 / 220-240

Tabulka 3: Technická data současného modelu FTXLS [10]

Nový model BMS42		
Rozměry [mm]	294x811x272	
Hmotnost [kg]	10	
Vzduchový filtr [-]	vyjímatelný / omývatelný / protiplísňový	
Objemový průtok vzduchu [m ³ /min]	Chlazení H / L / SL	12,3 / 7,1 / 4,6
	Vytápění H / L / SL	13,0 / 7,1 / 5,3
Akustický výkon [dB]	Chlazení	60
	Vytápění	60
Hladina akustického tlaku [dB]	Chlazení H / L / SL	45 / 30 / 21
	Vytápění H / L / SL	45 / 29 / 19
Řídicí systém [-]	ARC466A33	
Zdroj napětí	fáze [-] / frekvence [Hz] / napětí [V]	1 / 50 / 220-240

Tabulka 4: Technická data nového modelu BMS42 [10]

Nový model BML71		
Rozměry [mm]	295x990x263	
Hmotnost [kg]	13,5	
Vzduchový filtr [-]	vyjímatelný / omývatelný / protiplísňový	
Objemový průtok vzduchu [m ³ /min]	Chlazení H / L / SL	17,6 / 12,2 / 11,2
	Vytápění H / L / SL	18,4 / 13,7 / 12,1
Akustický výkon [dB]	Chlazení	62
	Vytápění	51
Hladina akustického tlaku [dB]	Chlazení H / L / SL	46 / 37 / 34
	Vytápění H / L / SL	45 / 36 / 33
Řídicí systém [-]	ARC480A11	
Zdroj napětí	fáze [-] / frekvence [Hz] / napětí [V]	1 / 50 / 220-240

Tabulka 5: Technická data nového modelu BML71 [10]

Nově použité modely vnitřních výměníků tepla BMS42 a BML71 se preferují vůči současnému modelu díky modernímu designu. Ve srovnání dvou nových modelů se preferuje BMS42 oproti BML71, zásluhu na tom má nižší prostorová náročnost modelu BMS42.

3. Popis simulačního programu ESPRIT

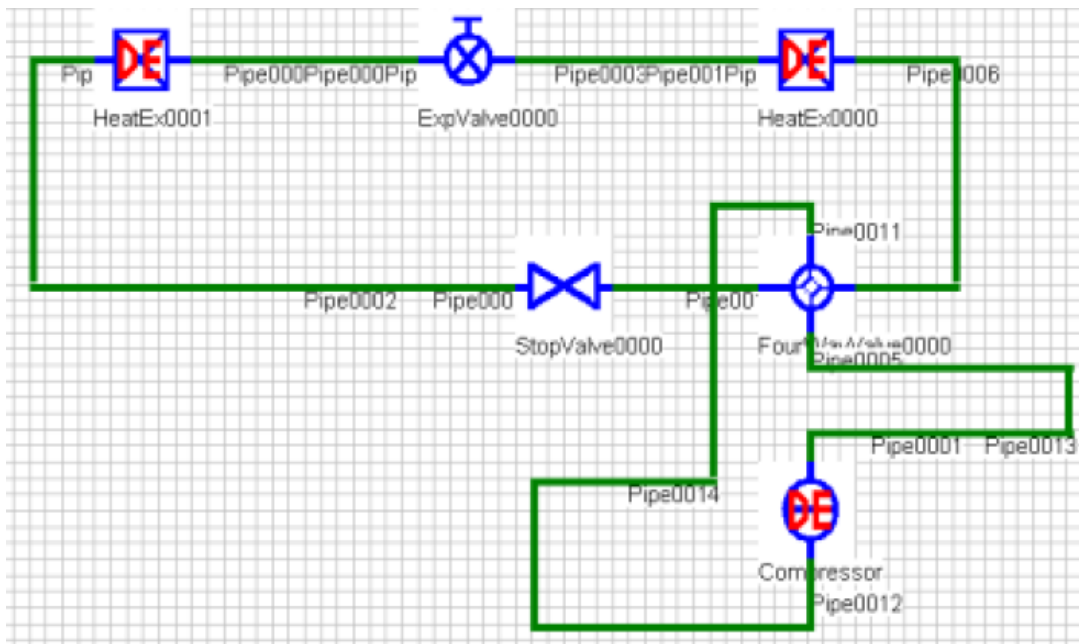
Zkratka ESPRIT vznikla z anglického **Expert System Project for Refrigeration design Iteration and Tailoring**. Jedná se o simulační program pro termodynamické výpočty v chladicí technice. Simulační program ESPRIT je vyvinut a používán pouze firmou Daikin [9].

3.1 Základní popis simulačního programu ESPRIT

Hlavní znaky programu ESPRIT

- Výpočet chladicího okruhu skládajícího se ze základních komponent.
- Chladicí okruh je pro výpočet (simulaci) převeden na jednoduchý model.
- Během výpočtu (simulace) se předpokládá neměnný hmotnostní tok chladiva a průtok vzduchu na výměnících (ustálený stav).
- Možnost automaticky přizpůsobit výsledek simulace s reálně naměřenými hodnotami. To znamená provedení tzv. reverzní simulace a nalezení tak opravných koeficientů.

Simulační program ESPRIT slouží k výpočtům základních výkonnostních charakteristik chladicího okruhu, jako jsou: chladicí nebo topný výkon jednotky, příkon jednotky (včetně venkovního a vnitřního ventilátoru, řídicího počítače, frekvenčního měniče, atd.) a COP. Výsledky předem nadefinovaného chladicího okruhu lze porovnávat pro různé venkovní a vnitřní teploty a dále také pro různé průtoky vzduchu na výměnících. Hlavním důvodem použití programu je ale přínos simulace z hlediska změny komponent v chladicím okruhu a tím získání odlišných výkonnostních charakteristik. Například jiný venkovní výměník, nebo jiná délka potrubí (vliv na tlakovou ztrátu). Konkrétních možností bude vidno v dalších částech práce ještě mnoho. Další možností simulačního programu ESPRIT je jeho využití k nalezení přesné frekvence kompresoru, aby chladicí okruh poskytoval pro zadanou specifikaci požadovaný chladicí nebo topný výkon.



Obrázek 16: Schéma chladicího okruhu v simulačním programu ESPRIT [9]

Na Obrázku 16 lze vidět schéma zapojení chladicího okruhu, který se skládá z kompresoru, dvou tepelných výměníků, expanzního ventilu, čtyřcestného ventilu, uzavíracího ventilu a potrubí propojující jednotlivé komponenty.

Pro výpočet (simulaci) chladicího okruhu je nutné popsat obsah chladicího okruhu, všech jeho komponent a propojovacích trubek. Následující přehled ukazuje, co vše je potřeba vyplnit pro uskutečnění výpočtu (simulace).

Okruh

- Název (libovolný).
- Typ chladiva (výběr z legendy).
- Funkce okruhu: chlazení nebo vytápění (toto se děje přepnutím čtyřcestného ventilu. Kondenzátor se stává výparníkem a výparník kondenzátorem).
- Hodnota podchlazení chladiva na kondenzátoru [K].

Výměníky tepla (proud vzduchu)

- Název (libovolný).
- Příkon ventilátoru [kW].
- Proud ventilátoru [A].

- Teplota suchého teploměru [$^{\circ}\text{C}$].
- Teplota mokrého teploměru [$^{\circ}\text{C}$].
- Objemový průtok vzduchu [m^3/min].
- Ohřátí vzduchu průchodem přes výměník tepla [K].

Kompresor

- Název (libovolný).
- Typ kompresoru (výběr z legendy).
- Frekvence [Hz].
- Napětí [V].
- Objem [cm^3].
- Množství oleje [cm^3].
- Opravný koeficient [-].
- Účinnost pohonu [%].

Propojovací potrubí

- Název (libovolný).
- Délka [mm].
- Průměr zakřivení ohybu [mm].
- Úhel zahnutí ohybu [stupně].
- Vnější průměr trubky [mm].
- Tloušťka trubky [mm].
- Izolace (pouze jestli existuje nebo nikoli).
- Opravný koeficient [-].

Čtyřcestný ventil

- Název (libovolný).
- Typ (výběr z legendy).
- Opravný koeficient.

Vnitřní a vnější výměník tepla

- Název (libovolný).
- Typ žebrování (výběr z legendy).
- Typ trubek (výběr z legendy).
- Počet řad výměníku [-].
- Počet průchodu trubek s chladivem v jedné řadě výměníku [-].
- Počet zaslepených průchodu trubek s chladivem [-].
- Počet cest chladiva skrz výměník [-].
- Rozteč jednotlivých žebra [mm].
- Efektivní délka výměníku (délka na níž jsou instalována žebra) [mm].
- Typ proudění vzduchu (soproud, protiproud nebo napříč).
- Opravný koeficient [-].

Expanzní ventil

- Název (libovolný).
- CV [-].
- Opravný koeficient [-].

3.2 Názorný příklad chladicího okruhu v simulačním programu ESPRIT

K určení termodynamických charakteristik chladicího okruhu je potřeba přesně nadefinovat chladicí oběh. Ovšem vhodnější varianta je, když jsou známy výsledky klimatizační jednotky z reálného měření. V simulačním programu ESPRIT se pomocí reverzní simulace, což je hledání opravných koeficientů zadaného chladicího okruhu tak, že výsledek simulace a reálné měření klimatizační jednotky vychází „téměř“ totožně. Jedná se o iterační metodu, která se ke správnému výsledku pouze přibližuje.

Na názorném příkladu je postupováno pomocí reverzní simulace. Jsou známa reálná data chladicí jednotky a zajímá nás, jak se tato jednotka bude chovat, když dojde ke změně parametrů nebo komponent chladicího okruhu.

Okruh	Typ chladiva	R32
	Funkce	Chlazení
	Podchlazení chladiva	1,6 K
Venkovní výměník	Příkon ventilátoru	0,068 kW
	Proud ventilátoru	0 A
	Teplota suchého teploměru	35 °C
	Teplota mokreho teploměru	23,99 °C
	Objemový průtok vzduchu	50,4 m ³ /min
	Ohřátí vzduchu na výměníku	0 °C
Vnitřní výměník	Příkon ventilátoru	0,03 kW
	Proud ventilátoru	0 A
	Teplota suchého teploměru	26,99 °C
	Teplota mokreho teploměru	18,99 °C
	Objemový průtok vzduchu	16,5 m ³ /min
	Ohřátí vzduchu na výměníku	0 °C
Kompresor	Typ kompresoru	Trial_S_2YC36BXD_100
	Frekvence	50 Hz
	Napětí	230 V
	Objem	100 cm ³
	Množství oleje	1500 cm ³
	Opravný koeficient	1
	Účinnost pohonu	100%
Čtyřcestný ventil	Typ	Trial_S_STF0404Z
	Opravný koeficient	1
Venkovní výměník tepla	Typ žebrování	Trial_S_8FL-2R-FP1.8
	Typ trubek	Trial_S_8Hi-XSS
	počet řad výměníku	2
	Počet pruchodu trubek v jedné řadě	32
	Počet zaslepených trubek	0
	Počet cest chladiva skrz výměník	5,8
	Rozteč jednotlivých žeber	1,8 mm
	Efektivní délka výměníku	0,845 m
	Typ proudění vzduchu	protiproud
	Opravný koeficient	1
Vnitřní výměník tepla	Typ žebrování	Trial_S0_5SL-2R-FP1.34
	Typ trubek	Trial_S0_5Hi-XA
	počet řad výměníku	2
	Počet pruchodu trubek v jedné řadě	24
	Počet zaslepených trubek	0
	Počet cest chladiva skrz výměník	6
	Rozteč jednotlivých žeber	1,4 mm
	Efektivní délka výměníku	0,810 m
	Typ proudění vzduchu	napříč
	Opravný koeficient	1
Expanzní ventil	CV	0,07
	Opravný koeficient	1

Tabulka 6: Parametry klimatizační jednotky

Kompresor - Čtyřcestný ventil	Délka	450 mm
	Průměr zakřivení ohybu	90 mm
	Úhel zakřivení ohybu	270 °
	Vnější průměr trubky	7,9 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	1
Čtyřcestný ventil - Venkovní výměník tepla	Délka	748 mm
	Průměr zakřivení ohybu	120 mm
	Úhel zakřivení ohybu	590 °
	Vnější průměr trubky	7,9 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	1
Venkovní výměník tepla - Expanzní ventil	Délka	500 mm
	Průměr zakřivení ohybu	120 mm
	Úhel zakřivení ohybu	590 °
	Vnější průměr trubky	7,9 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	1
Expanzní ventil - Vnitřní výměník tepla	Délka	7500 mm
	Průměr zakřivení ohybu	0 mm
	Úhel zakřivení ohybu	0 °
	Vnější průměr trubky	9,5 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	0
Vnitřní výměník tepla - Čtyřcestný ventil	Délka	7500 mm
	Průměr zakřivení ohybu	0 mm
	Úhel zakřivení ohybu	0 °
	Vnější průměr trubky	19,1 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	1
Čtyřcestný ventil - Kompresor	Délka	748 mm
	Průměr zakřivení ohybu	120 mm
	Úhel zakřivení ohybu	590 °
	Vnější průměr trubky	7,9 mm
	Tloušťka trubky	0,8 mm
	Izolace	Ne
	Opravný koeficient	1

Tabulka 7: Parametry potrubí spojující jednotlivé komponenty chladicího okruhu

Pro takto definovanou klimatizační jednotku (viz. Tabulka 6 a 7) byla provedena simulace a získány tak termodynamické charakteristiky chladicího okruhu. Pro totožnou klimatizační jednotku však byla naměřená i reálná data ze zkušebních komor pro měření

klimatizačních jednotek. Následně pomocí reverzní simulace byly získány opravné koeficienty pro jednotlivé komponenty chladicího okruhu, a to vedlo ke zpřesnění simulace vůči reálnému měření.

	Simulace	Reálné měření	Po provedení reverzní simulace
Chladicí výkon [kW]	4,450	5,076	5,062
Příkon chladicí jednotky [kW]	1,032	1,276	1,248
Chladicí faktor [-]	4,313	3,978	4,057
Nejnižší tlak v okruhu [MPa]	0,982	1,076	1,059
Nejvyšší tlak v okruhu [MPa]	2,542	2,733	2,664
Kompresní poměr [-]	2,588	2,539	2,516

Tabulka 8: Hodnoty chladicího okruhu získané třemi různými způsoby

Pomocí reverzní simulace se docílilo dostatečného přiblížení k reálně naměřeným hodnotám. Všechny pozdější simulace chladicího okruhu se již provádí s korekčními faktory získanými z reverzní simulace.

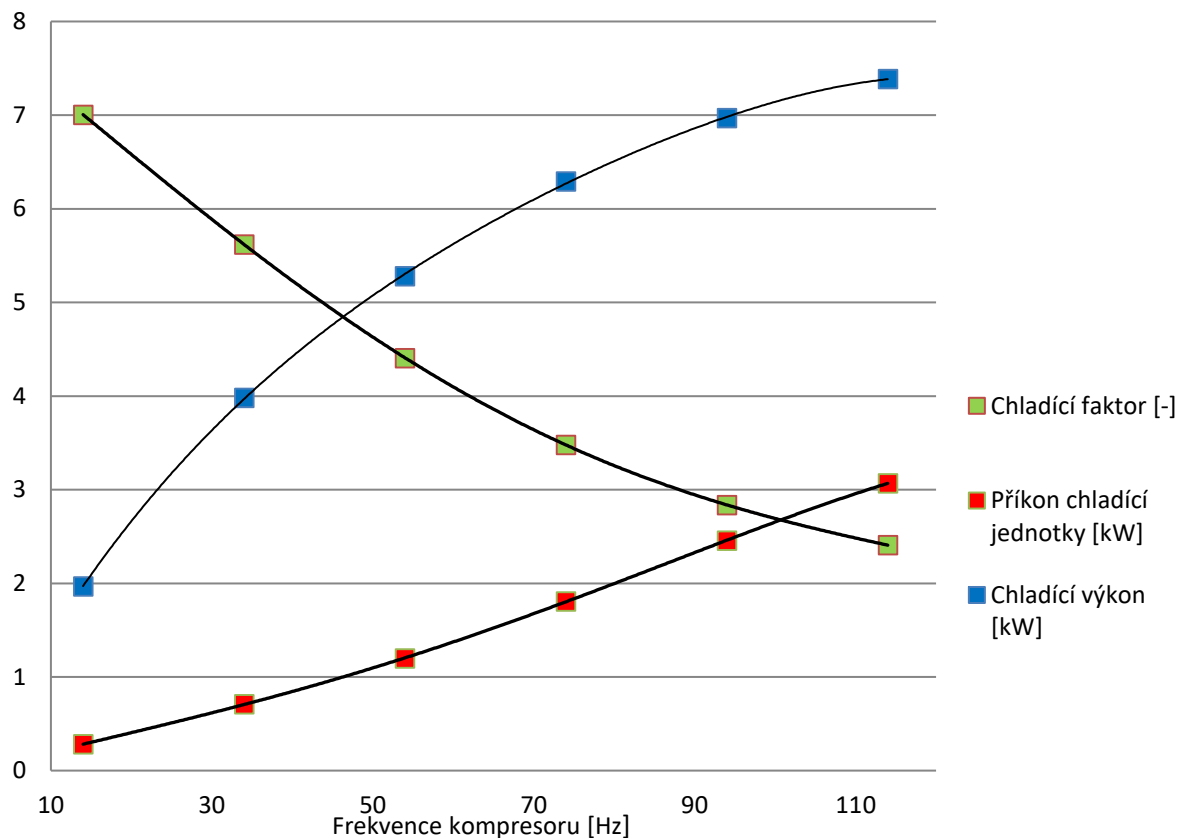
Následně lze různě měnit parametry chladicího okruhu a porovnávat výsledky simulací. Mezi ty nejčastější změny patří:

- Změna vnitřního a venkovního tepelného výměníku.
- Změna kompresoru.
- Změna délky a průměru propojovacích trubek.
- Změna vnitřní a venkovní teploty.
- Změna frekvence kompresoru.
- Změna objemového průtoku vzduchu na výměnících.

