



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

TEPELNÉ ČERPADLO PRO OHŘEV TEPLÉ VODY

HEAT PUMP WATER HEATER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Karel Mazálek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Karel Mazálek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Tepelné čerpadlo pro ohřev teplé vody

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rekuperace tepla mezi znečištěným odpadním vzduchem a přiváděným větracím vzduchem je dnes již běžný prostředek pro snížení energetické náročnosti budov. Tento přístup však nelze použít u prostor s velkými vnitřními tepelnými zisky (např. kuchyně), kde je pro zachování tepelného komfortu vyžadováno spíše chlazení prostor, přičemž teplý odpadní vzduch je většinou bez užitku vypouštěn ven. Energie obsažená v odpadním vzduchu je tak mařena, i když by mohla být zajímavým zdrojem tepla pro tepelné čerpadlo, které by připravovalo teplou vodu pro další využití (např. mytí nádobí).

Cíle diplomové práce:

Navrhnout tepelné čerpadlo pro ohřev teplé vody, které by jako zdroj tepla využívalo odpadní větrací vzduch z kuchyně.

Seznam doporučené literatury:

CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. Větrání a klimatizace. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901-5740-8.

SZÉKYOVÁ, Marta. Větrání a klimatizace. Bratislava: Jaga, 2006, 359 s. ISBN 80-807-6037-3.

ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 2003, 311 s. ISBN 80-239-0275-X.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 26. 10. 2017



J. Pospíšil

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

J. Katolický

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá využitím odpadního tepla z kuchyně a chlazených místností restauračního provozu, jako zdroj pro tepelné čerpadlo a následné přípravou teplé vody. V první části jsou vysvětleny základní principy a teorie potřebné k pochopení funkce tepelného čerpadla a možností využití odpadního tepla. V dalších částech jsou provedeny patřičné výpočty a návrhy pro realizaci nejen tepelného čerpadla, ale i chladičů a větrací jednotky, potřebných k recyklaci tepla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelné čerpadlo, chlazení, kuchyně, teplá voda, fan coil, chlazená místnost, chladičí box, mrazicí box, větrací jednotka.

ABSTRACT

This Master's thesis deals with reusing waste heat from the kitchen and cold rooms of a restaurant, as a source of heat for heat pump water heater. The first part is about basic principles and theory which is needed to understand the function of heat pump and possibilities of reusing wasted heat. In the other parts, there are calculations and designs not only of a heat pump, but also coolers and ventilation unit needed for recycling of heat.

KEYWORDS

Heat pump, refrigerating, kitchen, hot water, fan coil, cold room, refrigerator, freezer, ventilation unit.

Bibliografická citace

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAZÁLEK, Karel. Tepelné čerpadlo pro ohřev teplé vody. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 100 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D..

Čestné prohlášení

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Karel Mazálek

Poděkování

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mojí diplomové práce, panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za dopřání klidu při psaní a celkovou podporu při studiu.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Základní princip TČ.....	12
3	Kompresorové tepelné čerpadlo	13
3.1	TČ vzduch - voda	13
3.2	TČ voda - voda.....	14
3.3	TČ země - voda	16
4	Základní součásti kompresorového TČ	18
4.1	Kompresor	18
4.2	Expanzní ventil.....	19
4.3	Výměníky tepla	20
5	Chladiva	22
6	Topný faktor (COP).....	24
6.1	Sezónní topný faktor (SCOP)	25
6.2	Sezónní energetická účinnost (η_s).....	25
7	Odpadní teplo	27
7.1	Vytápění.....	28
7.2	Chlazení	29
7.3	Výroba elektrické energie.....	30
7.4	Trigenerace	31
8	Cíle práce	32
9	Výrobní čokolády.....	33
9.1	Tepelné zisky výrobní čokolády	33
9.1.1	Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla	33
9.1.2	Tepelné zisky z vnějšího prostředí.....	36
9.1.3	Vodní zisky	38
9.1.4	Celkové zisky citelným teplem.....	39
9.1.5	Celkové zisky vázaným teplem	39
9.1.6	Celkový tepelný zisk.....	39
9.2	Návrh chlazení výrobní čokolády.....	39
10	Chladicí a mrazicí boxy	42
10.1	Tepelná zátěž boxů	42
10.1.1	Prostupem tepla	42

OBSAH

10.1.2	Produkce tepla potravin.....	43
10.1.3	Produkce tepla svítidel	44
10.1.4	Tepelné zisky infiltrací.....	45
10.1.5	Celkový tepelný zisk boxů	46
10.2	Návrh komponentů pro chladicí box	47
10.3	Návrh komponentů pro mrazicí box	56
11	Kuchyň	59
11.1	Množství větracího vzduchu	59
11.2	Tepelná zátěž kuchyně	62
11.2.1	Vnitřní tepelné zisky	62
11.2.2	Vnější tepelné zisky	64
11.2.3	Celkové zisky citelným teplem.....	64
11.2.4	Vodní zisky	64
11.2.5	Celkové zisky vázaným teplem	65
11.3	Tepelné ztráty kuchyně	65
11.3.1	Letní provoz	67
11.3.2	Zimní provoz	69
11.4	Navržené řešení	70
11.4.1	Digestoře	70
11.4.2	Tlakové ztráty potrubí.....	71
11.4.3	Volba větrací jednotky	75
11.4.4	Chladič odpadního vzduchu	76
12	Rozvody chladicí vody	77
13	Tepelné čerpadlo.....	79
13.1	Návrh komponentů TČ.....	79
13.2	Výpočet topného faktoru.....	85
13.3	Výpočet chladicího faktoru	85
13.4	Návrh zásobníku teplé vody	86
13.5	Návrh zásobníku chladicí vody	88
13.6	Návrh oběhových čerpadel.....	88
14	Závěr	92
15	Seznam použitých zdrojů	93
16	Seznam zkratk a symbolů.....	96
17	Seznam příloh.....	101

1 Úvod

Tepelné čerpadlo (TČ), může pro svůj provoz využívat mnoha obnovitelných, či neobnovitelných zdrojů. Jedním z nich je i odpadní teplo z technologických procesů, jinak vytracené do okolí, které TČ dokáže zhodnotit a použít ho k dalším technologickým účelům, čímž napomáhá k úsporám provozu. Jednou z podmínek aplikace TČ pro zpětné získávání tepla je, aby zdroj odpadního tepla odpovídal potřebě tepla k dalším účelům.

Tato rovnováha by mohla nastat v případě restauračního provozu, kde je na jedné straně velké množství odpadního vzduchu a na druhé straně velká spotřeba teplé vody (TV) určená například pro mytí nádobí. Právě touto možností se zabývá diplomová práce.

První část diplomové práce je věnována seznámení s tepelnými čerpadly, používanými druhy, základními komponenty, chladivy, výpočty topných faktorů a v poslední řadě i možnosti využití odpadního tepla. Druhá část je věnována praktickým výpočtům tepelných zisků jednotlivých chlazených prostor a následným návrhům jejich chladičů.

V poslední části je výpočet parametrů samotného tepelného čerpadla a návrh veškerých komponentů potřebných pro jeho funkci.

2 Základní princip TČ

Zařízení, které dokáže využít nízkopotenciální teplo, přečerpá ho na vyšší tlakovou (tepelnou) hladinu a uložit ho do ohřívané látky se nazývá tepelné čerpadlo (TČ). Takové teplo lze zdarma odčerpávat například ze vzduchu, země, nebo vody, což jsou obnovitelné zdroje, takže je TČ navíc i šetrné k okolí. Protože nic není zadarmo a zákony termodynamiky nelze přelstít, tak i TČ potřebuje pro svoji funkci vložit energii. Nejčastěji ve formě elektrické energie, která pohání kompresor, nebo tepelné, která pomůže k desorpci. Využití TČ najde jak pro vytápění, ohřev TV, tak i chlazení.

Princip TČ obecně spočívá v přečerpání tepla z nižší teplotní hladiny pomocí kompresoru nebo sorpčního oběhu na hladinu vyšší. To je možné díky chladivu s nízkým bodem varu, které přijme teplo z nízkopotenciálního zdroje, tím se vypaří a v kompresoru se jeho stlačením dostane na vyšší teplotu. Chladivo s vyšší teplotou, než je ohřívána látka najednou může zcela v souladu s druhým termodynamickým zákonem předat svoje teplo.

TČ se dělí na:

- kompresorová
- absorpční
- hybridní

Protože se v této práci věnuji kompresorovému TČ, nebudu zmiňovat ostatní druhy. Pouze absorpční oběh je vysvětlen v kapitole 7.2.

Kompresorová TČ se podle druhu zdroje dělí na:

- vzduch - voda
- voda - voda
- země - voda

TČ samozřejmě nemusí ohřívát pouze vodu, ale protože je to nejčastější případ, popíšu právě jej.

Dále můžeme TČ dělit podle způsobu sestavení:

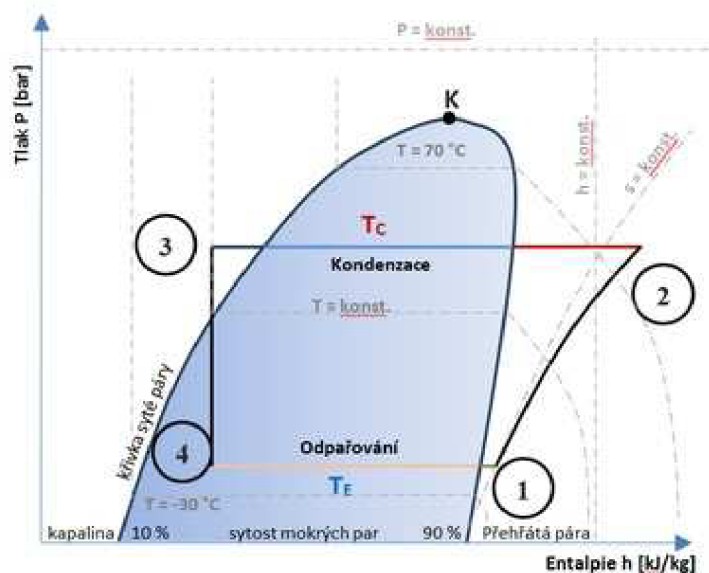
- kompaktní
- split

3 Kompresorové tepelné čerpadlo

Je to nejpoužívanější druh TČ, u kterého se pro zvýšení tlaku a teploty par používá kompresor.