Poslední dva zmíněné příklady změn chladicího okruhu si blíže uvedeme na následujících grafech.

Frekvence [Hz]	Chladicí výkon [kW]	Chladicí faktor [-]	Příkon [kW]
14	1,96	7,004	0,28
34	3,98	5,620	0,70
54	5,27	4,406	1,19
74	6,29	3,480	1,80
94	6,96	2,836	2,45
114	7,38	2,407	3,06

Tabulka 9: Hodnoty pro určení závislostí klimatizační jednotky na frekvenci kompresoru



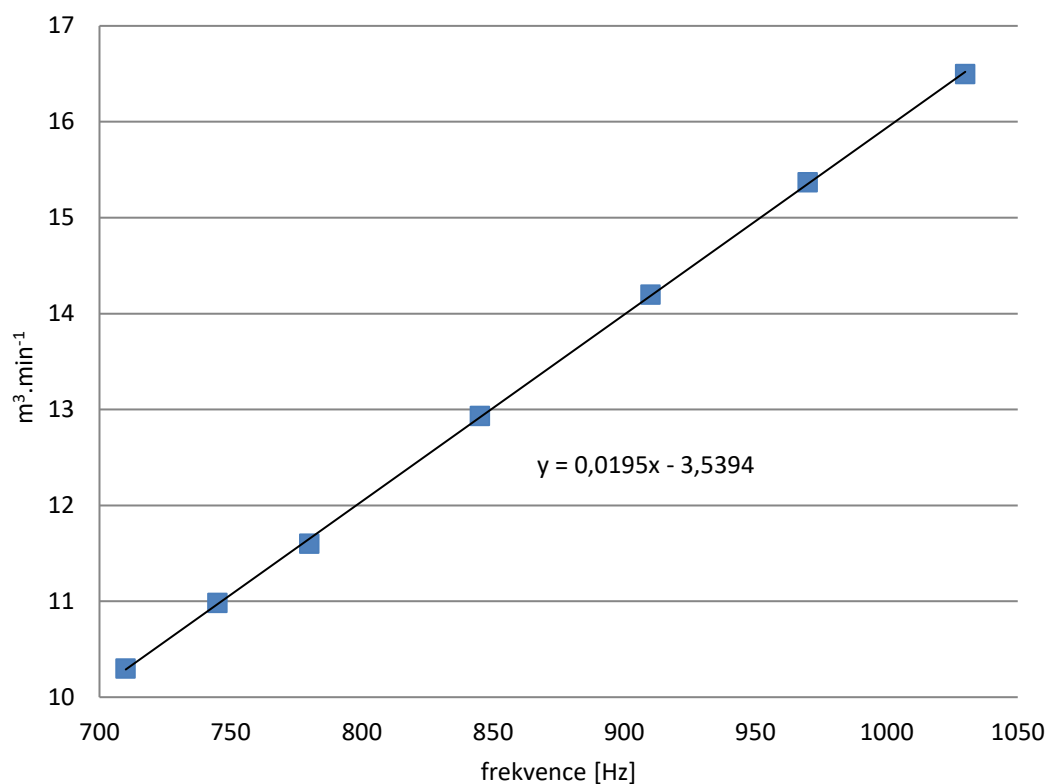
Graf 5: Závislost chladicího faktoru, příkonu a chladicího výkonu na frekvenci kompresoru

Trend pozorovatelný na grafu 5 je jednoznačný: S klesající frekvencí klesá chladicí výkon, ale naopak hodnota chladicího faktoru roste. Neboť procentuální pokles příkonu jednotky je vyšší než procentuální pokles chladicího výkonu.

K určení závislosti změny objemového průtoku vzduchu na tepelných výměnících (výparníku a kondenzátoru) je vhodné nejprve znát závislost objemového průtoku vzduchu na frekvenci otáčení ventilátoru.

Frekvence ventilátoru [Hz]	Objemový průtok vzduchu[m ³ .min ⁻¹]
1030	16,5
970	15,4
910	14,2
845	12,9
780	11,6
745	11,0
710	10,3

Tabulka 10: Experimentálně naměřené hodnoty objemového průtoku vzduchu na výparníku

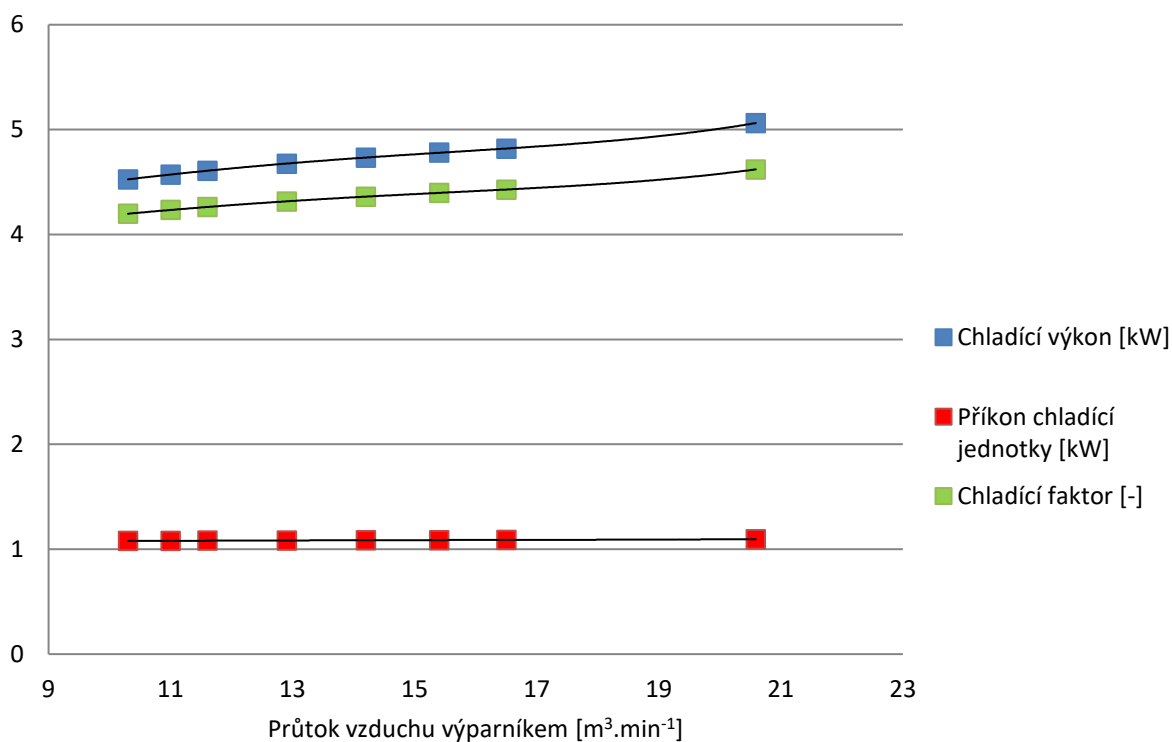


Graf 6: Závislost objemového průtoku vzduchu výparníkem na frekvenci otáčení ventilátoru

Závislost objemového průtoku vzduchu na frekvenci ventilátoru je lineární (viz. graf 6). Pomocí této znalosti pak řídicí jednotka dokáže stanovit takovou frekvenci ventilátoru, aby objemový průtok vzduchu přes výparník dodával potřebný chladicí výkon. Tuto závislost popisuje následující tabulka s grafem.

Průtok vzduchu výparníkem [$\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]	Chladicí výkon [kW]	Příkon [kW]	Chladicí faktor [-]
20,59	5,06	1,09	4,62
16,50	4,81	1,08	4,42
15,40	4,78	1,08	4,39
14,20	4,73	1,08	4,36
12,90	4,67	1,08	4,31
11,60	4,60	1,08	4,26
11,00	4,57	1,07	4,23
10,30	4,52	1,07	4,19

Tabulka 11: Hodnoty pro určení závislosti klimatizační jednotky na průtoku vzduchu výparníkem



Graf 7: Závislost chladicího faktoru, příkonu a chladicího výkonu na průtoku vzduchu výparníkem

Ze závislosti hodnot klimatizační jednotky na objemovém průtoku vzduchu výparníkem, lze vidět, že s rostoucím objemovým průtokem roste chladicí výkon, chladicí faktor

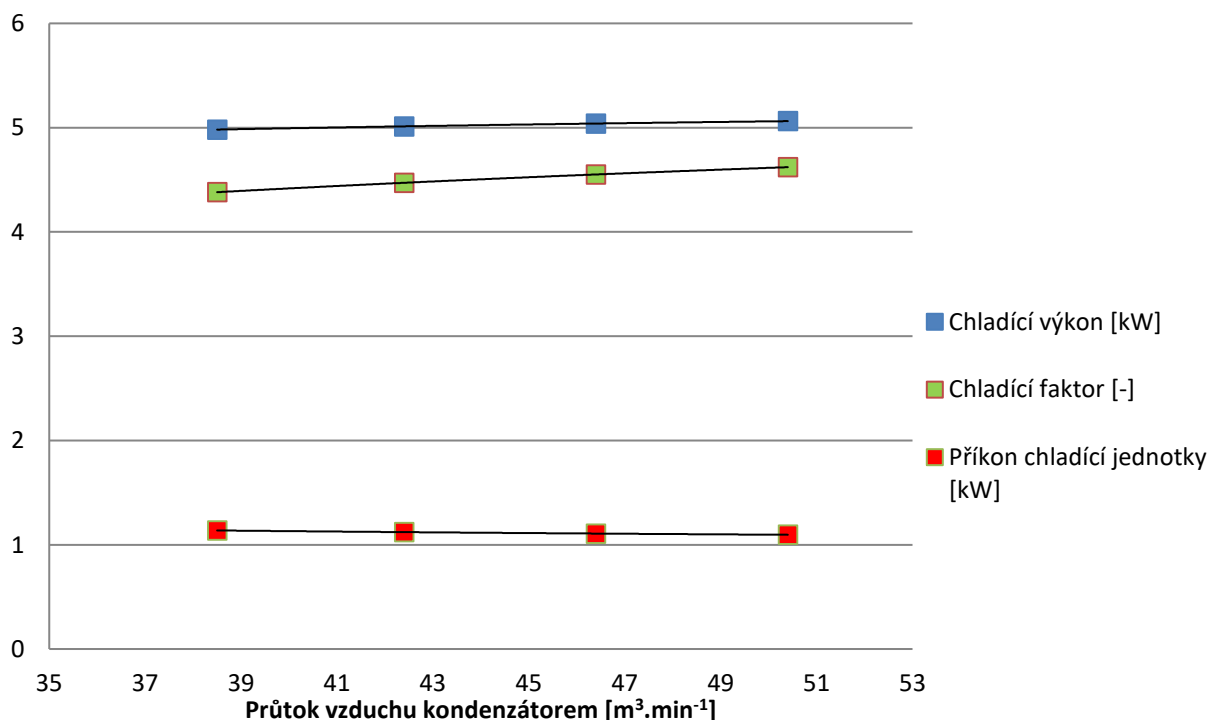
a neznatelně i příkon klimatizační jednotky. Hlavní spotřebič elektrické energie je kompresor, elektrická energie obstarávající pohon ventilátoru v porovnání s kompresorem velmi malá.

Z grafu 7 je tedy zřejmé, že v tomto případě vyšší otáčky ventilátoru na výparníku zefektivňují provoz klimatizační jednotky. Druhá stránka věci už ale není tak pozitivní, a to sice, že rostoucí otáčky ventilátoru zvyšují hluk klimatizační jednotky uvnitř chladícího prostoru. Dále proudění vzduchu v místnosti může mít příliš vysokou rychlost a ta může negativně ovlivňovat pohodu prostředí (se všemi důsledky jako např. víření prachu, nekomfortní pobyt v místnosti atd.).

Obdobnou závislost klimatizační jednotky na změně objemového průtoku vzduchu provedeme i pro kondenzátor.

Průtok vzduchu výparníkem[m ³ .min ⁻¹]	Chladicí výkon[kW]	Chladicí faktor[-]	Příkon[kW]
50,4	5,06	4,62	1,09
46,4	5,03	4,55	1,10
42,4	5,01	4,47	1,12
38,5	4,98	4,38	1,13

Tabulka 12: Hodnoty pro určení závislostí klimatizační jednotky na průtoku vzduchu kondenzátorem



Graf 8: Závislost chladícího faktoru, příkonu a chladícího výkonu na průtoku vzduchu kondenzátorem

Se zvyšujícím se objemovým průtokem vzduchu na kondenzátoru roste chladicí výkon i chladicí faktor jako to bylo předešlém případě, u příkonu chladící jednotky to už neplatí. I když vyšší otáčky ventilátoru mají za následek vyšší spotřebu elektrické energie, příkon

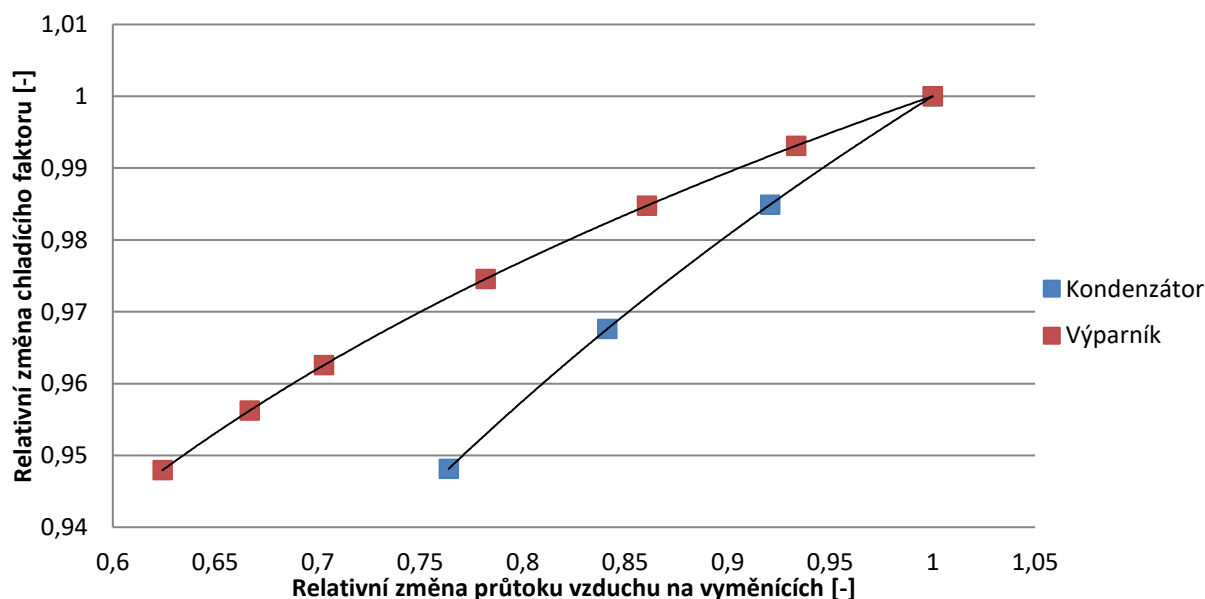
chladicí jednotky klesá. Změna objemového průtoku vzduchu na kondenzátoru má vliv na celý chladicí okruh především z hlediska změn tlaků v systému.

Objemový průtok [m ³ /min]	50,4	46,4	42,4	38,5
Tlak v sání kompresoru [MPa]	1,0589	1,0608	1,0631	1,0657
Tlak na výtlaku kompresoru [MPa]	2,6618	2,6928	2,7294	2,7719
Kompresní poměr [-]	2,5136	2,5383	2,5674	2,6010
Příkon kompresoru [kW]	0,938	0,950	0,963	0,978

Tabulka 13: Změna tlaků v chladicím okruhu při změně objemového průtoku vzduchu na ventilátoru

Frekvence kompresoru je ve všech případech konstantní, ale různý kompresní poměr ovlivní spotřebu elektrické energie kompresoru, tím se vysvětluje pokles příkonu chladicí jednotky.

Pro názornost je uděláno porovnání relativních změn chladicího faktoru na relativní změně objemového průtoku vzduchu na výměnících.



Graf 9: Závislost relativních změn chladicího faktoru na objemovém průtoku vzduchu

Zde na Grafu 9 lze srovnat vliv změn objemových průtoků na výparníku a kondenzátoru. Výparník má širší regulační rozsah otáček oproti kondenzátoru, ale průběhová charakteristika změny chladicího faktoru pro kondenzátor je strmější. Tedy chladicí okruh je „citlivější“ na změnu objemového průtoku vzduchu na kondenzátoru než na výparníku.

4. Simulace v simulačním programu ESPRIT

Změny tepelného čerpadla prováděné za úkolem zvýšení výkonových charakteristik jsou nejprve ověřeny pomocí simulací v simulačním programu ESPRIT. Cílem těchto simulací je optimalizování tepelného čerpadla z hlediska výkonových charakteristik. Dalším přispěvkem simulací je možnost porovnat vliv jednotlivých změn mezi sebou samými a na základě těchto jednotlivých vlivů se poté rozhodnout pro nejlepší možnou kombinaci změn, popřípadě teoreticky zjistit výkonové limity tepelného čerpadla. Současný model nedosahuje dostatečného výkonu především za nízkých vnějších teplot.

Samotná optimalizace a návrh nového tepelného čerpadla bude tedy směřován ke zvýšení výkonu za nízkých vnějších teplot, přičemž se budeme rovnou zabývat spolehlivostí a efektivností provozu tepelného čerpadla. Spolehlivost chodu tepelného čerpadla bude zajištěna, pokud hodnota kompresního poměru na kompresoru nepřekročí číslo 10. Problém s tímto omezením nastává pouze za velmi nízkých vnějších teplot. Proto případně, vyšší hodnoty kompresního poměru nejsou nebezpečné z hlediska pevnostního namáhání části kompresoru, ale jsou nebezpečné z pohledu teplotních dilatací, kde by mohlo dojít k „zadření“. Efektivnost provozu tepelného čerpadla bude prováděna za účelem maximálního zvýšení SCOP.

Nejširší prostor pro optimalizaci tepelného čerpadla je na výměnících, neboť pro danou výkonovou třídu tepelných čerpadel, je již použit nejvýkonnější typ kompresoru s označením S_2YC40BXD_100. Jedná se o kompresor s valivým pístem, který obsahuje dva písty otáčející se v opačném směru (eliminace vibrací). Simulace jsou prováděny s novým, díky malým rozměrům nejvíce preferovaným vnitřním výměníkem tepla s označením BMS42. Tento výměník je již hotov a neuvažují se jeho další úpravy. Pokud by malý výměník BMS42 nevyhovoval z hlediska výkonových charakteristik musel by být nahrazen kompletně jiným vnitřním výměníkem, kupříkladu dříve uváděným modelem BML71. Hlavní část optimalizace tedy zbývá na vnější výměník, kde za pomoci simulačního programu ESPRIT nejprve určíme vliv jednotlivých změn na výkonovou charakteristiku.

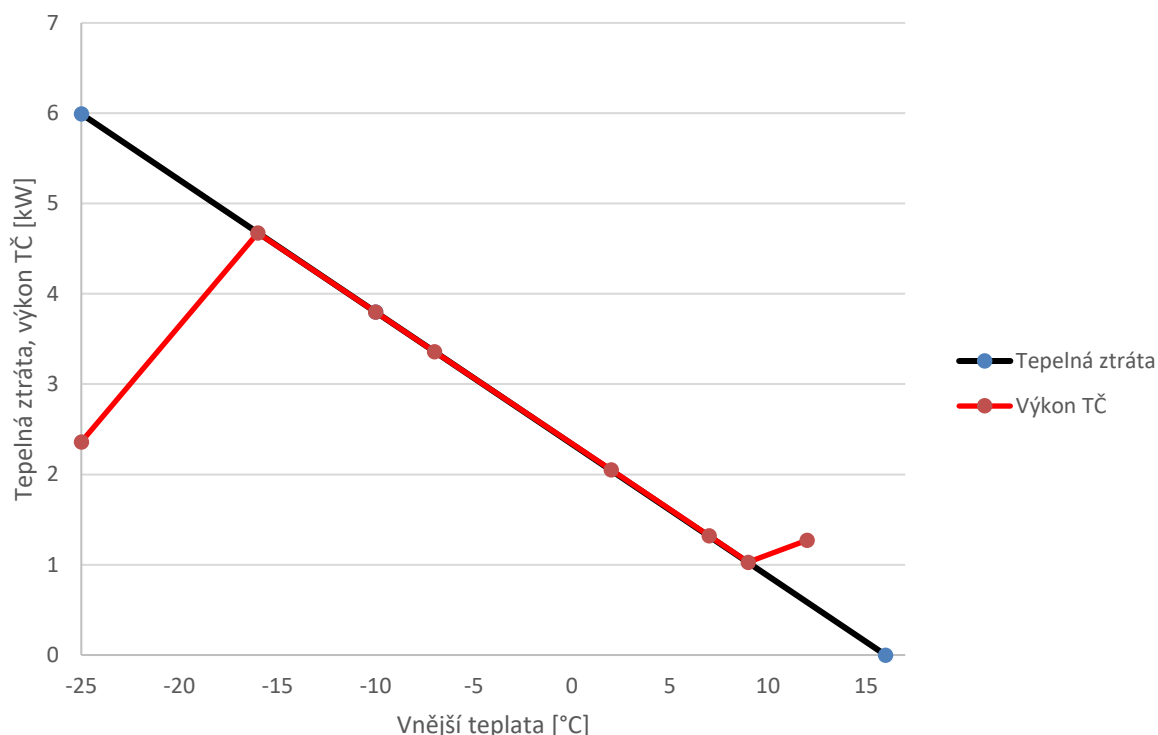
4.1 Nastavení frekvence kompresoru pro maximální SCOP

Výkon tepelného čerpadla vybaveného invertorem dokáže v širokém rozsahu pokrýt tepelnou ztrátu objektu. Závisí pouze na frekvenčním rozsahu kompresoru a na provozních omezeních zabývající se spolehlivostí provozu tepelného čerpadla jako celku. Jak tato

charakteristika konkrétně vypadá, pro případ současného vnějšího výměníku a vnitřního výměníku BMS42, je znázorněno v grafu 10.

Vnější teplota [°C]	Výkon TČ [kW]	Frekvence kompresoru [Hz]
-25	2,36	68,00
-16	4,67	110,00
-10	3,80	78,32
-7	3,36	61,87
2	2,05	26,16
7	1,32	12,95
9	1,03	10,00
12	1,27	12,00

Tabulka 14: Hodnoty výkonu tepelného čerpadla za různých vnějších teplot a frekvence kompresoru



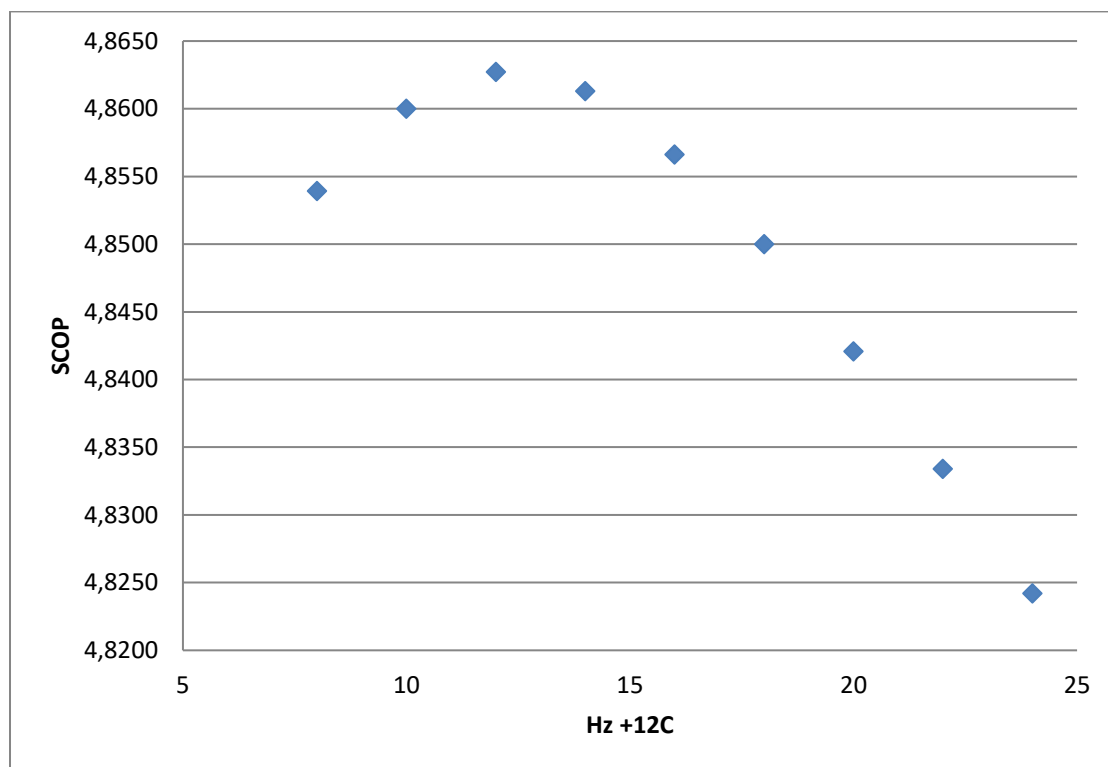
Graf 10: Průběh výkonu tepelného čerpadla a tepelné ztráty objektu

Křivka výkonu tepelného čerpadla vybaveného frekvenčním měničem se ve dvou bodech lineárního průběhu tepelné ztráty objektu odkloňuje. Bod, který v našem případě nastává při vnější teplotě -16 °C se nazývá bod bivalence. V tomto bodě je splněna podmínka, že frekvence kompresoru je maximální 110 Hz, a zároveň zde ještě není omezení kompresním poměrem, který nabývá hodnoty 9,8. S klesající vnější teplotou stále narůstá tepelná ztráta

objektu, ale tu nedokáže tepelné čerpadlo pokrýt, a navíc nastává zde omezení frekvence kompresoru z důvodu rostoucího kompresního poměru. Druhý bod nastává při vnější teplotě +9 °C, kde nelze nadále snižovat frekvenci otáčení kompresoru, což má za následek další pokles výkonu tepelného čerpadla. Minimální frekvence kompresoru je omezená hodnotou 10 Hz. Nižší frekvence nejsou pro oběh tepelného čerpadla vhodné z důvodu rychlosti proudění chladiva, a především dopravy oleje. Při vyšších vnějších teplotách je tepelné čerpadlo v takzvaném režimu cyklování. Cílem je určit takovou frekvenci kompresoru, v intervalu 10-110 Hz, pro vnější teplotu +12 °C, tak aby koeficient SCOP byl co nejvyšší.

Vnější teplota +12 °C			
Frekvence [Hz]	Výkon [kW]	COP [-]	SCOP [-]
8	0,86	6,45	4,8539
10	1,06	6,73	4,8600
12	1,27	6,92	4,8627
14	1,47	7,00	4,8613
16	1,67	6,98	4,8566
18	1,87	6,91	4,8500
20	2,06	6,81	4,8421
22	2,25	6,69	4,8334
24	2,43	6,55	4,8242

Tabulka 15: Výkon, COP a SCOP pro různé frekvence kompresoru při vnější teplotě +12 °C



Graf 11: Průběh hodnot SCOP pro různé frekvence kompresoru

Maximální hodnota koeficientu SCOP vychází pro frekvenci kompresoru 12 Hz. Pro ověření průběhu hodnot SCOP byla do simulací zařazena i frekvence 8 Hz. Koeficient COP vychází nejvyšší pro hodnotu 14 Hz. Z tohoto poznatku plyne závěr, že tohle tepelné čerpadlo při vnější teplotě +12 °C se z ekonomického hlediska vyplatí provozovat při frekvenci 12 Hz, kde má sice nižší hodnotu COP, ale namísto toho nesetrvává tak dlouhou dobu v pohotovostním režimu.

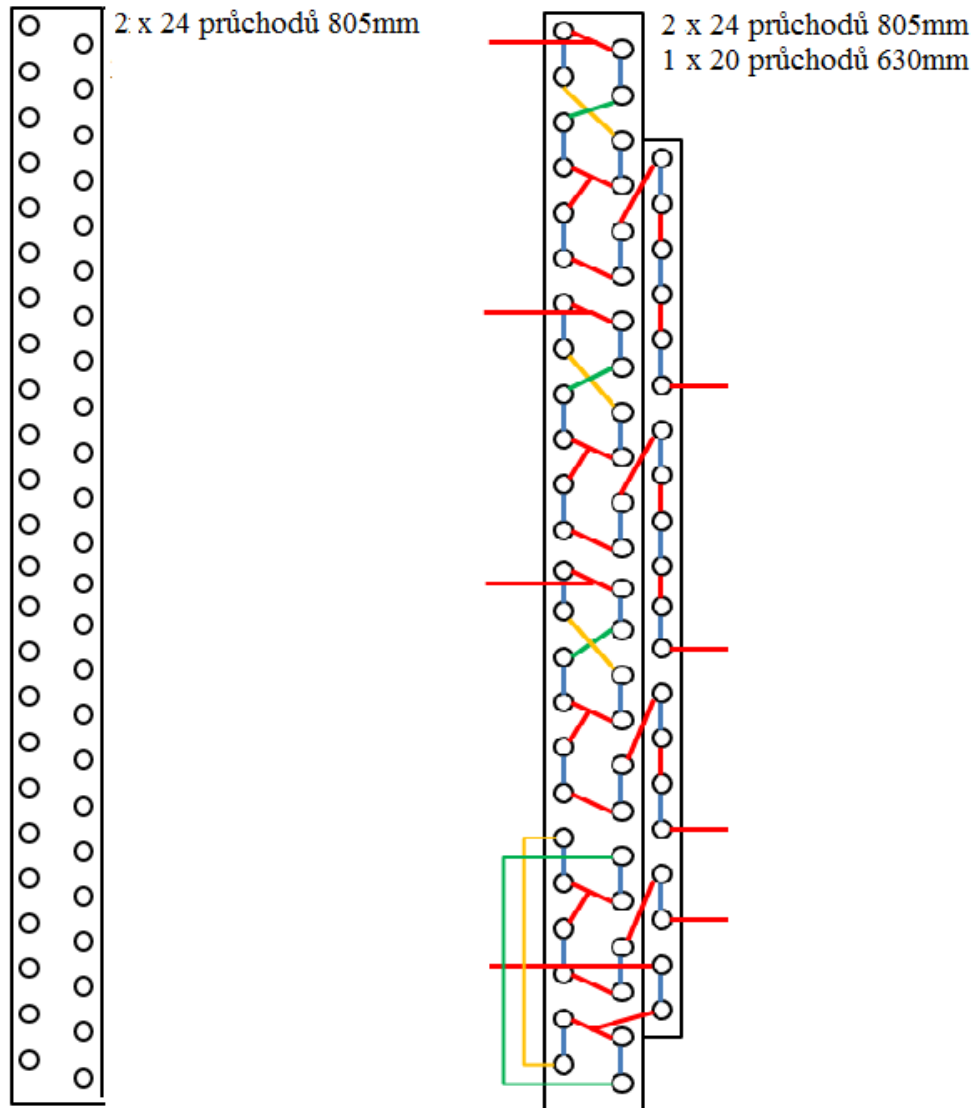
4.2 Popis jednotlivých změn na tepelném čerpadle

Za pomoci reálně naměřených dat ze zkušebních komor stávající jednotky, se provedla reverzní simulace. Našly se tak opravné koeficienty, aby simulace co nejvíce odpovídala reálnému měření. Poté došlo k záměně stávajícího vnitřního výměníku za nový typ BMS42. Následně byla už s tímto novým vnitřním výměníkem provedená simulace a zjištění výkonových charakteristik tepelného čerpadla. Tento výchozí model tepelného čerpadla bude sloužit jako porovnávací.