Ve výparníku probíhá předání tepla od zdroje a dochází k vypaření chladiva (4 - 1), které se následně v kompresoru stlačí (1 - 2) a dojde ke vzniku přehřáté páry, s vyšším tlakem a teplotou. Dále tyto páry putují do kondenzátoru, kde naopak odevzdají svoje skupenské teplo např. do otopné vody a zkondenzují (2 - 3). Kapalně chladivo se poté v expanzním ventilu seškrtní zpět na nízký tlak (3 - 4) a celý cyklus se opakuje.

Celý princip lze znázornit pomocí Rankin - Clausiova cyklu.



Obr. 1. Rankin - Clausiuv cyklus TČ [15]

Jak lze vyčíst z obrázku, při odpařování dochází k přehřátí chladiva, což je z důvodu vyšší stability par na sání kompresoru. Naopak na vstupu do expanzního ventilu je požadována stabilní kapalina, proto se chladivo může podchlazovat vnitřním výměníkem, kde se mu odebírá teplo a studené páry chladiva vstupující do kompresoru se naopak přehřívají.

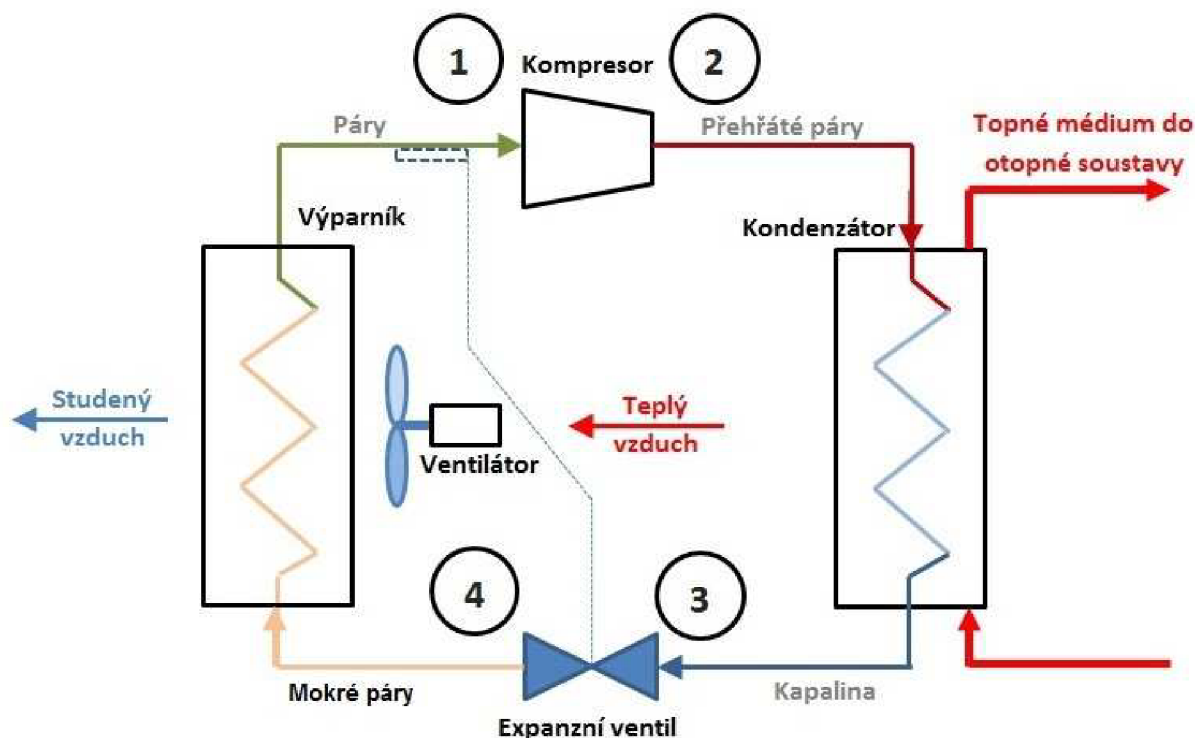
3.1 TČ vzduch - voda

Protože vzduch je nejsnadněji přístupný zdroj tepla pro TČ, není potřeba žádných stavebních úprav a proto je nejvíce využíván. Teplo je obvykle přiváděno do výparníku v provedení lamelového trubkového výměníku, nebo trubka - žebro, v obou případech je však osazený ventilátorem, který zvyšuje intenzitu přenosu tepla.

Velkou výhodou tohoto typu oproti ostatním je nízká pořizovací cena z důvodu nepotřebných stavebních zásahů a patřičných povolení. Nevýhodou je snižující se COP při nižších venkovních teplotách. Dle [11] je efektivní využití těchto čerpadel pouze

KOMPRESOROVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

do $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z tohoto důvodu se osazují doplňkovými zdroji tepla ve formě elektrokotle, nebo např. solárních panelů. Další problém, spojený s nízkou teplotou vzduchu, je zamrzání výparníku, a tím i vyšší tlakové ztráty a horší přenos tepla. Tento problém se však dá vyřešit topným kabelem, nebo reverzací chodu čerpadla v režimu odtávání.



Obr.2. Princip TČ vzduch - voda [15]

TČ vzduch - voda může být sestaveno jak v kompaktní, tak oddělené (split) podobě. Rozdíl mezi těmito dvěma typy je v uspořádání součástí.

U provedení split bývá zařízení rozděleno na dvě jednotky - venkovní a vnitřní. Ve venkovní jednotce se nachází výparník, společně s kompresorem a expanzním ventilem (části produkující hluk). Vnitřní jednotka obsahuje kondenzátor a je s venkovní jednotkou spojena chladivovým potrubím, které je tepelně izolované. Split systémy se plní chladivem až na místě, po instalaci a provedení tlakové zkoušky [11]. Oproti kompaktnímu provedení však bývá dražší z důvodu delšího potrubí a větší potřeby izolace.

Kompaktní provedení má všechny součásti vcelku a bývá většinou venku. Potrubí s topnou vodou tak vede venkovním prostředím (zemí) ke kondenzátoru. Nevýhodou tohoto provedení je možnost zamrznutí topné vody v případě, kdy je TČ vypnuté. Chladivo je naplněno již z výroby [11].

3.2 TČ voda - voda

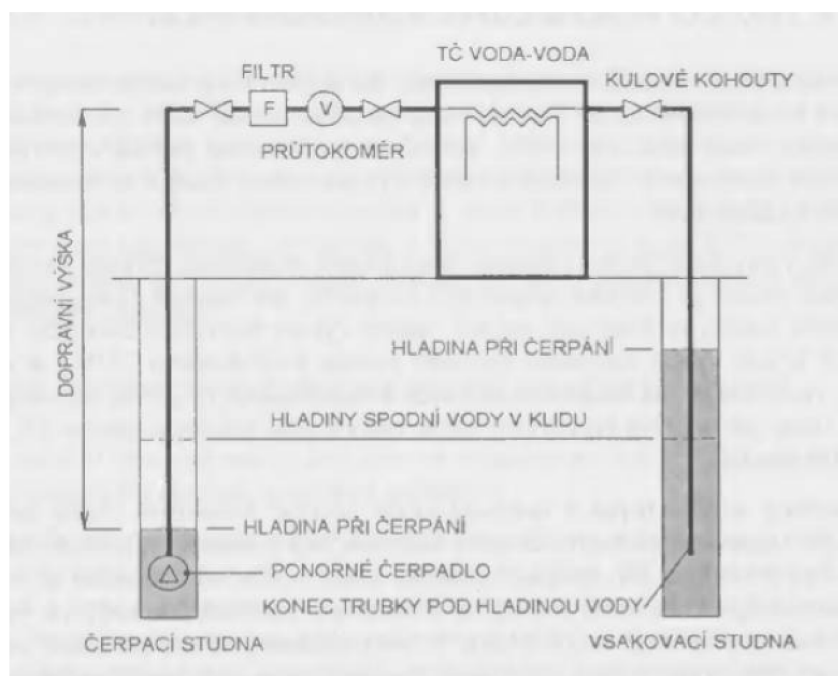
Pokud se TČ staví ve vhodné lokalitě, zdroj v podobě vody je velice zajímavý. Možnosti jsou buď v podobě podzemní vody (studny) a nebo tekoucí/stojící povrchové. Obě

KOMPRESOROVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

tyto varianty mají zpravidla nejstabilnější COP oproti ostatním druhům, je to však vykoupeno tím, že nejdou postavit kdekoliv.

Podzemní voda (studna)

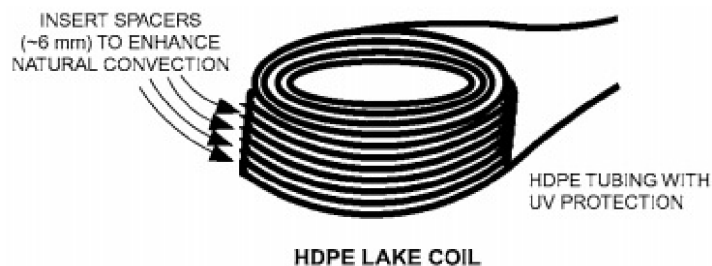
V případě využití zdroje v podobě podzemní vody, je potřeba brát v potaz následující věci. Zprvce se musí najít vhodné místo, které bude mít dostatek podzemní vody o správném chemickém složení. Dále je potřeba vyřídít stavební povolení a souhlas potřebného referátu životního prostředí [11]. Požadavky na samotnou studnu jsou takové, že vyčerpaná voda se nesmí vracet do stejné studny, ale do tzv. studny vsakovací. Tím se vytvoří proud spodní vody a zamezí se tak zamrznutí výměníku a vody ve studni. Vhodnost studny se určuje čerpací zkouškou, kdy se voda čerpá po dobu cca jednoho měsíce a zjišťuje se vydatnost studny a složení vody. Teplota vody ve studnách se pohybuje cca v rozmezí 8 - 11 °C.