Venkovní výměník tepla Současný model	Objemový průtok vzduchu	28,3 m ³ /min
	Typ žebrování	Trial_S_7ML-2R-FP1.4
	Typ trubek	Trial_S_7Hi-XSS-R32
	počet řad výměníku	2
	Počet průchodu trubek v jedné řadě	24
	Počet zaslepených trubek	0
	Počet cest chladiva skrz výměník	3,1
	Rozteč jednotlivých žeber	1,4 mm
	Efektivní délka výměníku	805 mm
	Typ proudění vzduchu	souproud
	Opravný koeficient	1,622111
Vnitřní výměník tepla BMS42	Objemový průtok vzduchu	13 m ³ /min
	Typ žebrování	Trial_S0_5SL-3R-FP1.34
	Typ trubek	Trial_S_5Hi-XA-R32
	počet řad výměníku	3
	Počet průchodu trubek v jedné řadě	18
	Počet zaslepených trubek	10
	Počet cest chladiva skrz výměník	2,2
	Rozteč jednotlivých žeber	1,4 mm
	Efektivní délka výměníku	610 mm
	Typ proudění vzduchu	protiproud
	Opravný koeficient	0,993626

Tabulka 16: Technické parametry výchozího modelu tepelného čerpadla

První modifikací venkovního výměníku bude přidání třetí řady na přední straně. Nejprve bude přidána řada tvořená dvaceti průchody trubek s chladivem a délce 630 mm. Podrobněji tuto změnu popisuje následující obrázek 17.



Obrázek 17: Přidání třetí řady s dvaceti průchody

Přidáním třetí řady se musí v programu ESPRIT zohlednit přeepsáním technických dat charakterizující výměník. Zadat, že se jedná o třířadý výměník s jinou hodnotou počtu cest chladiva skrz výměník a jinou efektivní délkou. V programu ESPRIT totiž nelze přesně charakterizovat každou řadu zvlášť, navíc program počítá s každým výměníkem jako s výměníkem, který má přímý tvar (nebere v potaz zahnutí). Toto je důvod, proč musí být efektivní délka dopočítána podle následujícího vztahu.

$$l_{eff} = \frac{R_H \cdot P_H \cdot L_H + R_S \cdot P_S \cdot L_S}{R_V \cdot P_V} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 805 + 1 \cdot 20 \cdot 630}{3 \cdot 24} = 711,67 \text{ mm} \quad (4.1)$$

Kde R je počet řad, P je počet průchodů trubek a L je délka trubek, přičemž dolní indexy H přísluší hlavní části výměníku, S přidané řady a V celkového výměníku.

Program tedy pracuje s představou, že se jedná o třířadý výměník obdélníkového průřezu, kde každá řada obsahuje 24 průchodů trubek. Je také možné zadat do technických dat charakterizující výměník jinou hodnotu efektivní délky.

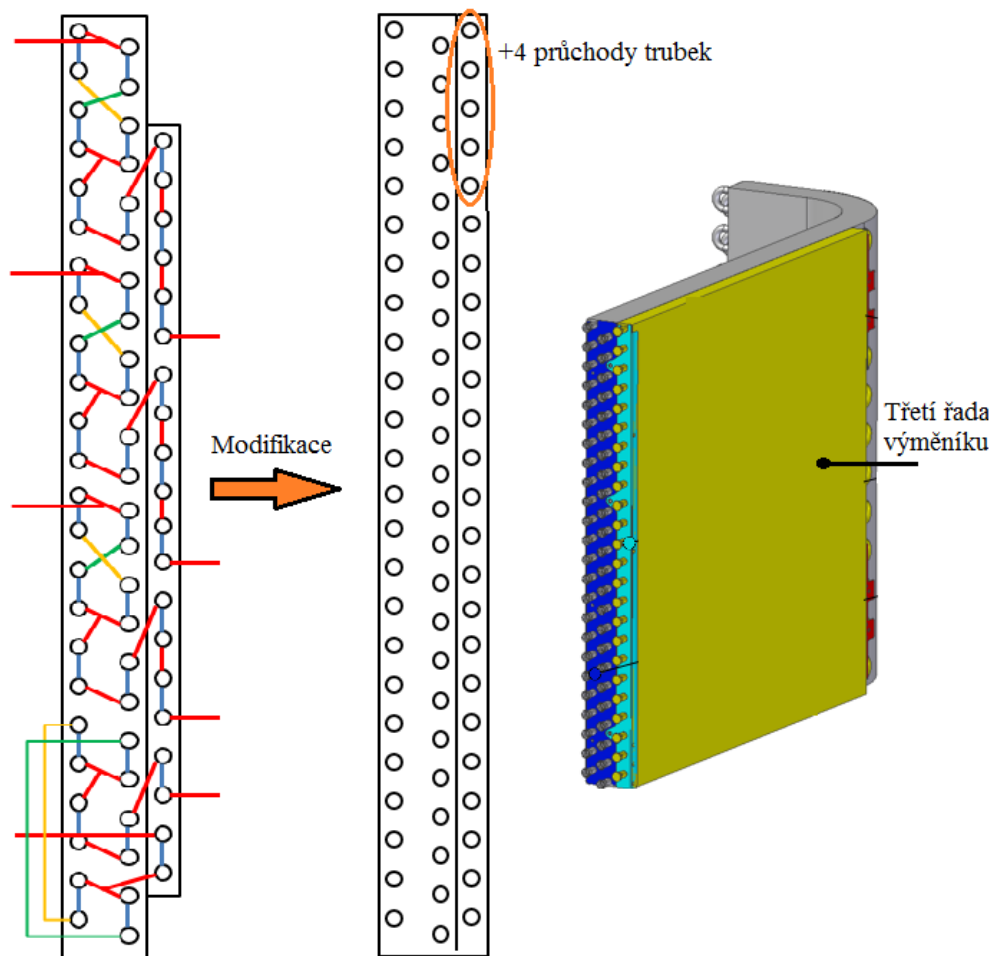
$$l_{eff} = \frac{R_H \cdot P_H \cdot L_H + R_S \cdot P_S \cdot L_S}{R_V \cdot P_V} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 805 + 1 \cdot 20 \cdot 630}{2 \cdot 24} = 1067,5 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Zde by se jednalo o dvouřadý výměník, kde každá řada obsahuje 24 průchodů trubek s chladičem. S oběma výpočty byla provedena simulace a bylo zjištěno, že rozdíl výsledků se od sebe liší neznatelně. Pro naši simulaci budeme používat dříve uvedený vztah, který je blíže reálnému návrhu výměníku. Počet cest chladiča skrz výměník se také změnil. Z původní hodnoty 3,1 na hodnotu 5,23. Technické parametry venkovního výměníku jsou po přidání třetí řady o dvaceti průchodech trubek následující:

Objemový průtok vzduchu	28,3 m ³ /min
Typ žebrování	Trial_S_7ML-2R-FP1.4
Typ trubek	Trial_S_7Hi-XSS-R32
počet řad výměníku	3
Počet průchodu trubek v jedné řadě	24
Počet zaslepených trubek	0
Počet cest chladiča skrz výměník	5,23
Rozteč jednotlivých žeber	1,4 mm
Efektivní délka výměníku	712 mm
Typ proudění vzduchu	souproud
Opravný koeficient	1,622111

Tabulka 17: Technické parametry venkovního výměníku s přidanou třetí řadou s dvaceti průchody trubek

Další možnou strukturální změnou venkovního výměníku, která se nabízí při pohledu na nově vytvořený trojřadý výměník je zvýšit přidanou třetí řadu o čtyři průchody trubek. Tedy třetí řada výměníku bude mít stejnou výšku jako původní dvě a bude se muset posunout dolů. Bude také nutné řešit jiné uchycení třetí řady do boxu vnějšího výměníku.



Obrázek 18: Modifikace trojřadého výměníku

Z hlediska technických parametru vnějšího výměníku se změní pouze efektivní délka, a to na hodnotu:

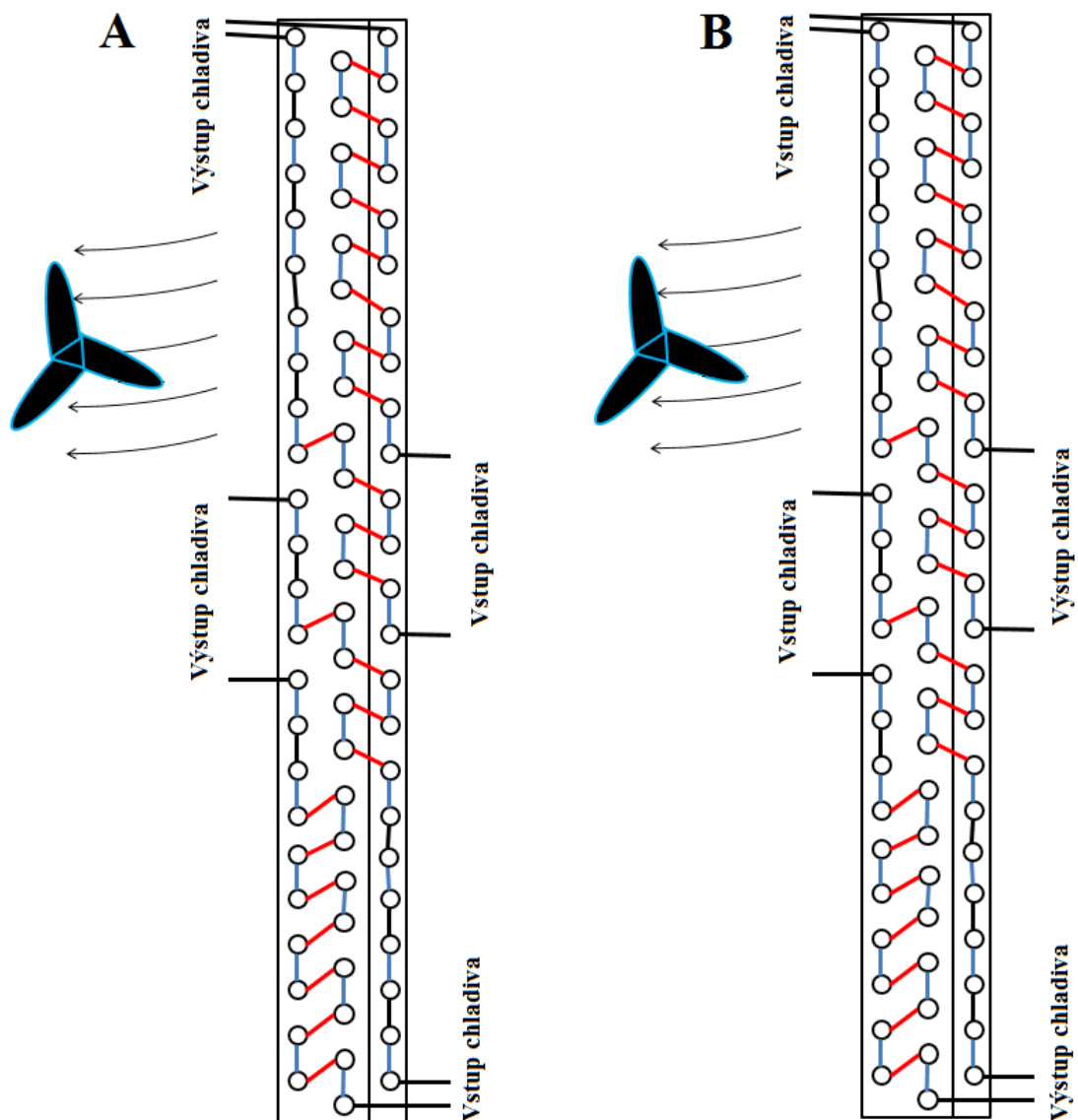
$$l_{eff} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 805 + 1 \cdot 24 \cdot 630}{3 \cdot 24} = 746,66 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Bude se jednat o trojřadý výměník kde každá řada bude mít efektivní délku 746,66 mm. Počet cest skrz výměník, z důvodu zatím neznámého návrhu, ponecháme na hodnotě 5,23. Tabulku technických parametrů vnějšího výměníku zde není uvedena, neboť oproti tabulce 17 se liší pouze v efektivní délce, která je pro tento případ o 35 mm delší.

Další možností zvýšení výkonových charakteristik tepelného čerpadla je navýšení provozních otáček ventilátoru obou výměníků, tím pádem zvýšit objemový průtok vzduchu. V předešlé kapitole bylo zjištěno, že tato změna bude mít jistě kladný vliv na výkonové charakteristiky tepelného čerpadla, ovšem bude mít opačný vliv na pohodu prostředí. V této

kapitole máme možnost porovnat přínos této změny a zvážit, jestli zvýšení míry výkonových charakteristik bude akceptovatelné za zvýšení hladiny akustického tlaku.

Současný model venkovního výměníku je navržen tak, že chladivo a vzduch jsou vůči sobě v souproudu. Obrácením směru proudu chladiva oproti proudění vzduchu získáme protiproudý výměník tepla.



Obrázek 19: A – Souproud; B – Protiproud

Tato změna z možnosti A na B, je z výrobního hlediska komplikovaná. Obnáší to kompletně nový návrh cest chladiva výměníkem.

Poslední možností úpravy vnějšího výměníku je rozšíření trubek procházejícím výměníkem ze 7 na 8 mm. Očekává se, že tato změna bude mít za následek snížení tlakové

ztráty výměníku. Na druhou stranu v reálném měření bude tato úprava způsobovat vyšší odpor vůči obtékajícímu vzduchu.

4.3. Vliv jednotlivých změn na výkonové charakteristiky

Změny a jejich dopady na výkonové charakteristiky tepelného čerpadla budou vždy staženy k základnímu modelu (vnitřní výměník BMS42 a vnější dvouřadý). Nejprve provedeme simulaci pro zjištění výkonových charakteristik základního modelu. Poté budou postupně provedeny simulace s jednotlivými změnami, aby mohly být odečteny procentuální příspěvky výkonových charakteristik pro každou provedenou změnu. Posléze budou provedeny simulace kumulativních změn a odhadnutí tak maximálních možných výkonových charakteristik.

Typ	Počet řad [-]	2
	Efektivní délka [mm]	805
	Modifikace [-]	-
	Objemový průtok (vně / uvnitř) [m ³ /min]	28,3 / 13
Vytápění	Minimální výkon [kW]	0,87
	Maximální výkon [kW]	6,75
	Nominální výkon [kW]	4,00
	Nominální COP [-]	4,79
	Návrhový výkon [kW]	3,8
	SCOP [-]	4,86
	Energetická třída [-]	A++
	Teplota bivalence [°C]	-10
Maximální topný výkon	při -7 °C [kW]	5,80
	při -10 °C [kW]	5,32
	při -15 °C [kW]	4,62
	při -20 °C [kW]	3,33
	při -25 °C [kW]	1,98
	při -25 °C a 110 Hz [kW]	3,62
	Kompresní poměr -25 °C a 110 Hz [-]	16,95

Tabulka 18: Výkonové charakteristiky základního modelu

Výkonové charakteristiky pro základní model tepelného čerpadla jsou velmi nízké, zvláště za nízkých teplot. Topný výkon 1,98 kW je velmi nízký (marketing požaduje alespoň 3,5 kW), také hodnota koeficientu SCOP není vyšší než 5,1. Takové tepelné čerpadlo proto nespadá do kategorie A+++.