Obr.3. Princip TČ voda - voda [11]

Tekoucí/stojatá tekoucí voda (řeka, rybník)

Používají se dva způsoby, otevřený a uzavřený cyklus. U otevřeného cyklu je voda čerpána přímo ze zdroje do výparníku. Jelikož v zimě je teplota vody nižší než 4 °C, může dojít k namrznutí výměníku a horšímu přenosu tepla. U uzavřeného cyklu, je přenos tepla řešen kolektory, které jsou naplněné nemrznoucí směsí a uloženy na dně řeky. Tato směs díky oběhovému čerpadlu proudí do výparníku a ochlazená zpátky do vody. Kolektory jsou většinou vyrobeny z PVC a řešeny viz obr. 4.



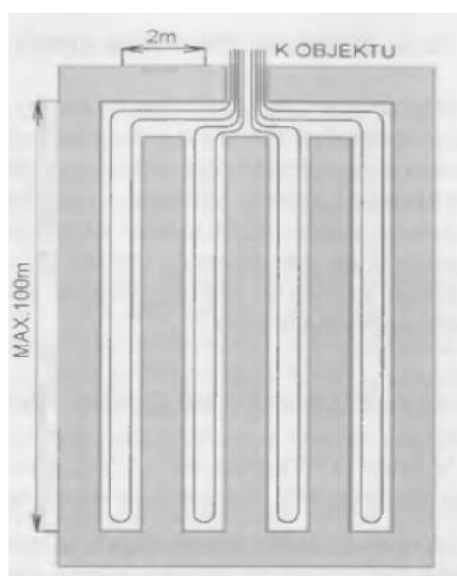
Obr.4. Výměník uzavřeného cyklu TČ voda - voda [16]

3.3 TČ země - voda

Teplo ze země se dá čerpat různými způsoby. Většinou je potřeba mít primární a sekundární okruh, kde v primárním okruhu (odebírání tepla ze země) proudí nemrznoucí směs, která ve výparníku přenáší teplo ze země do chladiva. V porovnání s předchozími variantami má TČ země - voda výhodu v tom, že země má v průběhu roku v určité hloubce stálou teplotu a díky čemu jsou dosahovány stabilní hodnoty topného faktoru. Další výhodou je v absenci ventilátoru a s ním i hluku. Nevýhody jsou ve vyšších počátečních investicích, potřeba velkého pozemku a stavebních povolení. Jsou dva hlavní způsoby instalace zemních kolektorů. První se nazývá plošný a druhý vertikální. Tento systém, je stejně jako voda - voda schopen pokrýt celou tepelnou ztrátu vytápěného prostoru.

Plošný kolektor

Plošné kolektory se instalují do hloubky cca 1,2 - 1,5 m ve vzdálenosti 60 - 80 cm od sebe jako PE hadice, ve kterých proudí nemrznoucí směs [11]. Délka jednoho okruhu by z důvodu vysoké tlakové ztráty neměla přesahovat 200 m. Možné zapojení kolektoru jde vidět na obrázku 4. Oproti vertikálnímu kolektoru není tak finančně náročné, ale mnohem vyšší nároky má na velikost pozemku.

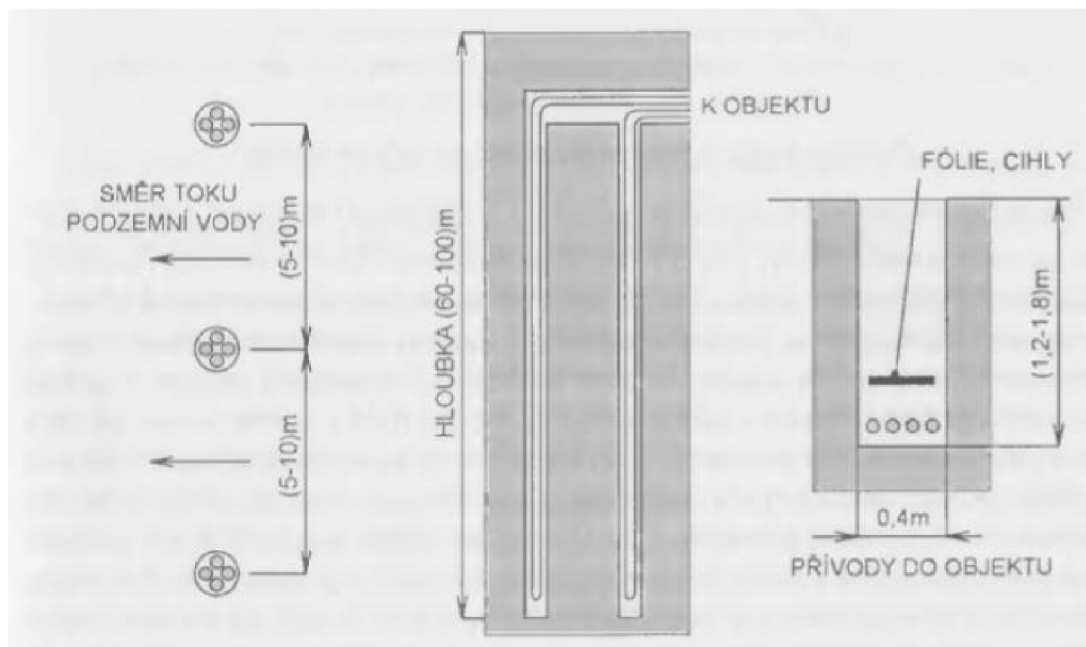


Obr.5. Plošný kolektor země - voda [11]

KOMPRESOROVÉ TEPELNÉ ČERPADLO

Vertikální kolektor (vrt)

Kolektory v podobě PE hadice bývají uloženy do hloubky 50 - 100 m [11]. Tyto hadice jsou obklopeny plastickou směsí, aby byl kompenzován statický tlak a zároveň zlepšen přenos tepla z okolí. Rozteč vrtů se obvykle používá 5 - 10 m [11]. Je to finančně nejnáročnější druh kompresorového TČ.



Obr.6. Provedení vertikálního kolektoru [11]

4 Základní součásti kompresorového TČ

Čtyři součásti jsou pro kompresorové TČ nezbytné, a to: kompresor, výparník, kondenzátor, expanzní ventil. Bez těchto částí by TČ nefungovalo, a proto se jim budu krátce věnovat v následujících odstavcích.

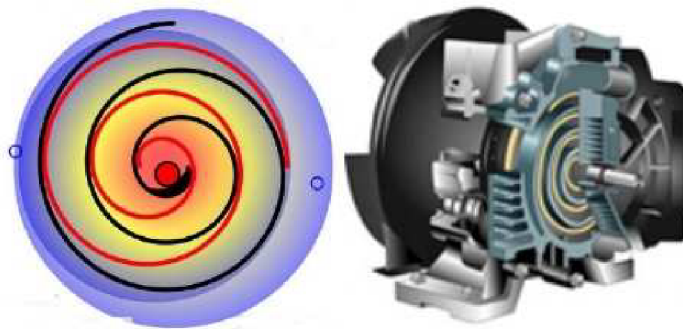
4.1 Kompresor

Kompresor je u TČ nejdůležitější část, proto by jeho výběru měla být věnována největší pozornost. Obecně je u kompresorů několik důležitých parametrů. Sací výkon, což je objemový tok nasávaných par vztažený k sacímu tlaku, dále je důležitý kompresní poměr udávající poměr mezi tlakem na sání a výtlačku. Další požadavky jsou na těsnost a hlučnost.

Pohon kompresoru je ve většině případů elektromotor, který je rovněž hermeticky uzavřen a mazán společnou olejovou náplní. V dnešní době se používají především kompresory typu scroll, ale vyskytují se i kompresory pístové, nebo rotační. [11]

Scroll kompresor

Princip spočívá v excentrickém kroužení rotorové spirály ve spirále statorové a následném vytlačení otvorem, umístěným ve středu. Objem plynu je neustále stlačován vzájemným působením spirál a posouván směrem ke středu, kde je tlak nejvyšší. Výhoda těchto kompresorů spočívá v dlouhé životnosti, vzhledem k absenci ventilů téměř 100% objemové účinnosti, odolnosti vůči nasátí kapalného chladiva.



Obr.7. Scroll kompresor [17]

Pístový kompresor

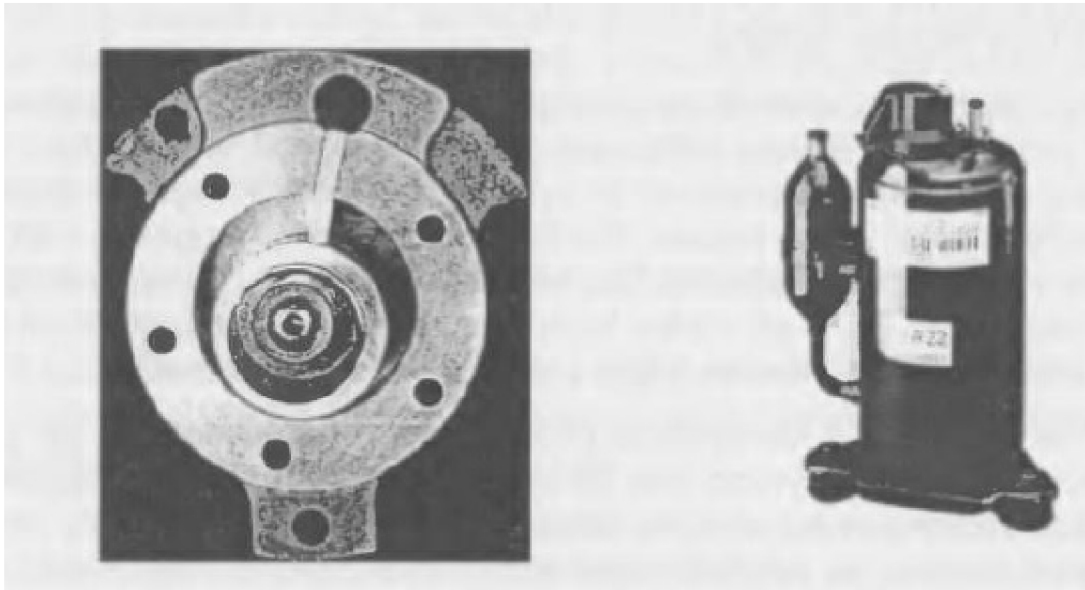
Páry chladiva jsou v tomto typu kompresoru stlačovány pohybujícím se pístem. Sání a výtlač je umožněn díky ventilům. Provedení těsnosti může být hermetické, polohermetické i otevřené. Jeho výhoda oproti scroll kompresorům je v nižší ceně, ta je však opodstatněná nižší účinností, vyšším hlukem a především nemožností nasátí kapalného chladiva. V případě,

ZÁKLADNÍ SOUČÁSTI KOMPRESOROVÉHO TČ

že se kapalné chladivo dostane do kompresoru, vede to většinou k jeho zničení. Z toho důvodu je vhodné do sacího potrubí přidat odlučovač kapaliny, který propustí pouze plyn.

Rotační kompresor

U rotačních kompresorů dochází ke stlačování písty, odvalující se po stěně válcové komory. Sání a výtlaček je oddělen destičkou, která se vysouvá a zasouvá v závislosti na poloze pístu. Tyto kompresory jsou vhodné spíše pro menší výkony. Mají menší účinnost a značnou tepelnou vazbu mezi sáním a výtlačkem. [11]



Obr.8. Rotační kompresor firmy LG [11]

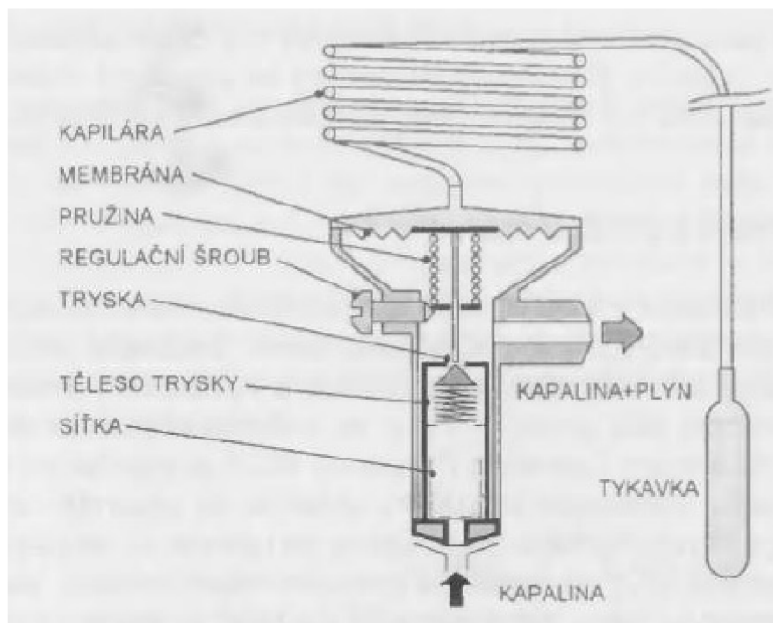
4.2 Expanzní ventil

Úkolem expanzního ventilu je vstřikování optimálního množství kapalného chladiva do výparníku. Toho lze docílit buď termostatickým expanzním ventilem (TEV) nebo elektronickým expanzním ventilem (EEV). Protože je žádoucí, aby do expanzního ventilu vstupovalo chladivo v kapalném stavu bez bublin, dává se před něj průhledítko a pokud jsou v něm vidět bubliny, něco je špatně. Obvykle se jedná o výskyt zúženého místa, ve kterém dochází k předčasné expanzi. [11]

TEV

Hlavním rozdílem mezi TEV a EEV je ve způsobu regulace vstřikování. TEV je řízen teplotním čidlem - tykavkou, což je malá nádobka naplněná vhodnou tekutinou, která spolu s teplotou mění svůj tlak a kapilárou jej přenáší na membránu. Membrána poté buď otevírá nebo zavírá vstřikovací trysku. Ze spodu na membránu působí tlak chladiva ve výparníku a tlak vyvolaný silou pružiny. Rozdíl tlaků nad a pod membránou určuje míru otevření ventilu. Tykavka bývá umístěna na sacím potrubí, těsně za výparníkem, kde je připevněna a patřičně zaizolována.

ZÁKLADNÍ SOUČÁSTI KOMPRESOROVÉHO TČ



Obr. 9. Schéma TEV [11]

EEV

Tento druh ventilu nemá membránu, ani tykavku. Je řízen elektronickou jednotkou, která na základě teplot za ventilem a za výparníkem otevírá nebo zavírá ventil. Oproti TEV je dražší a potřebuje řídicí jednotku, ale je spolehlivější a umožňuje jednodušší provoz.

4.3 Výměníky tepla

Tepelné čerpadlo ke své funkci potřebuje minimálně 2 výměníky tepla, kondenzátor a výparník.

Kondenzátor

V kondenzátoru se mění plynné chladivo na kapalné, tzn. energie je odebrána a předávána požadovanému médiu (voda, vzduch). Pokud je ohříváné médium voda, používají se obvykle výměníky deskové.

Deskový výměník se skládá z několika nerezových desek s prolisy, ve kterých proudí chladivo a médium, které chceme ohřát. Přenos tepla probíhá přes tyto desky, kde střídavě proudí proti sobě chladivo a médium. Tyto desky o tloušťce 0,5 - 1,2 mm jsou k sobě většinou svařeny nebo připájeny, což z nich činí nerozebíratelný celek, existují však i deskové výměníky s těsněním, které rozebíratelné jsou. Vzdálenost jednotlivých desek se pohybuje od 2,5 do 5mm. Důležitý parametr těchto výměníků je provozní tlak, který může být až 3MPa. Mezi výhody patří vysoká účinnost kolem 90 %, nízké zanášení a tím pádem i jednodušší údržba. Oproti trubkovým výměníkům je však složitější pro výpočet.[19]



Obr. 10. Deskový výměník[18]

Další možností je výměník trubka v trubce, ty jsou ale pro stejné přenesené výkony značně větší a proto se příliš nepoužívají.

Výparník

V tomto výměníku je teplo odebíráno okolí a předáváno do chladiva. Na jeho vstupu je chladivo plynné/kapalné a vystupuje v podobě přehřáté páry. U systémů voda-voda a země-voda se většinou používají výše zmíněné deskové výměníky. Pokud ovšem používáme jako zdroj tepla vzduch, je vhodnější výměník lamelový.

Lamelový kompaktní výměník se vyznačuje velkým poměrem teplosměnné plochy ku objemu (nad $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$), čehož je docíleno žebrováním v podobě lamel. Vzduch proudí v lamelových kanálech a tím se ochlazuje. Chladivo proudí v trubkách. Dalším poznávacím znakem je velká čelní plocha a malá hloubka. Výměník je pro lepší přenos tepla osazen ventilátorem.

5 Chladiva

Chladiva jsou obecně látky, které slouží pro přenos tepla a opakovaně se mění z plynu na kapalinu a naopak. Vhodnost chladiva pro danou aplikaci se hodnotí jak podle požadovaného výkonu, oblasti použití, kompresoru, ceny, a dalších kritérií, tak podle vlivu na okolní prostředí. Koeficient ODP (ozone depletion potencial), určuje vliv na ozonovou vrstvu a GWP (global warming potential) udává vliv na skleníkový efekt. Čím menší hodnoty koeficientů, tím nižší negativní vliv.

Základní dělení je podle:	druhu směsi:	-azeotropní chladiva
		-zeotropní chladiva
	chemického složení:	-CFC
	-	-HCFC
	-	-HFC
	-	-HC
		-HFO
		-anorganická chladiva

Azeotropní chladiva

Jsou to směsi, které mají dvě složky a chovají se jako čistá látka. To znamená, že vypařování probíhá za konstantního tlaku a teploty a během přeměny z páry na kapalinu neměnné složení. Mezi azeotropní směsi chladiva se řadí například R505, R507. [10]

Zeotropní chladiva

Pokud mají chladiva během přeměny páry na kapalinu proměnné složení, mluvíme o zeotropních chladivech. Zpravidla mívají 2 a více složek s rozdílnou vypařovací teplotou (vypařování probíhá za proměnného tlaku a teploty). Pokud je rozdíl těchto teplot jen velmi malý, nazýváme je blízkce azeotropními chladivy. U těchto druhů chladiv se udává teplotní skluz, což je rozdíl mezi teplotami varu jednotlivých složek. Zeotropní chladivo je například R407A.

CFC- Chlorofluorokarbony

První generace chladiv, která je charakteristická vysokým ODP. V dnešní době jsou již zakázané Montrealským protokolem z důvodu ničení ozonové vrstvy. Nazývají se také jako tvrdé freony a jejich zástupcem jsou např. chladiva R11, R12, R113, R114, R502

CHLADIVA

HCFC- Hydrochlorofluorokarbony

Druhá generace chladiv, jinak nazývaná jako měkké freony, které měly nahradit CFC. Ovšem stejně jako jejich předchůdce byly ze stejného důvodu zakázány a do dnešních zařízení se už nedávají. Mezi HCFC patří R21, R22, R141b, R123, R124.