Typ	Počet řad [-]	3		3		3		3		3		3	
	Efektivní délka [mm]	712		747		712		712		712		712	
	Modifikace [-]	-		-		-		Protiproud		-		7 - 8 mm	
	Objemový průtok (vně / uvnitř) [m ³ /min]	28,3 / 13		28,3 / 13		32,9 / 13		28,3 / 13		28,3 / 15		28,3 / 13	
Vytápění	Minimální výkon [kW]	0,87	0,0 %	0,88	0,2 %	0,88	0,5 %	0,88	1,1 %	1,07	21,9 %	0,88	0,2 %
	Maximální výkon [kW]	6,80	0,7 %	6,82	1,0 %	6,88	2,0 %	6,94	2,8 %	7,23	7,1 %	7,19	6,6 %
	Nominální výkon [kW]	4,00		4,00		4,00		4,00		4,00		4,00	
	Nominální COP [-]	4,88	1,9 %	4,90	2,3 %	4,92	2,8 %	4,96	3,5 %	5,18	8,2 %	4,91	2,5 %
	Návrhový výkon [kW]	3,8		3,8		3,8		3,8		3,8		3,8	
	SCOP [-]	4,91	0,9 %	4,91	1,1 %	4,96	1,9 %	4,98	2,4 %	5,07	4,3 %	4,93	1,4 %
	Energetická třída [-]	A++		A++		A++		A++		A++		A++	
	Teplota bivalence [°C]	-10		-10		-10		-10		-10		-10	
Maximální topný výkon	při -7 °C [kW]	6,00	3,6 %	6,08	4,9 %	6,17	6,4 %	6,23	7,5 %	6,13	5,8 %	6,17	6,4 %
	při -10 °C [kW]	5,52	3,9 %	5,57	4,9 %	5,66	6,5 %	5,72	7,5 %	5,63	5,9 %	5,67	6,6 %
	při -15 °C [kW]	4,84	4,7 %	4,86	5,1 %	4,94	7,0 %	4,99	8,0 %	4,89	5,9 %	4,94	6,9 %
	při -20 °C [kW]	3,55	6,7 %	3,92	17,8 %	3,97	19,3 %	4,01	20,5 %	4,01	20,5 %	3,98	19,5 %
	při -25 °C [kW]	2,08	5,2 %	2,34	17,9 %	2,44	22,9 %	2,47	24,7 %	2,43	22,4 %	2,40	21,2 %
	při -25 °C a 110 Hz [kW]	3,87	6,8 %	3,80	4,8 %	3,84	5,8 %	3,87	6,9 %	3,79	4,7 %	3,85	6,3 %
	Kompresní poměr -25 °C a 110 Hz [-]	14,84	-12,4 %	14,38	-15,2 %	13,98	-17,5 %	13,63	-19,6 %	13,72	-19,0 %	13,75	-18,9 %

Tabulka 19: Vliv jednotlivých změn na výkonové charakteristiky oproti základnímu modelu tepelného čerpadla

Typ	Počet řad [-]	3		3		3		3	
	Efektivní délka [mm]	747		747		747		747	
	Modifikace [-]	-		Protiproud		Protiproud		Protiproud a 7 - 8 mm	
	Objemový průtok (vně / uvnitř) [m ³ /min]	32,9 / 13		32,9 / 13		32,9 / 15		32,9 / 15	
Vytápění	Minimální výkon [kW]	0,88	0,4 %	0,89	1,9 %	1,08	23,7 %	1,08	23,8 %
	Maximální výkon [kW]	6,90	2,3 %	6,86	1,7 %	7,33	8,6 %	7,40	9,6 %
	Nominální výkon [kW]	4,00		4,00		4,00		4,00	
	Nominální COP [-]	4,94	3,2 %	5,02	4,7 %	5,34	11,6 %	5,36	12,0 %
	Návrhový výkon [kW]	3,8		3,8		3,8		3,8	
	SCOP [-]	4,96	2,1 %	5,04	3,6 %	5,21	7,2 %	5,21	7,2 %
	Energetická třída [-]	A++		A++		A+++		A+++	
	Teplota bivalence [°C]	-10		-10		-10		-10	
Maximální topný výkon	při -7 °C [kW]	6,18	6,7 %	6,32	9,1 %	6,40	10,4 %	6,49	11,9 %
	při -10 °C [kW]	5,67	6,7 %	5,80	9,1 %	5,86	10,3 %	5,95	11,9 %
	při -15 °C [kW]	4,95	7,1 %	5,07	9,7 %	5,11	10,6 %	5,19	12,3 %
	při -20 °C [kW]	3,97	19,4 %	4,25	27,8 %	4,44	33,5 %	4,52	35,9 %
	při -25 °C [kW]	2,44	23,0 %	2,58	30,1 %	2,77	39,5 %	2,88	45,5 %
	při -25 °C a 110 Hz [kW]	3,84	6,0 %	3,91	7,9 %	3,92	8,0 %	3,97	9,5 %
	Kompresní poměr -25 °C a 110 Hz [-]	13,97	-17,6 %	13,30	-21,5 %	12,70	-25,0 %	12,29	-27,5 %

Tabulka 20: Vliv kumulativních změn na výkonové charakteristiky oproti základnímu modelu tepelného čerpadla

Tabulky 19 a 20 zobrazují hodnoty výkonových charakteristik a také procentuální změny oproti základnímu modelu po jednotlivých změnách a kumulativních změnách tepelného čerpadla. Všechny změny, dle simulací, vedou k navýšení výkonových charakteristik.

Přidáním třetí řady o dvaceti průchodu trubek s chladivem se docílilo zvýšení koeficientu SCOP o necelé 1 % a nijak závratného zvýšení topného výkonu při nízkých vnějších teplotách.

Navýšení efektivní délky z důvodu přidání čtyřech dalších průchodu trubek s chladivem již vedlo k výraznějšímu zvýšení topného výkonu v nízkých teplotách.

Vysoký přínos má zvýšení objemových průtoků vzduchu na výměnících, zvláště pak vnitřním výměníku.

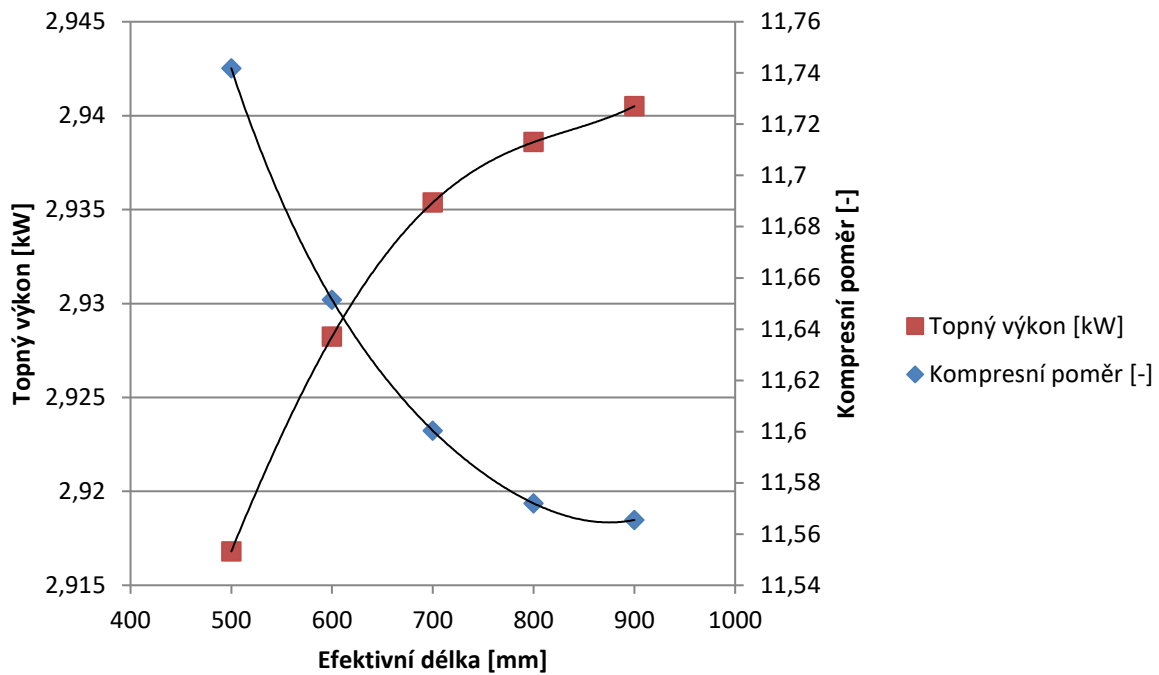
Realizace protiproudu má také dle simulací významný přínos a jak si lze všimnout z tabulky 20, samotný přínos se hlavně projevuje za nízkých vnějších teplot. Zatímco do -15 °C se topný výkon téměř nemění.

Přechod z průměru trubek 7 mm na 8 mm má také velmi pozitivní příspěvek do výkonových charakteristik, ale tato optimalizace naráží na problém zhotovení takového výměníku (důvodem je firemní strategie, která pro tento typ tepelných čerpadel neuvažuje průměry trubek 8 mm). Navíc dle simulací pro kumulované výkonové charakteristiky v tabulce 20 vychází, že již pro tepelné čerpadlo bez tohoto vylepšení, hodnota koeficientu SCOP dosahuje vyšších hodnot, než 5,1. Takové tepelné čerpadlo už spadá do kategorie A+++.

4.4 Podrobnější rozbor jednotlivých změn

Vliv efektivní délky

Zvýšení efektivní délky výměníku má pozitivní příspěvek na výkonové charakteristiky. Naproti tomu roste tlaková ztráta výměníku. Tento pokles tlaku musí pokrýt kompresor.

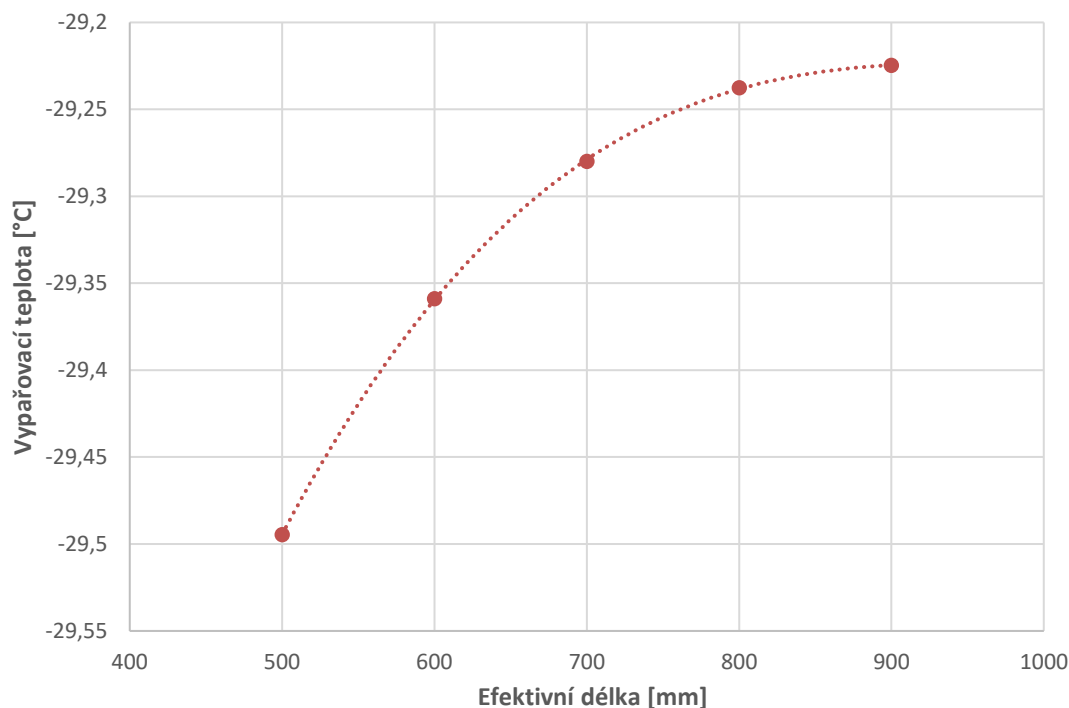


Graf 12: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz

Z grafu lze zpozorovat, že postupně s narůstající efektivní délkou už není přínos k hodnotě topného výkonu takový. Kompresní poměr klesá, ale také má tendenci s dalším nárůstem efektivní délky už neklesat tak razantně, a navíc, při dalším zvyšování efektivní délky by mohl dokonce růst. Toto je ovlivněno mnoha faktory, jedním z nich je nárůst tlakové ztráty na výměníku, která roste lineárně s efektivní délkou. S rostoucí efektivní délkou narůstá účinná plocha výměníku S a podle vzorce:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta t \quad (4.4)$$

při zachování výkonu Q a koeficientu přestupu tepla K , musí klesat rozdíl teplot vzduchu a povrchu výměníku Δt . Ze simulací zjistíme vypařovací teplotu pro různé efektivní délky.

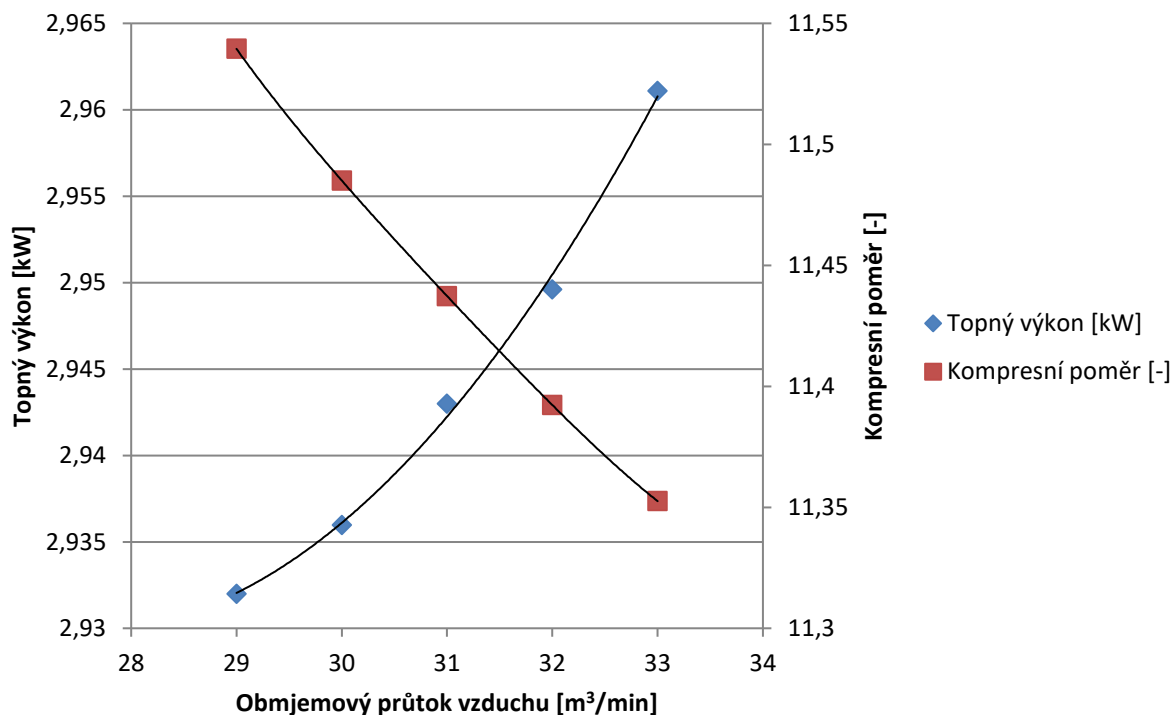


Graf 13: Průběh vypařovací teploty při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz

Nárůst vypařovací teploty s rostoucí efektivní délkou snižuje hodnotu Δt . Vypařovací teplota je také funkcí tlaku, to vysvětluje klesající kompresní poměr. Změna vypařovací teploty je velmi zásadní, neboť její změna ovlivní nejen tlak v systému, ale má vliv i na teplotu povrchu výměníku. Teplota povrchu výměníku má následně vliv na přestupu tepla K . Pouhá změna efektivní délky má proto za následek ovlivnění celého systému.

Vliv změny objemového proudu vzduchu na vnějším výměníku

Této problematice byla věnována část třetí kapitoly, kde byly ukázány vlivy změn objemových průtoků vzduchu na hodnotu COP, chladicí výkon a příkon jednotky. Zde se budeme zbývat otázkou, jestli případné další navyšování objemového průtoků vzduchu na vnějším výměníku bude mít opodstatněný přínos.