HFC- Hydrofluorokarbony

Třetí generace chladiv, neobsahující chlor, vyvinutá aby nahradila chladiva poškozující ozonovou vrstvu. R134a, R152a, R125, R404a, R407c.

HC- Uhlovodíky

Tyto přírodní chladiva jsou sice nezávadná (ODP=0 a GWP velmi nízké) ale jsou hořlavá, takže se hodí spíše pro použití v menším množství. Propan (R290), izobutan (R600a).

Anorganická chladiva

Mezi tyto chladiva se řadí například vzduch(R729), voda(R718), nebo čpavek(R717).

HFO- (Hydrofluoro-olefiny)

Vyvinuty za účelem výměny chladiv HFC. Jsou šetrnější k životnímu prostředí. R1234yf (GWP=4), R1234ze.

Mazací oleje

Pro správnou funkci kompresoru je potřeba jej mazat, což je realizováno pomocí olejů, ve kterých se chladivo rozpouští a malé množství oleje je neustále unášeno po celém okruhu. S chlorovanými a některými bezchlorovými chladivy se používaly oleje minerální nebo alkylbenzenové, většina HFC chladiv vyžadují polyolesterové oleje, které jsou dražší. Naopak s chladivy HC je možno použít kterýkoli ze jmenovaných olejů. Tyto oleje bývají naplněné v nových kompresorech, takže při jeho výběru je potřeba dát pozor na kompatibilitu s chladivem.

Pokud je chlorované chladivo nahrazeno ekologičtějším chladivem bez změny mazacího oleje (zůstává minerální nebo alkylbenzenové), jedná se o tzv. metodu "drop-in".

Pokud se s chladivem musí zároveň vyměnit i olej, jedná se o metodu "retrofit". [3,10]

6 Topný faktor (COP)

Protože tepelné čerpadlo pouze nemění elektrickou a následně mechanickou energii kompresoru na tepelnou, ale získává navíc teplo z okolí, neudává se u něj účinnost, která by přesahovala 100%. Topný faktor neboli coefficient of performance je jedna z nejdůležitějších vlastností tepelného čerpadla a platí, že čím vyšší COP, tím vyšší úspora el. energie. Jeho hodnota udává kolikrát více energie jsme ze systému získali, oproti energii do něj vložené. Počítá se jako podíl předaného tepla v kondenzátoru, ku příkonu kompresoru a tak je jasné, že se změnou teploty zdroje se bude měnit i hodnota COP. Hodnoty kompresorových TČ většinou nabývají hodnot 3 až 5 v závislosti na provozních podmínkách.

$$COP = \frac{Q_{zdroj}}{Q_{komp}} \quad (6.1)$$

vztah (6.1), kde

$Q_{zdroj} \dots$

teplo předané v
kondenzátoru [W]

$Q_{komp} \dots$

příkon kompresoru [W]

Z toho důvodu, aby hodnota topného faktoru měla nějakou vypovídající hodnotu, se uvádí COP při normových podmínkách, které jsou pro jednotlivé druhy TČ různé. Tyto podmínky a metodiku měření uvádí norma ČSN EN 14511-2.

Tab.1. Používané teploty pro stanovení COP

	Vzduch-voda		Voda-voda		Země-voda	
	Vstup[°C]	Výstup[°C]	Vstup[°C]	Výstup[°C]	Vstup[°C]	Výstup[°C]
Nízké teploty	7	35	10	35	0	35
Střední teploty	7	45	10	45	0	45
Vysoké teploty	7	55	10	55	0	55
Velmi vysoké teploty	7	65	10	65	0	65

Kde vstup znamená teplota média na vstupu do výparníku a výstup znamená teplota média na výstupu z kondenzátoru.

6.1 Sezónní topný faktor (SCOP)

Protože COP nezahrnuje celoroční vlivy, existuje tzv. sezónní topný faktor (seasonal coefficient of performance), který tyto nedostatky vyplňuje. Do SCOP je zahrnuta nejen efektivita čerpadla, ale i spotřeba záložního elektrokotle, spotřeba čerpadla při vypnutém termostatu, pohotovostním režimu, ztráta při vypnutém stavu, nebo potřebná energie v režimu zahřívání skříně kompresoru. Podrobný výpočet je uveden v normě ČSN EN 14825.

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (6.2)$$

Vztah (6.2) dle [13], kde

$Q_H...$	referenční roční spotřeba tepla pro vytápění [kWh]
$Q_{HE}...$	roční spotřeba el. energie [kWh]

SCOP se počítá jak z energetické bilance tepelného čerpadla, tak zahrnuje i pokrytí tepelné ztráty v topné sezoně, což určuje bivalentní teplota. Je to teplota, při které zvládne TČ pokrýt tepelnou ztrátu na 100 %. Pro výpočet SCOP dále hraje roli teplotní pásmo, ve kterém se bude TČ používat. První pásmo se nazývá "teplejší" a dosahuje průměrné teploty v topném období 2 °C. Druhé pásmo s názvem "průměrné" s průměrnou teplotou -10 °C. Poslední pásmo je "chladnější" s průměrnou venkovní teplotou -22 °C. [10,11,13]

6.2 Sezónní energetická účinnost (η_s)

Vychází z SCOP a je to účinnost vyjadřující efektivitu zdroje z hlediska využití primární energie, který v sobě zahrnuje průměrnou účinnost výroby el. energie v EU, což je 40%.

$$\eta_s = \frac{SCOP}{2,5} - \sum F_i \quad (6.3)$$

Vztah (6.3) dle [14] kde

$F1...$	korekční faktor, který zahrnuje negativní vliv regulace uživatelem=3 %
$F2...$	korekční faktor, který zahrnuje negativní vliv příkonu oběhových čerpadel v okruhu výparníku. Pro voda-voda je 5 %, jinak 0 %.

Tato účinnost se společně s hladinou akustického výkonu od 26.9.2017 musí řídit požadavky na ekodesign, podle nařízení komise EU č.813/2013.

Pro nízkoteplotní TČ je podmínka $\eta_s \geq 125 \%$

TOPNÝ FAKTOR

Pro ohřívače pro vytápění vnitřních prostorů s TČ a kombinované ohřívače s TČ musí být $\eta_s \geq 110\%$.

Maximální hladiny akustického výkonu jsou patrné z tabulky 2. kde L_{WAin} znamená limit pro vnitřní prostředí a L_{WAout} , pro venkovní.

Tab.6.2. Maximální hladina akustického výkonu

[dB]	≤ 6 kW	6-12kW	12-30kW	30-70kW
L_{WAin}	60	65	70	80
L_{WAout}	65	70	78	88

7 Odpadní teplo

Teplo, které vzniká jako vedlejší produkt při práci, nazýváme jako odpadní. Protože neexistuje stroj, který by měl 100% účinnost, není možné produkci tohoto tepla zamezit, a tak je dobré ho vhodným způsobem využít. Odpadní teplo je přítomno všude v průmyslu, ale i v domácnosti, zkrátka všude kolem nás.

Z tohoto důvodu je v dnešní době využití odpadního tepla velice probíraným tématem, proto se řada firem zajímá a nabízí způsoby jeho využití, a tím i úsporu energií a životního prostředí.

Zdrojů odpadního tepla je celá řada. Mezi ty největší patří procesy elektráren, oceláren, skláren, ale i zdroje v podobě větraného vzduchu, odpadní vody a další. V těchto provozech vzniká nadměrná produkce tepla, které by se jinak bez užitku vytratilo do okolí.



Obr.7.1. JE Dukovany [1]

Tyto zdroje, se podle teplot dále rozdělují na nízkopotenciální (do 250 °C), se středním potenciálem (250-650 °C) a vysokopotenciální (nad 650 °C). [2]

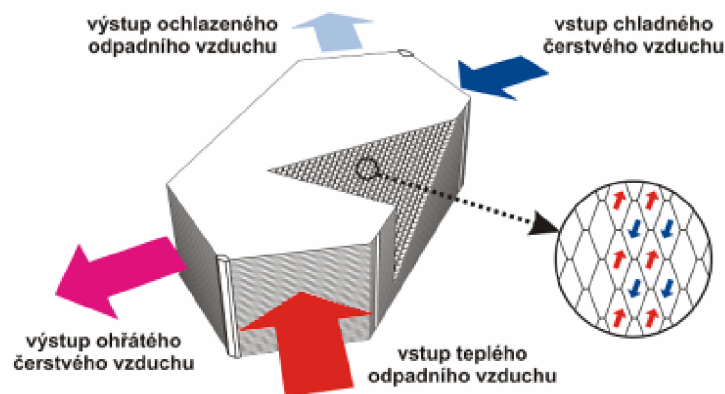
Hlavní využití je pro vytápění, chlazení, výrobu elektrické energie, případně všechno najednou.

7.1 Vytápění

Pokud máme zdroj odpadního tepla, můžeme ho využít k účelům vytápění. Toho lze docílit například přečerpáním tohoto zdroje na vyšší potenciál za pomoci tepelného čerpadla, nebo ve výměníku jeho tepelnou energii přenést do látky, kterou chceme ohřát.

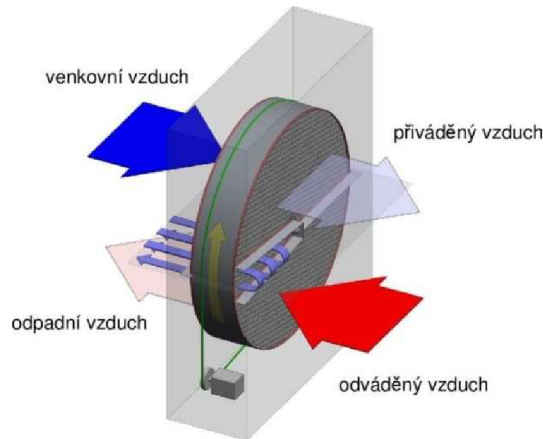
Kompresorová tepelná čerpadla se používají pro nízké teploty maximálně kolem 45 °C (různé zdroje uvádí různé teploty) a proto se zdroj v podobě nízkopotenciálního odpadního tepla jeví jako výhodný. Při výparné teplotě kolem 45 °C dosahují kondenzační teploty až 90 °C, takže mohou sloužit jak pro vytápění, tak pro ohřev TUV a další účely.