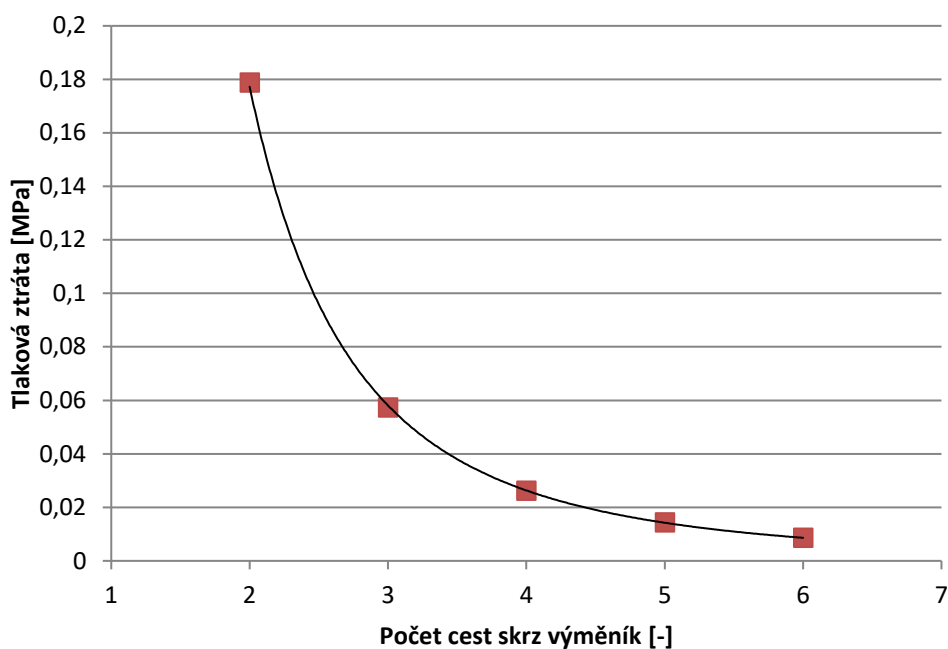
Graf 14: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě -25 °C a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz

Z průběhu grafu 14 je vidět, že navyšování objemového průtoku vzduchu má pozitivní přínos na topný faktor i na kompresní poměr bez toho, aby se jevil náznak poklesu tohoto růstu s dalším navyšováním objemového průtoku. Maximální hodnota objemového průtoku je však omezená hladinou akustického tlaku. Dále s rostoucím objemovým průtokem vzduchu roste

i příkon ventilátoru a při dalším navyšování otáček ventilátoru by jeho příkon nebyl tak zanedbatelný vůči příkonu kompresoru. To by negativně ovlivnilo hodnotu COP, což by v našem případě nebylo nejdůležitější věcí, neboť hodnota COP v nízkých vnějších teplotách není tak důležitá jako topný výkon tepelného čerpadla. A také vzhledem k počtu dnů a provozních hodin, za takto nízkých vnějších teplot, bude vliv na hodnotu SCOP minimální.

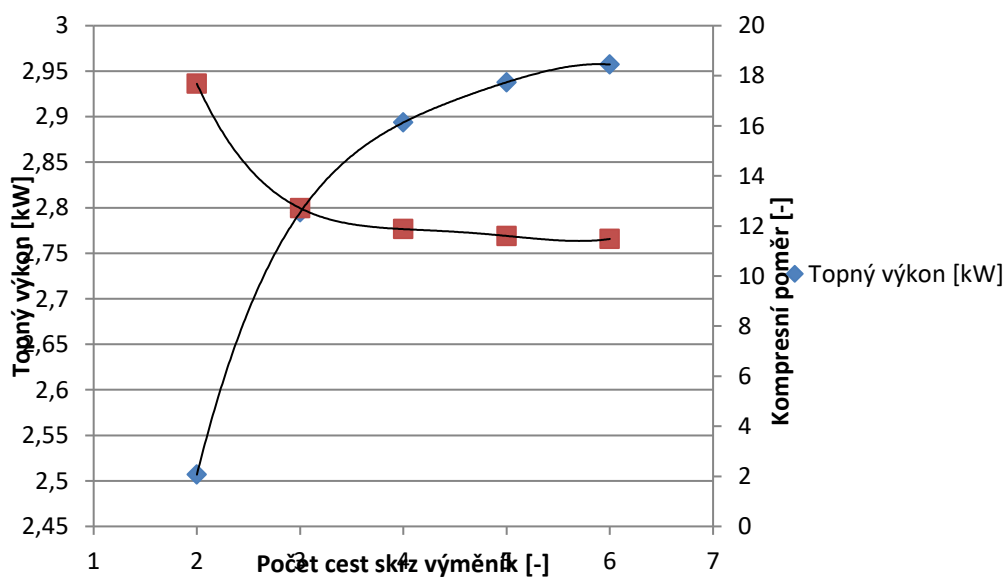
Vliv počtu cest skrz výměník

Navýšením počtu cest skrz výměník docílíme snížení rychlosti proudění chladiva v trubkách. Rychlost proudění chladiva ovlivňuje tlakovou ztrátu výměníku.



Graf 15: Průběh tlakové ztráty při vnější teplotě $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz

Vidíme, že tlaková ztráta s rostoucím počtem cest skrz výměník z počátku výrazně klesá, poté už není přínos navyšování počtu cest takový. Blíže tento fakt zobrazuje následující graf 16.



Graf 16: Průběh topného výkonu a kompresního poměru při vnější teplotě $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a konstantní frekvenci kompresoru 90 Hz

Klesající rychlost proudění chladiva v trubkách má kladný vliv na tlakovou ztrátu, ale musí být zachována minimální rychlost proudění chladiva z důvodu zpětného transportu oleje do kompresoru. Proto se vyplatí zvýšení počtu cest skrz výměník pouze do určité hodnoty, která by měla být stanovena s ohledem na předem zmíněné faktory a také na možnost výroby takového výměníku.

Změna souproudu na protiproud

Přínos protiproudu na výkonové charakteristiky se projevuje hlavně v nízkých teplotách. Tento rozdíl lze vidět v tabulce 19, kde porovnáním prvního sloupce se sloupcem pro protiproud, lze vidět znatelný nárůst topného výkonu pro vnější teploty $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

-	Protiproud	Sou proud
COP [-]	2,47	2,42
Topný výkon [kW]	2,47	2,25
Příkon [kW]	1,00	0,93
Objemový průtok vzduchu [m ³ /min]	28,3	28,3
Frekvence kompresoru [Hz]	78	74
Kompresní poměr [-]	10,08	9,98
Vypařovací teplota [$^{\circ}\text{C}$]	-28,07	-28,37
Teplota na výstupu z výparníku [$^{\circ}\text{C}$]	-28,03	-28,33
Teplota v sání [$^{\circ}\text{C}$]	-26,73	-26,76
Tlak v sání [MPa]	0,1902	0,1873
T suchého teploměru (vstup) [$^{\circ}\text{C}$]	-25,00	-25,00
T mokrého teploměru (vstup) [$^{\circ}\text{C}$]	-26,00	-26,00
T suchého teploměru (výstup) [$^{\circ}\text{C}$]	-28,26	-28,03
T mokrého teploměru (výstup) [$^{\circ}\text{C}$]	-28,97	-28,76

Tabulka 21: Porovnávací hodnoty pro protiproud a sou proud při vnější teplotě $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Z porovnávací tabulky je zřejmé, že pokud je vypařující se chladivo a proud vzduchu v protiproudu, dochází k většímu ochlazení vnějšího vzduchu, a to dokonce i při vyšší vypařovací teplotě (vyšší teplota povrchu trubek). Rozdíl teplot chladiva v sání kompresoru je minimální, zatímco rozdíl tlaku v sání kompresoru je zhruba 3 kPa. Tepelné čerpadlo tedy pracuje s vyšší vypařovací teplotou a vyšším topným výkonem při stejném objemovém průtoku vzduchu na vnějším výměníku.

4.5. Náhrada vnitřního výměníku

Požadavek z oddělení marketingu je zaměřit se na optimalizaci současného tepelného čerpadla z hlediska výkonu při nízkých vnějších teplotách a dosažení koeficientu SCOP vyššího než 5,1. Současně se však preferuje použití nejmenšího vnitřního výměníku

s označením BMS42. Zatím, dle optimalizace pouze vnějšího výměníku a následných simulací, lze s nejvyšší pravděpodobností konstatovat, že tepelné čerpadlo nedosahuje požadovaných výkonových parametrů. Proto jsou provedeny simulace, již s dříve zmíněnými jinými vnitřními výměníky tepla. Simulace jsou prováděny pro tepelné čerpadlo s pouhou modifikací na efektivní délky vnějšího výměníku, která má hodnotu 712 mm.

Označení	BMS42	FTXLS	BML71
Objemový průtok vzduchu	13 m ³ /min	13,3 m ³ /min	18,4 m ³ /min
Typ žebrování	Trial_S0_5SL-3R-FP1.34	Trial_S_7ML-3R-FP1.4	Trial_S0_5SL-3R-FP1.34
Typ trubek	Trial_S_5Hi-XA-R32	Trial_S_6.35Hi-XB-R32	Trial_S_5Hi-XA-R32
počet řad výměníku	3	3	3
Počet průchodu trubek v jedné řadě	18	18	18
Počet zaslepených trubek	10	10	6
Počet cest chladiva skrz výměník	2,2	1,9	6
Rozteč jednotlivých žebor	1,4 mm	1,4 mm	1,4 mm
Efektivní délka výměníku	610 mm	665 mm	820 mm
Typ proudění vzduchu	protiproud	protiproud	protiproud
Opravný koeficient	0,993626	0,993626	0,993626

Tabulka 22: Technické parametry vnitřních výměníků

		BMS42		FTXLS		BML71	
Vytápění	Minimální výkon [kW]	0,87	0,0 %	1,07	21,9 %	1,30	49,0 %
	Maximální výkon [kW]	6,80	0,0 %	7,49	10,3 %	9,42	38,6 %
	Nominální výkon [kW]	4,00		4,00		4,00	
	Nominální COP [-]	4,88	0,0 %	4,87	-0,2 %	5,69	16,7 %
	Návrhový výkon [kW]	3,80		3,80		3,80	
	SCOP [-]	4,91	0,0 %	4,88	-0,5 %	5,03	2,5 %
	Energetická třída [-]	A++		A++		A++	
	Teplota bivalence [°C]	-10		-10		-10	
Maximální topný výkon	při -7 °C [kW]	6,00	0,0 %	6,56	9,3 %	6,80	13,2 %
	při -10 °C [kW]	5,52	0,0 %	6,04	9,3 %	6,23	12,8 %
	při -15 °C [kW]	4,84	0,0 %	5,29	9,3 %	5,41	11,8 %
	při -20 °C [kW]	3,55	0,0 %	3,87	9,1 %	4,72	32,9 %
	při -25 °C [kW]	2,08	0,0 %	2,36	13,1 %	2,85	36,6 %
	při -25 °C a 110 Hz [kW]	3,87	0,0 %	3,90	0,9 %	3,90	0,8 %
	Kompresní poměr -25 °C a 110 Hz [-]	14,84	0,0 %	14,44	-2,7 %	12,31	-17,1 %

Tabulka 23: Výkonové charakteristiky pro různé typy vnitřních výměníků

Výsledky ze simulací jsou zřejmé. Větší vnitřní výměník výrazně ovlivní výkonové charakteristiky. Konkrétně model vnitřního výměníku BML71 se jeví jako perspektivní volba. Dle simulací tento výměník navýší výkon při nízkých vnějších teplotách až o 36,6 %, což je obrovský nárůst. Další výhodou oproti výměníku BMS42 je, že při stejném výkonu bude objemový průtok vzduchu většího výměníku výrazně nižší. Tento fakt výrazně ovlivňuje hladinu akustického tlaku vnitřního výměníku, se všemi jejími důsledky na pohodu prostředí.

5. Návrh vnějšího výměníku

Již dříve bylo zmíněno, že hlavní prostor pro optimalizaci tepelného čerpadla je na vnějším výměníku. V minulé kapitole byly zmíněny a nasimulovány možné optimalizace vnějšího výměníku. Se známostí těchto výsledků a výkonových průběhu optimalizací navrhne nový vnější výměník. Na samotný návrh pak nebude přihlíženo pouze z pohledu výkonových charakteristik, ale také z pohledu náročnosti (proveditelnosti) výroby a spolehlivého provozu.

5.1 Určení tlakové ztráty výměníku

Jak bylo ukázáno v minulé kapitole, efektivní délka výměníku má zásadní vliv na výkonové charakteristiky. Proto první optimalizací je přidání třetí řady výměníku, kde třetí řada má všech 24 průchodů trubek. Efektivní délka tohoto trojřadého výměníku je 747 mm. Víme, že s rostoucí efektivní délkou roste tlaková ztráta výměníku, tento negativní důsledek musí být kompenzován dostatečnou hodnotou počtu cest chladiva skrz výměník.

Výpočet tlakové ztráty navrženého výměníku se jeví jako stěžejní věc. Vnější výměník pracuje v režimu vytápění jako výparník. Chladivo po expanzi se zde vypaří a přehřeje. Tedy jde o složitou problematiku dvoufázového proudění, kde určení tlakové ztráty je velmi obtížné a toto téma by přesahovalo rámec této práce. Názorná ukázka výpočtu tlakové ztráty dvoufázového proudění, podle [11], vypadá takto:

$$\Delta p = \Delta p_F + \Delta p_g + \Delta p_a, \quad (5.1)$$

celková tlaková ztráta Δp se skládá z tlakové ztráty třením Δp_F , tlakové ztráty rozdílů výšek (hydrostatický tlak) Δp_g a tlakové ztráty zrychlením proudícího média Δp_a . Tlaková ztráta třením se určí podle:

$$\Delta p_F = \frac{4f_f L}{d_i} \frac{[G(1-x)]^2}{2\rho_l} \Phi_l^2, \quad (5.2)$$

kde f_f je koeficient tření pro kapalnou fázi při rychlosti proudění $G(1-x)$, L je délka potrubí, d_i je vnitřní průměr trubky, ρ_l je měrná hmotnost kapalně fáze a Φ_l^2 je funkcí takzvaného Martinelliho parametru X_{tt} . Martinelliho parametr se vypočte:

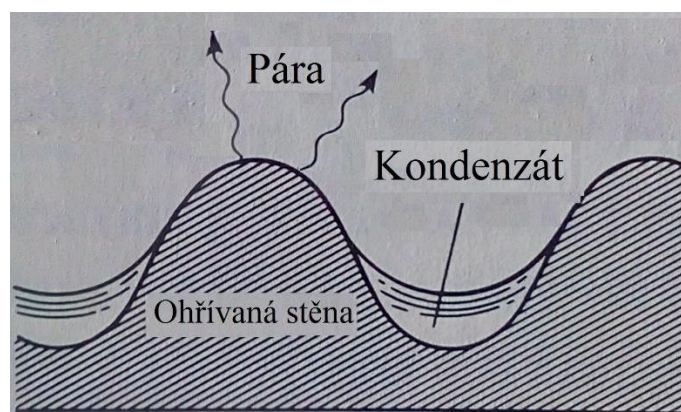
$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1}, \quad (5.3)$$

kde x je suchost, další zlomek označuje podíl měrných hmotností plynné ku kapalně fázi a poslední zlomek označuje podíl kinematických viskozit kapalně ku plynně fázi. Poté:

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{x_{tt}} + \frac{1}{x_{tt}^2}, \quad (5.4)$$

kde C je konstanta zohledňující geometrii proudění a drsnost stěn potrubí. Tato konstanta je určena empiricky.

V našem případě se do systému dodává teplo z okolí a dochází k vypařování (suchost x není konstantou). Při vypařování neexistuje fázové rozhraní ve formě volné hladiny. Obě fáze tečou souběžně a vlivem rostoucího objemu a tím i rychlostí par a jejich mechanického působení na proud kapaliny na bývá tok různých režimů. Přenos tepla má charakter konvektivní i bublinkového varu s výraznějším podílem jednoho z nich při jednotlivých režimech toku. Hlavními problémy spočívají v závislosti součinitele přestupu tepla na režimu toku, který je naopak ovlivněn množstvím sdíleného tepla a neizotermností pochodu následkem poklesu tlaku průtočnými odpory [12]. Dále se nejedná o potrubí, kde vnitřní stěna trubky má kruhový průřez. Vnitřní povrch trubek je žebrován a dochází tak k dalším nerovnoměrnostem termodynamických pochodů.