Výměník tepla, sloužící pro ohřátí čerstvého vzduchu vzduchem odpadním se nazývá rekuperační nebo regenerační. Liší se tím, že rekuperační výměníky mají pevnou přepážku, která odděluje proudy vzduchu, kde tak nemůže dojít k promíchání a tím pádem znečištění přívodního vzduchu. Jsou 2 základní provedení. První typ je trubkový výměník, který má sice nízké účinnosti v rozmezí 20-40 %, ale dobře se čistí, díky čemuž je vhodný pro průmyslové využití. Další, typ je deskový křížový rekuperátor, který dokáže pracovat s vyšší účinností 60-90 % v protiproudém uspořádání. S větší teplosměnnou plochou se však zužují kanálky, což má za následek vyšší tlakovou ztrátu a horší čistitelnost. Jako materiál pro tyto výměníky se používají především slitiny hliníku, nerez a plasty.[4] [5].



Obr. 7.2. Princip křížového protiproudého výměníku [5]

Regenerační výměníky pracují tak, že využívají část svojí hmoty k akumulaci tepla i vlhkosti odpadního vzduchu. Čerstvý vzduch se tak dostane do kontaktu s odpadním. Nejčastějším uspořádáním je rotační výměník, který energii odpadního vzduchu akumuluje do rotoru, který ji svým otáčením přenáší do proudu čerstvého vzduchu. Toto zařízení dokáže pracovat s účinností běžně přes 80 %, právě díky přenášené vlhkosti. Materiál rotoru je opět především hliníková slitina, ale vyrábí se i z plastových materiálů a materiálů na bázi celulózy [6].



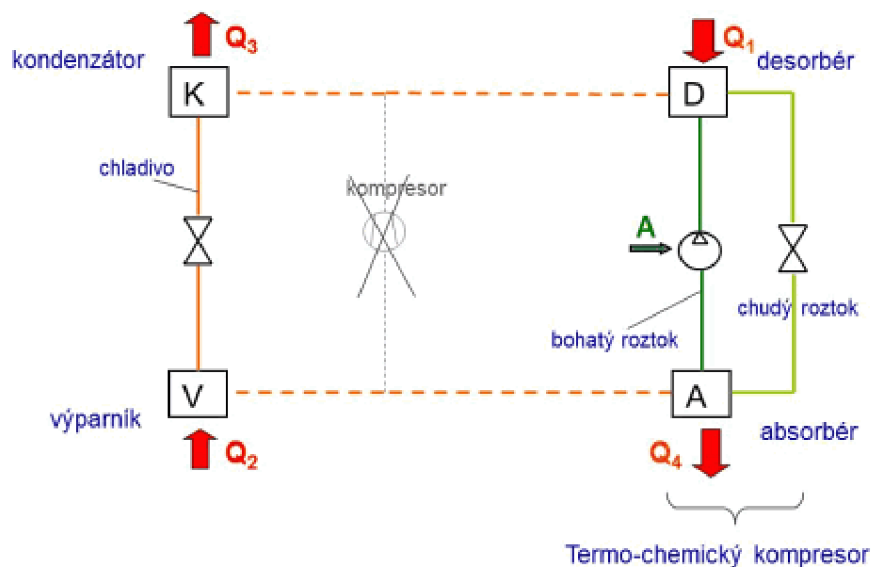
Obr. 7.3. princip Rotačního výměníku [6]

V dnešní době čím dál častější, od 1.1.2018 dokonce povinné v každé obousměrné větrací jednotce určené pro jiné než obytné účely, a to s minimální účinností 73 %. [6]

7.2 Chlazení

Využití odpadního tepla pro výrobu chladu je možné díky sorpčním oběhům, které mají tu výhodu, že ke svému fungování nepotřebují kompresor, a tak spotřebují méně elektrické energie. Udává se 5 % elektrické energie z dodávaného tepelného toku. [7]

Absorpční oběh funguje na principu rozpuštění plynů nebo par v kapalinách. Plyn nebo pára se v tomto oběhu nazývá chladivo a kapalina ve které se rozpouští absorbent. Využívají se dvojice, které mají při stejném tlaku rozdílný bod varu, a to většinou amoniak jako chladivo a voda jako absorbent, nebo bromid litný jako absorbent a voda jako chladivo. U prvně zmiňovaného je výparná teplota nižší než 0 °C, hodí se proto pro průmyslové využití. Naopak dvojice bromid litný s vodou má výparnou teplotu vyšší než 0 °C a z toho důvodu je vhodná pro chlazení vody do systémů klimatizace. [7]



Obr. 7.4. Schéma absorpčního oběhu [7]

ODPADNÍ TEPLA

Ve výparníku dochází k odejmutí tepla z ochlazované látky, což má za následek vypaření chladiva, které se přesouvá do absorberu, kde jsou absorbovány do absorbentu, přičemž dojde k uvolnění absorpčního tepla, které je větší než kondenzační. Tato směs (bohatá) je přečerpána na vyšší tlakovou hladinu do desorbéru, ze kterého jsou po dodání potřebného tepla vypuzeny páry chladiva. Tyto páry o vysokém tlaku následně putují do kondenzátoru, kde odevzdají svoje latentní teplo a přes škrtkovací ventil, kde je jejich tlak snížen, putují opět do výparníku. Zbytek směsi (chudá) z desorbéru jde přes škrtkovací ventil zpět do absorberu. [7]

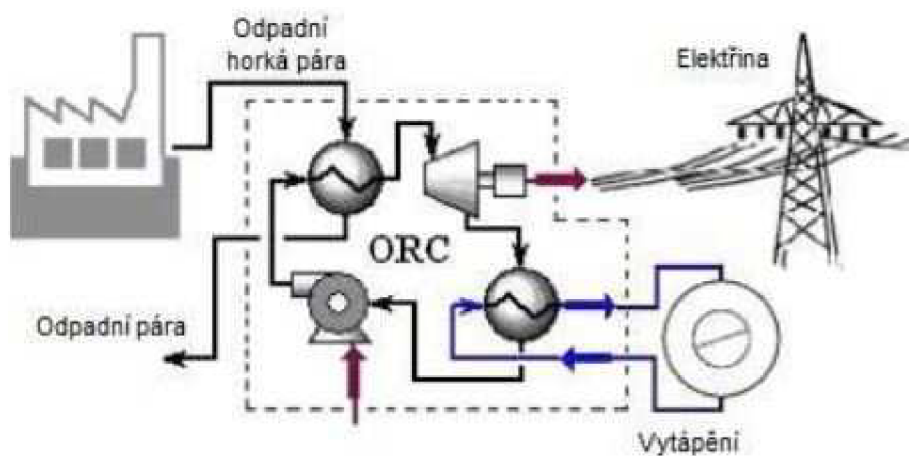
Další oběh využívající teplo pro chlazení se nazývá adsorpční. Tento oběh se od předchozího liší tím, že adsorbent není kapalná látka, ale pevná. Pro účely adsorpčního chlazení se jako adsorbent používá nejčastěji minerál zeolit, který má tu vlastnost, že dokáže na svůj povrch navázat molekuly páry a následně je určitým teplem vypudit, podobně jako u absorpčního oběhu. Další rozdíl je v teplotě potřebné k desorpci, u adsorpčních cyklů se udává 80 až 120 C, u desorpčních 180 až 250 °C. [7]

Výhody tohoto chlazení oproti kompresorovému je především v mnohonásobně nižší spotřebě el. energie, tichosti chodu z důvodu nepřítomnosti kompresoru, delší životnosti a možnosti použití (nejen) odpadního tepla. Nevýhody jsou zejména ve velikosti těchto zařízení, potřeba velké tepelné energie a pořizovací náklady.

7.3 Výroba elektrické energie

Organický Rankin-Clausiusův cyklus neboli ORC, je modifikovaný Rankin-Clausiusův cyklus, kde se jako teplotonosná látka používá chladivo, které má oproti vodě nižší teplotu varu. Díky tomuto faktu je možné ORC využít i pro zdroj ve formě nízkopotenciálního odpadního tepla. ORC se používá zejména ve spojení s biomasou, geotermální energií a také solární energií.

Princip lze snadno pochopit ze schéma kogenerační jednotky využívající ORC níže.



Obr.7.5. Schéma ORC využívající odpadní páru [8]

ODPADNÍ TEPLLO

Odpadní horká pára z procesu putuje do výparníku, ve kterém předá svoje teplo chladicí kapalině, která se následně vypaří. Páry chladiva následně expandují v turbíně, čímž jí uvedou do chodu a poté přes generátor dodá do sítě el. energii. Vyexpandované páry dále jdou do kondenzátoru, kde ještě odevzdají svoje latentní teplo, které lze použít například pro vytápění. Zkondenzované chladivo je čerpadlem dopraveno opět do výparníku a celý cyklus se opakuje.