Obrázek 20: Průběh vypařování chladiva na vnitřní stěně trubky [14]

Pro určení tlakové ztráty nově navrhovaného výměníku je výpočet pomocí teorie dvoufázového proudění příliš komplikovaný. Pro návrh výměníku z pohledu minimalizace tlakových ztrát budeme pro jednoduchost vycházet ze vztahu pro jednofázové proudění:

$$\Delta p = \rho \frac{f_f L}{d} \frac{v^2}{2}, \quad (5.5)$$

kde ρ je měrná hmotnost, f_f je koeficient tření, L je délka potrubí, d je vnitřní průměr trubky a v je střední rychlost po průřezu potrubí. Dosazením do této rovnice za rychlost v z rovnice kontinuity dostáváme vztah:

$$\Delta p = \frac{16f_f}{\pi^2\rho} G^2 L d^{-5} = C G^2 L d^{-5}, \quad (5.6)$$

kde G je hmotnostní průtok a zlomek označený konstantou C má rozměr m^3/s , což je rozměr objemového průtoku. Tyto dva vztahy jsou zde uvedeny k uvědomění si, že tlaková ztráta závisí s druhou mocninou na střední rychlosti proudění, lineárně s délkou potrubí a klesá s pátou mocninou průměru trubky.

Podle těchto dvou vztahů klesá tlaková ztráta výměníku s rostoucím počtem cest skrz výměník, neboť při konstantním hmotnostním průtoku chladiva bude střední rychlost chladiva po průřezu trubky tolikrát nižší, kolikrát je vyšší počet cest skrz výměník. Hodnota počtu cest skrz výměník se provede podle tohoto vztahu:

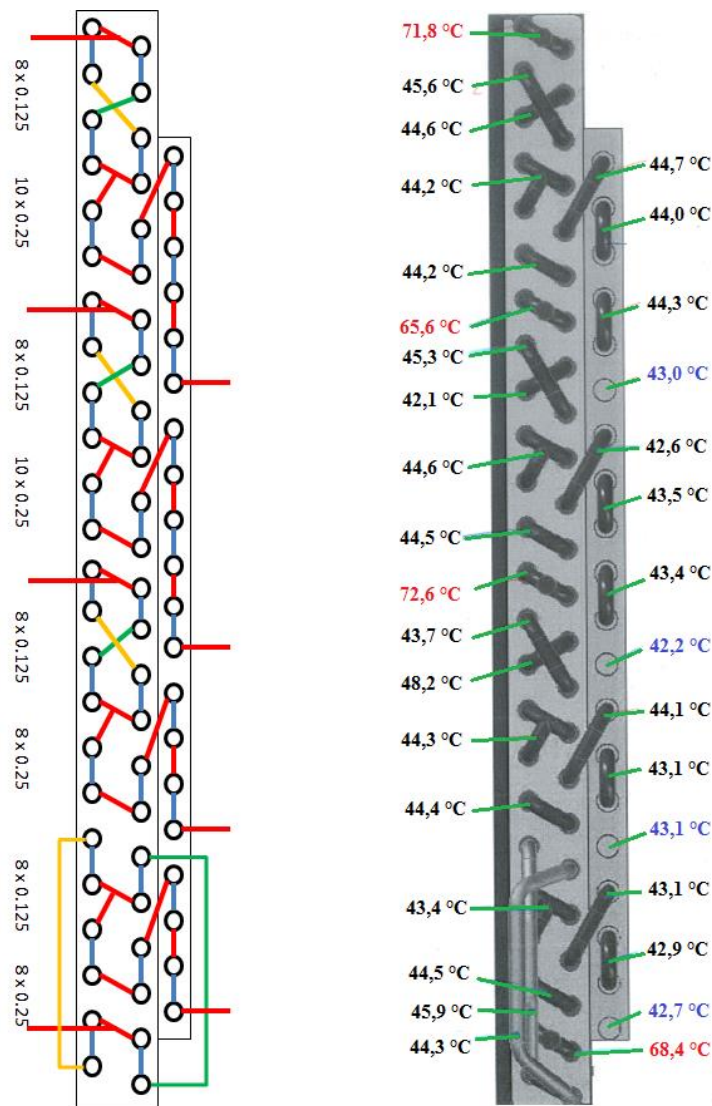
$$P = \frac{N}{\sum_i \frac{g_i}{G} N_i}, \quad (5.7)$$

kde N je celkový počet trubek skrz výměník, G je celkový hmotnostní průtok, g_i je hmotnostní průtok v i trubkách a N_i je počet trubek, skrz které proudí chladivo s hmotnostním průtokem g_i . Současně platí, že součet všech N_i je roven N . Názorněji toto lze vidět na obrázku 21, kde by se hodnota počtu cest skrz výměník počítala takto:

$$P = \frac{68}{\frac{0,125}{1} 32 + \frac{0,25}{1} 36} = 5,23. \quad (5.8)$$

5.2 Optimalizace rozložení výkonu výměníku

Rozložení výkonu výměníku souvisí s hmotnostním průtokem chladiva skrz jednotlivé větve ve výměníku. Podle předem uvedených vztahů je zřejmé, že hmotnostní průtok chladiva má vliv na tlakovou ztrátu v potrubí a aby bylo rozložení výkonu celého výměníku rovnoměrné, je nutné, aby ve všech větvích byl totožný hmotnostní průtok chladiva. Tlaková ztráta je vždy ve všech větvích stejná, liší se pouze hmotnostní průtok, který ovlivňuje teplotní profil. Názorná ukázka teplotního profilu výměníku, kde na každém z propojovacích kolínek je umístěn termistor, může vypadat takto:



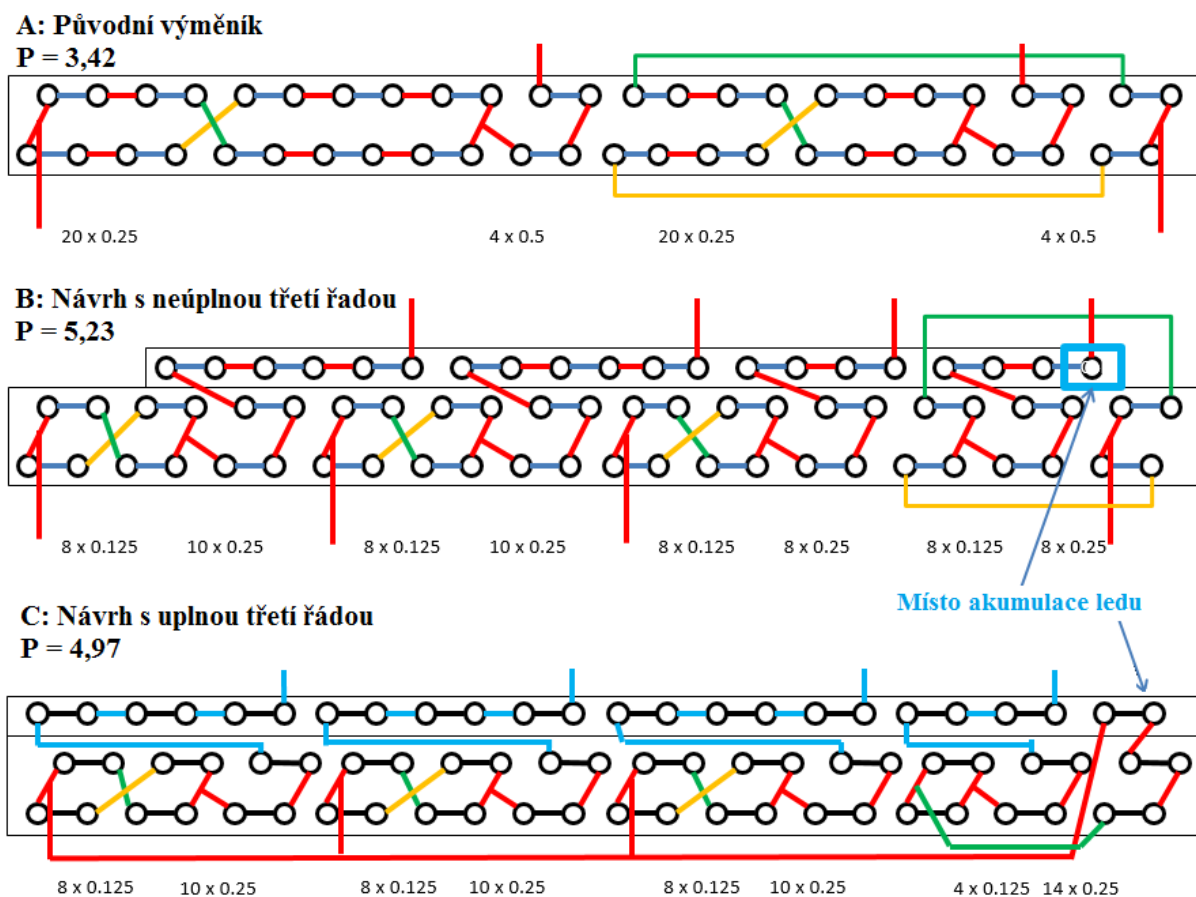
Obrázek 21: Teplotní profil vnějšího výměníku při vnější teplotě +35 °C (kondenzátor)

Z porovnání vstupních a výstupních teplot chladiva je vidět jistá nerovnoměrnost. Dvě horní větve výměníku jsou z hlediska návrhu cest totožné. Dvě spodní větve obsahují stejný počet trubek, ale jejich návrh cest je jiný. Teplotní profil okrajů výměníku může být z důvodu nerovnoměrného proudění vzduchu ovlivněn. K odfiltrování tohoto možného jevu použijeme pro porovnání dvě větve vprostřed výměníku. Rozdíl teplot v přehřátých parách chladiva na vstupu do výměníku je 7 K a na výstupu, je rozdíl teplot kondenzátu 0,9 K. Třetí větev výměníku obsahuje v třetí řadě výměníku pouze 4 průchody trubek, zatímco druhá větev jich má 6. Obě větve disponují rozdílnou délkou potrubí, rozdílným hmotnostním průtokem chladiva a tedy i výkonem. Tato výkonová nerovnoměrnost často dělá potíže v režimu vytápění, kdy je vnější výměník výparníkem a lokálně, v určitých místech, vzniká nadměrná tvorba ledu. Nutno říci, že celková tlaková ztráta větve není pouze tlaková ztráta v trubkách,

ale je to součet tlakových ztrát v trubkách, v propojovacích kolíčkách a přívodního potrubí. Teploty měřené na propojovacích kolíčkách ukazují, že teplo z přehřátých par chladiva je vše předáno v prvních dvou průchodech trubek. Tento poznatek budeme brát v potaz při navrhování cest výměníkem, kde bude snaha přivést toto teplo přehřátých par na místa největší tvorby a akumulace ledu.

5.3 Návrh cest skrz výměník

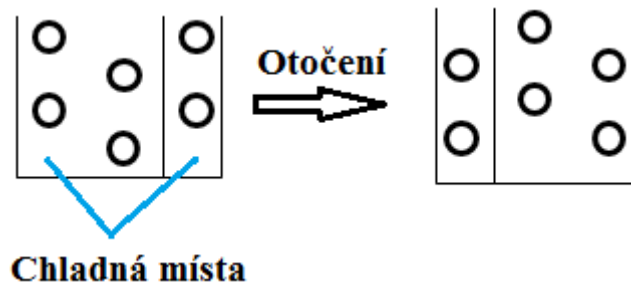
Při návrhu cest skrz výměník je nutno brát v potaz optimální rozložení výkonu výměníku, jeho složitost výroby a také vhodnou provozní spolehlivost, především z hlediska zpětného transportu oleje a odtávání ledu.



Obrázek 22: Časový průběh návrhů vnějšího výměníku

Původní výměník *A* byl nahrazen výměníkem *B* s neúplnou třetí řadou. Návrh *B* disponuje problémem akumulace tvorby ledu ve spodní části třetí řady. V odmrazovacím cyklu zde voda stéká a nedostatečná topná energie ve spodní větvi výměníku způsobí, že voda neodkape, ale zmrzne. Tenhle jev vede po určité provozní době k nepřijatelné akumulaci ledu ve spodní části výměníku. Návrh výměníku *C* s úplnou třetí řadou tento problém řeší

přivedením přehřátých par chladiva přímo na toto místo, neboť v odmrazovacím cyklu chladivo proudí opačně. Tato problematika odkapávání vody by se dala eliminovat otočením výměníku, tak aby rohy a kraje výměníku, kde kapky mají tendenci odkapávat, byly lépe vyhřívané.

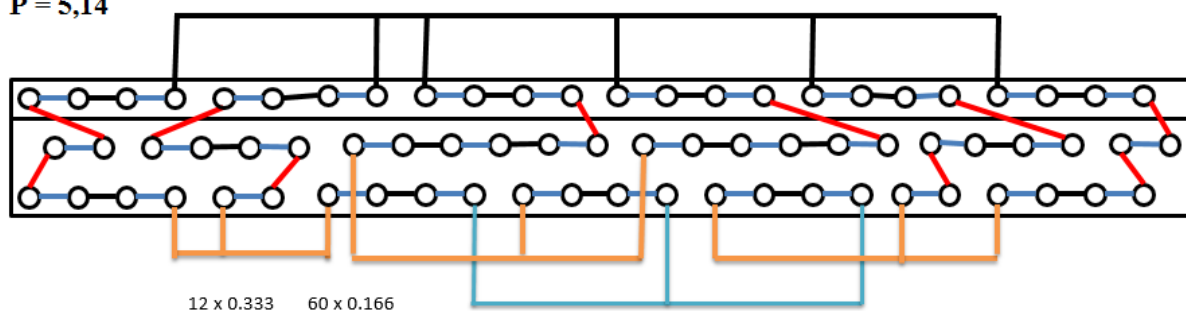


Obrázek 23: Otočení výměníku z důvodu eliminace akumulace sekundárního ledu

Ovšem tento návrh naráží na problém s výrobou. Trubky jsou zavedeny mezi jednotlivá žebra do předpřipravených děr. Poté pomocí expandéru dochází k fixaci trubek k žebřům. Zde nastává výrobní problém, expandér by se musel na výrobní lince také otočit, což by narušilo produkci i ostatních výměníků společnosti Daikin. Vzhledem k náročnosti celého procesu je tato operace nepřijatelná.

Všechny varianty návrhů výměníku na obrázku 22 jsou v souproutém uspořádání. Dle výsledků simulací (viz. kapitola 4) lze konstatovat, že protiproudé uspořádání má v nízkých teplotách významný přínos (až 20 %) na výkonové charakteristiky.

D: Návrh protiproudého výměníku
P = 5,14



Obrázek 24: Návrh vnějšího výměníku pro protiproudé uspořádání

Protiproudý výměník disponuje hodnotou 5,14 počtu cest skrz výměník, což je přijatelná hodnota z pohledu tlakové ztráty. Každá jednotlivá větev výměníku disponuje stejnou délkou potrubí. Rozložení výkonu takového výměníku by mělo být rovnoměrné. V odmrazovacím cyklu je chladivo přiváděno nejprve do třetí řady výměníku, kde díky

prohřátí této řady by měla být zajištěna eliminace tvorby sekundárního ledu ve spodním rohu výměníku.

6. Reálná měření a porovnání s konkurencí

Ve čtvrté kapitole jsme provedli simulace tepelného čerpadla, aby se zjistil dopad jednotlivých modifikací, na výkonové charakteristiky. V páté kapitole byl proveden návrh vnějšího výměníku na základě těchto simulací. Nyní je potřeba provést reálná měření k zjištění reálných výkonových charakteristik.

6.1 Průběh a výsledky reálných měření

Měření bude prováděno ve dvou komorách. V první z nich bude nainstalován vnitřní výměník a teplota vzduchu zde bude udržována na 20 °C. Druhá komora je vybavena vnějším výměníkem a zde bude simulován provoz za různých teplot (12, 7, 2, -7, -10, -15, -20 °C). Minimální dosažitelná teplota vzduchu v této komoře je -20 °C. Výkonové charakteristiky při nejnižší vnější teplotě -25 °C musí být dopočítány z předchozích naměřených výkonových trendů. Na tuto práci poslouží simulační program ESPRIT, v němž bude provedena reverzní simulace na konkrétní měřený typ tepelného čerpadla. Hlavním měřeným parametrem bude topný výkon tepelného čerpadla. Topný výkon je měřen metodou s názvem air-enthalpy a je měřen na vnitřním výměníku tepelného čerpadla. Jedná se o metodu, která spočívá v měření entalpií nasávaného vzduchu výměníkem a vzduchu vystupujícího z prostoru výměníku. K určení topného výkonu je dále nutno znát hmotnostní průtok vzduchu prostupující skrz výměník.