7.4 Trigenerace

Pokud vyrábíme chlad, teplo i elektřinu záraz, nebo elektřinu a střídavě teplo/chlad, mluvíme o trigeneraci. Toho lze docílit spojením kogenerační jednotky (viz. obr.7.5. která využívá teplo pro výrobu elektřiny a vytápění) a absorpční chladicího oběhu. Možnost využití je jak pro provozy se střídavou potřebou vytápění v zimě a chlazení v létě, tak pro celoroční výrobu tepla a chladu zároveň. Nevýhodou je však vysoká pořizovací cena.[9]



Obr.7.6. Trigenerace pro střídavou potřebu vytápění/chlazení[9]

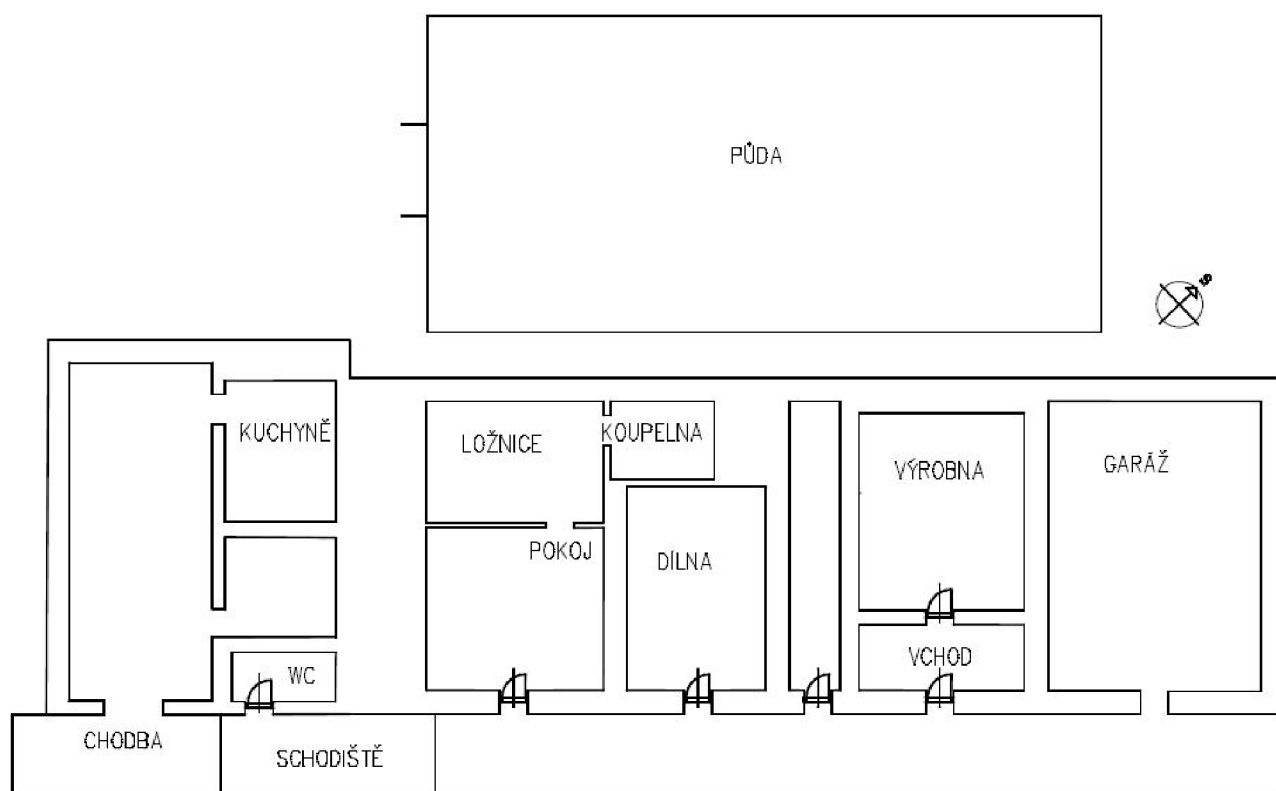


Obr.7.7. Trigenerace pro celoroční potřebu chladu i tepla [9]

8 Cíle práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout systém, který by dokázal využít odpadní tepelnou energii k ohřevu teplé vody, případně k vytápění. Objekt je středně velká restaurace a požadavky jsou zde na navržení větracího systému kuchyně, chlazení místnosti, kde se vyrábí čokoláda a chlazení místnosti, ve které vzniknou dva boxy, jeden pro chlazené potraviny, druhý pro mražené.

Teplo získané TČ bude využito k přípravě teplé vody.



Obr. 8.1 půdorys části objektu

9 Výrobna čokolády

Požadavek na teplotu vzduchu je zde 19 °C. Výrobna čokolády se nachází ve vnitřní části domu, nemá okna a z toho důvodu se jeví jako vhodná pro realizaci takto chlazené místnosti. Provozní doba je od 9. do 15. hodiny. Vevnitř se nachází 3 spotřebiče, a to výrobník čokolády, s příkonem 1000 W, lednice s příkonem 64,8 W a dvě nádoby pro udržení teploty čokolády o příkonu 80 W.



Obr. 9.1. Čokoládovna

9.1 Tepelné zisky výroby čokolády

Byly vypočteny podle normy ČSN EN 73 0548 [20]

9.1.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla

Produkce tepla lidí

Dle [20] se zahrnuje pouze teplo citelné a lze vypočítat podle vztahu

$$Q_L = 0,85 \cdot i_z \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) \quad (9.1)$$

$$Q_L = 0,85 \cdot 1 \cdot 6,2 \cdot (36 - 19) = 89,6 \text{ W}$$

vztah (9.1), kde

i_z

počet žen v místnosti (85 % produkce mužů) [-]

t_i

teplota místnosti [°C]

VÝROBNA ČOKOLÁDY

Produkce tepla svítidel

Podle tab. 7. v normě [20] byla intenzita osvětlení vybrána jako 250 lx. Protože se v reálné místnosti svítí LED zářivkami, byl proveden přepočít výkonu podle světelného toku.

Potřebný světelný tok pro místnost

$$\Phi = E \cdot S_{\xi} \quad (9.2)$$

$$\Phi = 250 \cdot 4,256 \cdot 3,535 = 3761,2 \text{ lm}$$

Pokud uvažujeme, že LED zářivka produkuje 15 W/1500 lm, pak je požadovaný výkon

$$Q_{sv} = \frac{15}{1500} \cdot 3761,2 = 37,6 \text{ W} \quad (9.3)$$

vztah (9.2 ; 9.3) kde	E	intenzita osvětlení [lx]
	Φ	světelný tok [lm]
	S_{ξ}	plocha místnosti [m ²]

Produkce tepla elektromotorů

Vztah (9.4), kde účinnosti motorů byly vybrány podle tabulky 8 str.24 [20]

$$Q_m = c_1 \sum \left(c_2 \cdot c_3 \cdot \frac{N}{\eta_m} \right) \quad (9.4)$$

$$Q_m = 0,7 \left(1 \cdot 0,8 \cdot \frac{1000}{0,73} + 1,1 \cdot \frac{64,84}{0,63} \right) + 80 = 888,9 \text{ W}$$

vztah (9.4), kde	c_1	součinitel současnosti chodu všech motorů [-]
	c_2	zbytkový součinitel při odsávání [-]
	c_3	průměrné zatížení stroje [-]
	N	štitkový výkon elektromotoru [W]
	η_m	účinnost elektromotoru [-]

Produkce tepla ventilátorů

VÝROBNA ČOKOLÁDY

$$Q_v = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_v} \quad (9.5)$$

$$Q_v = \frac{\frac{1020}{3600} \cdot 132}{0,63} = 51,4 \text{ W}$$

Vztah (9.5), kde	V	objemový průtok ventilátorem [m ³ .s ⁻¹]
	Δp	celkový tlak ventilátoru [Pa]
	η _v	účinnost ventilátoru [-]

Zisky z okolních místností

Ukázkový výpočet pro jihozápadní stěnu, která sousedí se skladem.

tab.9.1. Součinitel přestupu tepla JZ zdi

JZ	Tloušťka vrstvy [m]	Tep. vodivost [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Tep. Odpor [m ² .K.W ⁻¹]	Součinitel prostupu [W.m ⁻² .K]
	d	λ	R	U _k
Vnějšek			0,13	1,10
Omítka vnější	0,02	0,80	0,02	
Cihla plná	0,50	0,80	0,63	
Omítka vnitřní	0,01	0,80	0,01	
Vnitřek	0,53		0,13	

$$Q_s = U_k \cdot S_s \cdot (t_e - t_i) \quad (9.6)$$

$$Q_s = 1,10 \cdot 12,60 \cdot (30 - 19) = 152,91 \text{ W}$$

Vztah (9.6) kde	U _k	součinitel prostupu tepla [W.m ⁻² .K ⁻¹]
	S _s	plocha stěny [m ²]
	t _i	vnitřní teplota [°C]
	t _e	teplota vedlejší místnosti [°C]

tab.9.2 . Tepelný tok vnitřními stěnami

Orientace stěny	Plocha stěny [m ²]	Tep. Tok [W]
	S	Qs
JZ	12,60	152,91
JV	9,32	159,32
S _{dveře}	1,14	15,05
Strop	15,04	257,08
Podlaha	15,04	-93,48
Celkem		584,35

9.1.2 Tepelné zisky z vnějšího prostředí

Tepelné zisky venkovními stěnami

Ukázkový výpočet je proveden pro severozápadní venkovní zeď.