Reálné měření je provedeno pro malý vnitřní výměník BMS42 a dva různé vnější výměníky. Prvním vnějším výměníkem bude navrhnutý výměník *C* (obr. 23), tím druhým bude protiproudý výměník *D* (obr. 24). Pro porovnání jsou zde uvedeny výsledky simulací pro jeden typ tepelného čerpadla (hodnoty výkonu se neshodují s tab. 19, důvodem je rozdílná maximální frekvence 110 oproti 118 Hz).

Měření	-	Simulace	Reálné	Reálné
Vnitřní výměník	-	BMS42	BMS42	BMS42
Vnější výměník	-	3řadý eff. Délka 712 mm	Návrh C	Návrh D
Typ	-	Souproudý	Souproudý	Protiproudý
Minimální výkon	kW	0,87	0,89	1,08
Maximální výkon	kW	6,80	6,91	7,33
Nominální výkon	kW	4,00	4,00	4,00
Nominální COP	-	4,88	5,07	5,34
Návrhový výkon	kW	3,80	3,80	3,80
SCOP	-	4,90	5,06	5,15
Energetická třída	-	A++	A++	A+++
Teplota bivalence	°C	-10	-10	-10
-7 °C	kW	6,48	7,00	7,05
	Hz / C.P.	118 / 7,59	118 / 7,11	118 / 7,24
-10 °C	kW	5,96	6,17	6,34
	Hz / C.P.	118 / 8,25	118 / 7,68	118 / 7,78
-15 °C	kW	5,22	5,44	5,62
	Hz / C.P.	118 / 9,72	118 / 8,61	118 / 9,01
-20 °C	kW	3,83	3,62	4,12
	Hz / C.P.	100 / 10,06	105 / 10,01	105 / 10,01
-25 °C	kW	2,25	2,52	3,11
	Hz / C.P.	74 / 9,98	79 / 10,05	88 / 9,95

Tabulka 24: Výsledky reálných měření tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem BMS42 a dvěma návrhy vnějšího výměníku

Výsledky reálných měření dopadly oproti simulacím pozitivně. Nejen co do maximálních výkonů při nízkých vnějších teplotách, ale také co do efektivity a hospodárnosti provozu (COP a SCOP). Znatelný výkonový přínos za nízkých vnějších teplot je zvláště u varianty tepelného čerpadla s protiproudým vnějším výměníkem, kde byl naměřen topný výkon 3,11 kW, při vnější teplotě -25 °C. Tato varianta tepelného čerpadla dosáhla i hodnoty SCOP vyšší než 5,1. Spadá tedy do kategorie energetické třídy A+++.

Výsledky z reálného měření, zvláště pak pro tepelné čerpadlo s protiproudým vnějším výměníkem, dopadly oproti simulacím nadprůměrně dobře. Tepelné čerpadlo sice spadá do energetické třídy A+++ , ale nedosahuje minimálního požadovaného topného výkonu 3,5 kW, při -25 °C. Značnou zásluhu na nedosažení tohoto výkonu má malý vnitřní výměník BMS42. Možným způsobem, jak zajistit požadavek na topný výkon a energetickou třídu, je náhrada tohoto výměníku větším, konkrétně dříve zmiňovaným BML71. Tepelné čerpadlo s tímto výměníkem bylo podrobena totožným měřicím testům.

Měření	-	Simulace	Reálné	Reálné
Vnitřní výměník	-	BML71	BML71	BML71
Vnější výměník	-	3řadý eff. Délka 712 mm	Návrh C	Návrh D
Typ	-	Souproudý	Souproudý	Protiproudý
Minimální výkon	kW	1,30	1,05	1,15
Maximální výkon	kW	9,41	9,35	9,31
Nominální výkon	kW	4,00	4,00	4,00
Nominální COP	-	5,69	5,81	5,79
Návrhový výkon	kW	3,80	3,80	3,80
SCOP	-	5,03	5,24	5,26
Energetická třída	-	A++	A+++	A+++
Teplota bivalence	°C	-10	-10	-10
-7 °C	kW	6,79	6,91	7,15
	Hz / C.P.	118 / 6,4	118 / 7,93	118 / 6,97
-10 °C	kW	6,22	6,13	6,44
	Hz / C.P.	118 / 6,97	118 / 8,44	118 / 7,65
-15 °C	kW	5,40	5,62	5,85
	Hz / C.P.	118 / 8,23	118 / 8,88	118 / 8,76
-20 °C	kW	4,71	4,24	4,62
	Hz / C.P.	118 / 10,07	110 / 9,76	109 / 10,01
-25 °C	kW	2,84	3,31	3,76
	Hz / C.P.	86 / 10,02	94 / 9,97	98 / 9,95

Tabulka 25: Výsledky reálných měření tepelného čerpadla s vnitřním výměníkem BML71 a dvěma návrhy vnějšího výměníku

Stejně jako při reálném měření tepelného čerpadla s malým vnitřním výměníkem BMS42, i tentokrát dopadly výsledky nad očekávání dobře. Větší vnitřní výměník BML71 způsobí, pro variantu s protiproudým vnějším výměníkem, navýšení výkonu o 0,66 kW a dosahuje tak hodnoty topného výkonu 3,76 kW při -25 °C. Požadavek na topný výkon je splněn, stejně jako požadavek na energetickou třídu A+++ . Sezonní topný faktor SCOP nabývá hodnoty 5,26.

6.2 Porovnání s konkurencí

Na trhu prodejců tepelných čerpadel je dnes mnoho firem. Konkurence je velká, porovnejme nyní námi provedený a reálně otestovaný návrh tepelného čerpadla. Uvažujme pouze návrh s protiproudým vnějším výměníkem. Tepelná čerpadla jednotlivých firem jsou prodávána v určitých výkonových třídách. Navrhnuté tepelné čerpadlo s malým vnitřním výměníkem BMS42 spadá do výkonové třídy 25. S větším vnitřním výměníkem BML71 je

zástupcem ve třídě 35. Konkurenční firmy, sloužící pro porovnání, v obou výkonnostních třídách jsou jednotky od firem Panasonic a Fujitsu.

Výkonová třída 25					
Typ	Firma	-	Daikin	Panasonic	Fujitsu
	Vnitřní výměník	-	BMS42	-	-
	Vnější výměník	-	Návrh D	-	-
	Chladivo	-	R32	R32	R410
	Množství chladiva	kg	1,1	1,12	1,3
Vytápění	Minimální výkon	kW	1,08	0,85	0,9
	Maximální výkon	kW	7,33	6,65	7,2
	Nominální výkon	kW	3,2	3,2	3,2
	Nominální COP	-	5,34	5,61	5,77
	Návrhový výkon	kW	3,8	3,8	3,8
	SCOP	-	5,21	5,2	5,31
	Energetická třída	-	A+++	A+++	A+++
	Teplota bivalence	°C	-10	-10	-10
Vnější teplota	-7 °C	kW	7,05	-	-
	-10 °C	kW	6,34	-	4,95
	-15 °C	kW	5,62	4,08	4,65
	-20 °C	kW	4,12	3,55	4,24
	-25 °C	kW	3,1	3	3,36
Vnitřní výměník	Výška	mm	294	295	295
	Šířka	mm	811	870	940
	Hloubka	mm	272	255	270
Vnější výměník	Výška	mm	550	622	620
	Šířka	mm	858	824	790
	Hloubka	mm	285	299	280

Tabulka 26: Porovnání tepelných čerpadel s konkurencí ve výkonové třídě 25 [9]

Námi navržené tepelné čerpadlo s konkurencí má srovnatelné parametry ve výkonové třídě 25. Malý vnitřní výměník BMS42 je z vybraných konkurenčních výměníků nejmenší do šířky, přesto v topném výkonu za nízkých vnějších teplot nezaostává za konkurencí. Naopak při vnější teplotě -15 °C disponuje výrazně vyšším topným výkonem, než je tomu konkurence. Při velmi nízkých vnějších teplotách, -20 až -25 °C, se tento rozdíl smazává a výkony všech porovnávaných jednotek jsou obdobné. Kde však námi navržené tepelné čerpadlo nedrží krok je v hodnotě nominálního topného faktoru COP, avšak sezonní topný faktor SCOP, je u všech vybraných typů tepelných čerpadel srovnatelný.

Výkonová třída 35					
Typ	Firma	-	Daikin	Panasonic	Fujitsu
	Vnitřní výměník	-	BML71	-	-
	Vnější výměník	-	Návrh D	-	-
	Chladivo	-	R32	R32	R410
	Množství chladiva	kg	1,1	1,12	1,3
Vytápění	Minimální výkon [kW]	kW	1,15	0,85	0,9
	Maximální výkon [kW]	kW	9,31	7,75	7,4
	Nominální výkon [kW]	kW	4	4	4
	Nominální COP [-]	-	5,79	5	5,26
	Návrhový výkon [kW]	kW	3,8	3,8	3,8
	SCOP [-]	-	5,26	5,1	4,93
	Energetická třída [-]	-	A+++	A+++	A++
	Teplota bivalence [°C]	°C	-10	-10	-10
Vnější teplota	-7 °C	kW	7,15	-	-
	-10 °C	kW	6,44	-	5,29
	-15 °C	kW	5,85	4,6	4,87
	-20 °C	kW	4,62	3,95	4,56
	-25 °C	kW	3,76	3,5	3,57
Vnitřní výměník	Výška	mm	300	295	295
	Šířka	mm	1040	870	940
	Hloubka	mm	295	255	270
Vnější výměník	Výška	mm	550	622	620
	Šířka	mm	858	824	790
	Hloubka	mm	285	299	280

Tabulka 27: Porovnání tepelných čerpadel s konkurencí ve výkonové třídě 35 [9]

Ve výkonové třídě 35 je vnitřní výměník BML71 největším. Rozdíly ve výkonových charakteristikách jsou značné. Tepelné čerpadlo firmy Daikin disponuje všude, kromě topného výkonu při -25 °C, výrazně vyššími topnými výkony. Současně i hodnotou nominálního COP a sezonního topného faktoru SCOP.

Závěr

Tato práce má za cíl inovovat a optimalizovat stávající tepelné čerpadlo pomocí firemního simulačního programu ESPRIT a výsledky simulací poté ověřit reálnými měřeními ve zkušebních komorách firmy Daikin. To vše za účelem posílení pozice na trhu firmy Daikin ve státech severní Evropy.

V této práci byla nejprve stručně charakterizována tepelná čerpadla z hlediska využití nízkopotenciálního tepla. Dále byl popsán výpočet topného faktoru COP a sezonního topného faktoru SCOP.

Druhá kapitola se zabývá hlavními strukturálními změnami nově vyvíjeného tepelného čerpadla určeného pro prodej ve Skandinávii. Navíc jsou zde uvedeny technické parametry stávajícího vnějšího a třech možných uvažovaných vnitřních výměníků tepla.

Ve třetí kapitole je uveden popis simulačního programu ESPRIT a detailní charakteristika tepelného okruhu tepelného čerpadla (klimatizační jednotky). Na názorném příkladu je zde popsána práce s programem a průběhy výsledků ze simulací jsou znázorněny v grafech 5 až 9.

Čtvrtá kapitola pojednává o vlivu a popisu jednotlivých změn tepelného čerpadla na výkonové charakteristiky. Nejprve byla určena vhodná frekvence kompresoru (graf č. 11) v režimu cyklování tepelného čerpadla. Vhodná frekvence pro maximální hodnotu SCOP odpovídá frekvenci kompresoru 12 Hz. Podle simulací dosahuje topný výkon stávajícího tepelného čerpadla při vnější teplotě -25 °C hodnoty 1,98 kW. Vliv jednotlivých změn na výkonové charakteristiky tepelného čerpadla lze vidět v tabulkách č.19 a 20. S použitím všech zmíněných optimalizací vnějšího výměníku dosahuje tepelné čerpadlo při stejné vnější teplotě výkonu 2,88 kW. Výsledky simulací ukazují, že tepelné čerpadlo s větším vnitřním výměníkem BML71 a s úpravou vnějšího výměníku na efektivní délku pouhých 712 mm, dosahuje totožné hodnoty topného výkonu. Obě tyto hodnoty topného výkonu nedosahují marketingem požadovaných 3,5 kW. I přesto, že simulované výsledky nevycházejí optimisticky, bylo rozhodnuto navrhnout a reálně otestovat tepelné čerpadlo s novým vnějším výměníkem.

Na základě průběhu výkonových charakteristik a jejich přínosů jsou v páté kapitole navrženy vnější výměníky. Při návrhu je kladen důraz na optimální rozložení výkonu

výměníku a také na omezení tvorby sekundárního ledu. Za těchto podmínek se podařilo uskutečnit dva návrhy – návrh C na obr. č. 22 a návrh D na obr. č. 23, které následně podstoupily proces výroby.

V poslední kapitole jsou shrnuty výsledky reálných měření a porovnány tepelná čerpadla s konkurencí. Výsledky oproti simulacím dopadly kladně. Dosáhlo se vyšších výkonů, než se očekávalo ze simulací. Nejlepší volbou vnějšího výměníku je návrh D, tedy varianta s protiproudým uspořádáním. S tímto vnějším a vnitřním malým BMS42 výměníkem dosahuje tepelné čerpadlo při vnější teplotě $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ topného výkonu $3,11\text{ kW}$, což je oproti původnímu modelu nárůst o 57% . Tento výkon ale stále nesplňuje požadavky marketingu, který požaduje minimálně $3,5\text{ kW}$. Nezbyvá než nahradit vnitřní výměník větším modelem BML71. S tímto výměníkem pak tepelné čerpadlo poskytuje topný výkon $3,76\text{ kW}$ a také spadá do energetické třídy A+++.

Varianta tepelného čerpadla s malým vnitřním výměníkem BMS42 dosahuje v porovnání s konkurencí srovnatelných výkonových parametrů v třídě 25, a přitom je vnitřní výměník svými rozměry do šířky nejmenší (tab. č.26). Varianta tepelného čerpadla vnitřním výměníkem BML71 dosahuje v porovnání s konkurencí výrazně vyšších výkonových parametrů v třídě 35 (tab. č.27).

Cíl práce, kterým bylo optimalizovat současné tepelné čerpadlo pro vyšší topné výkony při nízkých vnějších teplotách a současně jeho zařazení do energetické třídy A+++ , byl splněn. Nutno poznamenat, že takto navržené tepelné čerpadlo není ještě v době odevzdání této práce připraveno k prodeji. Nejprve je nutné provést nastavení a optimalizování řídicího softwaru a dalších provozních charakteristik.

Literatura

- [1]. Princip tepelného čerpadla. In: Wattprojekt [online]. [cit. 2017-02-25].
Dostupné z:
<http://www.wattprojekt.cz/editor/filestore/Image/princip%20toe.png>
- [2]. Klazar, L. *Tepelná čerpadla jako zdroj tepla pro vytápění*. Litomyšl: SNTL 2004
- [3]. PETRÁK, Jiří a Miroslav PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní, 2004. ISBN 80-01-03126-8.
- [4]. Dvořák, L., Klazar, J., Petrák, J.: *Tepelná čerpadla*. Praha, SNTL, 1987.
- [5]. Tepelné čerpadlo země-voda. In: [Http://www.tzb-info.cz/](http://www.tzb-info.cz/) [online].
[cit. 2017-02-26]. Dostupné z:
<http://vytapani.tzb-info.cz/docu/clanky/0096/009681o1.png>
- [6]. Typy tepelných čerpadel [online]. , 4 [cit. 2017-02-25]. Dostupné z:
http://www.kto.cz/picture/pdf/typy_tc.pdf
- [7]. MATUŠKA, Tomáš, Jan SEDLÁŘ a Tomáš STRAKA. *Hodnocení tepelných čerpadel ve světle nové legislativy*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2016. ISBN 978-80-02-02662-4.
- [8]. ČSN EN 14825 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení. ÚNMZ 2014.
- [9]. Daikin Industries Czech Republic s.r.o. Internal document. Plzeň, 2017.
- [10]. Daikin General Catalogue. Belgie Oostende, 2017.
- [11]. RALPH, L. a WEBB. *Principles of enhanced heat transfer*. A Wiley Interscience Publication. 605 Third Avenue, New York: John Wiley and Sons, 1994. ISBN 0-471-57778-2.
- [12]. DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika II (Výměníky pro chladicí zařízení)*. ČVUT v Praze, 1990. ISBN 80-01-00416-3.
- [13]. KAYS, W. M. a A. L. LONDON. *Compact Heat Exchangers*. Third Edition. Florida: Krieger Publishing Company Malabar, 1998. ISBN 1-57524-060-2.