Tab.9.3. Součinitel přestupu tepla SZ zdi

SZ	Tloušťka vrstvy [m]	Tep. vodivost [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Tep. Odpor [m ² .K.W ⁻¹]	Součinitel prostupu [W.m ⁻² .K]
	d	λ	R	Uk
Vnějšek			0,07	0,91
Omítka vnější	0,015	0,8	0,02	
Cihla plná	0,7	0,8	0,88	
Omítka vnitřní	0,01	0,8	0,01	
Vnitřek	0,725		0,13	

Jedná se o stěnu těžkou, tepelný tok se určí následovně

$$Q_s = U_k \cdot S_s \cdot (t_{rm} - t_i) \quad (9.7)$$

VÝROBNA ČOKOLÁDY

$$Q_s = 0,91 \cdot 10,46 (30 - 19) = 83,87 \text{ W}$$

Vztah (9.7) kde	U_k	součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
	S_s	plocha stěny [m^2]
	t_{rm}	průměrná rovnícenná denní teplota za 24h [$^{\circ}\text{C}$]
	t_i	vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$]

tab. .9.4. Tepelný tok venkovními stěnami

Orientace stěny	Průměrná rovnícenná teplota v červenci [$^{\circ}\text{C}$]	Plocha stěny [m^2]	Tep. Tok [W]
	t_{rm}	S	Q_s
SZ	27,80	10,46	83,87
SV	27,80	12,60	130,74
Celkem			214,61

Tepelný zisk infiltrací

Uvažované zisky jsou pro průtok vzduchu 3m^3 na jedno otevření, pro denní šestinásobnou průchodnost. Ukázkový výpočet je pro 15. hodinu

$$Q_i = V_i \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot (t_e - t_i) \quad (9.8)$$

$$Q_i = 0,0014 \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (30 - 19) = 18,3 \text{ W}$$

Vztah (9.8), kde	V_i	přívod vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
	ρ_i	hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
	c_i	měrná tep. kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

tab. 9.5. Tepelný zisk infiltrací

Čas [h]	Venkovní teplota [°C]	Tep. Tok infiltrací [W]
τ	t_e	Q_i
9:00	23	6,67
10:00	24,8	9,67
11:00	26,5	12,50
12:00	27,9	14,83
13:00	29,1	16,83
14:00	29,8	18,00
15:00	30	18,33

9.1.3 Vodní zisky

Vodní zisky od lidí

$$Q_{ivL} = m_w \cdot l_{23} \quad (9.9)$$

$$Q_{ivL} = 0,0197 \cdot 2500 = 49,3 \text{ W}$$

Vztah (9.9), kde m_w produkce páry jednoho člověka pro teplotu 19 °C [g.s⁻¹]
 l_{23} výparné teplo vody [kJ.kg⁻¹]

Odpar z mokrého povrchu

Proto, že se v místnosti často umývá nádobí, je uvažována i plocha 0,96m², ze které se odpařuje voda.

$$M_{wo} = (7 + 5,3 \cdot w) \cdot S \cdot (x_p'' - x) \cdot 10^{-3} \quad (9.10)$$

$$M_{wo} = (7 + 5,3 \cdot 0,1) \cdot 0,96 \cdot (0,065 - 0,0068) \cdot 10^{-3} = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vztah (9.10). kde w rychlost proudění vzduchu nad mokrým povrchem [m.s⁻¹]
 S mokrý povrch [m²]
 x_p'' měrná vlhkost nasyceného vzduchu při teplotě povrchu 45 °C [g.kg_{s.v.}⁻¹]
 x měrná vlhkost vzduchu nad povrchem [g.kg_{s.v.}⁻¹]

$$Q_{ivo} = M_{wo} \cdot l_{23} \quad (9.9)$$

$$Q_{ivo} = 3,5 \cdot 10^{-5} \cdot 2500000 = 87,5 \text{ W}$$

VÝROBNA ČOKOLÁDY

9.1.4 Celkové zisky citelným teplem

$$Q_{c,\check{c}} = Q_L + Q_{sv} + Q_m + Q_v + Q_s + Q_i \quad (9.11)$$

$$Q_{c,\check{c}} = 89,6 + 37,6 + 888,9 + 51,4 + 798,9 + 18,3 = 1884,7 \text{ W}$$

9.1.5 Celkové zisky vázaným teplem

$$Q_{iv,\check{c}} = Q_{ivL} + Q_{ivo} \quad (9.12)$$

$$Q_{iv,\check{c}} = 49,3 + 87,5 = 136,8 \text{ W}$$

9.1.6 Celkový tepelný zisk

$$Q_{\check{c}} = Q_{c,\check{c}} + Q_{iv,\check{c}} = 2021,5 \text{ W}$$

9.2 Návrh chlazení výroby čokolády

Pro chlazení byl navržen fan-coil Carisma Fly CVP-ECM 4 [25] s maximálním jmenovitým výkonem 3,75 kW. Protože se však podmínky v čokoládovně neshodují s podmínkami uvádějí výrobcem, bude proveden přepočít výkonu.

K tomu, aby bylo možné provést přepočít výkonu, je potřeba znát součin teplosměnné plochy a součinitel prostupu tepla výměníku.

tab.9.6 hodnoty uváděné výrobcem pro vodu

Výkon [W]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]
Q_{fc}	$t_{in,w}$	$t_{out,w}$	m_w
3750	7	12	0,18

tab.9.7 hodnoty uváděné výrobcem pro vzduch

Výkon [W]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]
Q_{fc}	$t_{in,a}$	$t_{out,a}$	m_a
3750	27	12,39	0,26

Tento součin lze vypočítat pomocí metody logaritmického teplotního spádu LMTD.

LMTD protiproud

$$\Delta t_{LMTD,p} = \frac{(t_{in,a} - t_{out,w}) - (t_{out,a} - t_{in,w})}{\ln \frac{t_{in,a} - t_{out,w}}{t_{out,a} - t_{in,w}}} \quad (9.13)$$

$$\Delta t_{LMTD,p} = \frac{(27 - 12) - (12,39 - 7)}{\ln \frac{27 - 12}{12,39 - 7}} = 9,38 \text{ °C}$$

Vztah (9.12), kde

$t_{in,a}$

teplota vzduchu na vstupu [°C]

$t_{out,a}$

teplota vzduchu na výstupu [°C]

VÝROBNA ČOKOLÁDY

$t_{in,w}$ teplota vody na vstupu [°C]

$t_{out,w}$ teplota vody na výstupu [°C]

Protože se však jedná o křížový výměník, je potřeba provést korekci.

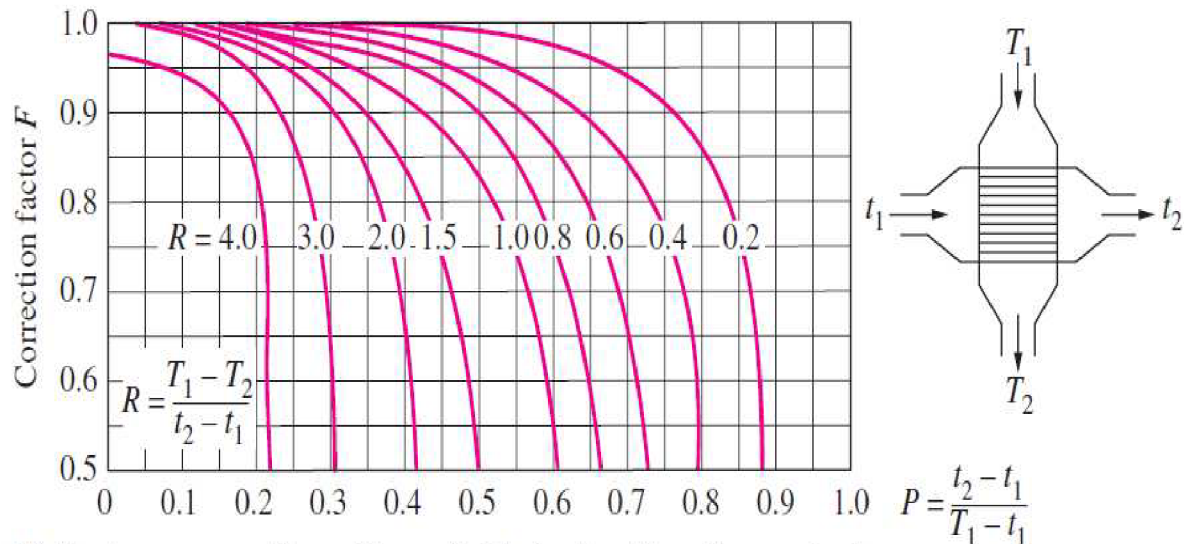
Korekční faktor křížového výměníku

Nejprve se vypočítají součinitele P a R

$$P = \frac{t_{out,a} - t_{in,a}}{t_{in,w} - t_{in,a}} = \frac{12,39 - 27}{7 - 12} = 0,73 \quad (9.14)$$

$$R = \frac{t_{in,w} - t_{out,w}}{t_{out,a} - t_{in,a}} = \frac{7 - 12}{12,39 - 27} = 0,34 \quad (9.15)$$

A nyní podle obr.9.2 určíme korekční součinitel



(d) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*

obr.9.2 korekční součinitel křížového výměníku

$F=0,8$ což znamená, že můžeme přepočítat logaritmický teplotní spád a spočítat $k.S$

Logaritmický teplotní spád křížového výměníku

$$\Delta t_{LMTD,k} = \Delta t_{LMTD,p} \cdot F = 9,38 \cdot 0,8 = 7,51 \text{ °C} \quad (9.16)$$

Hodnota součinu $k.S$

$$Q_{fc} = k \cdot S \cdot \Delta t_{LMTD,k} \quad (9.17)$$

$$k \cdot S = \frac{Q_{fc}}{\Delta t_{LMTD,k}} = \frac{3750}{7,51} = 499,2 \text{ W/K}$$

VÝROBNA ČOKOLÁDY

Tímto způsobem, je potřeba zvolit průtok vody takový, aby při maximálních otáčkách ventilátoru pokrýval tepelné zisky výroby čokolády. Toho bylo docíleno v programu Microsoft Excel za pomoci řešitele. Tepelný tok předávaný ve výměníku by se měl rovnat tepelným tokům ze vzduchu do vody a naopak.

tab.9.8 skutečné hodnoty na straně vody

Výkon [W]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]
Q_{fc}	$t_{in,w}$	$t_{out,w}$	m_w
2027	7	12	0,10

tab.9.9 skutečné hodnoty na straně vzduchu

Výkon [W]	Vstupní teplota [°C]	Výstupní teplota [°C]	hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]
Q_{fc}	$t_{in,a}$	$t_{out,a}$	m_a
2027	19	11,10	0,26

tab.9.10 skutečné hodnoty výměníku

Výkon [W]	LMTD protiproud [K]	LMTD křížový [K]	Součinitel [-]	Součinitel [-]	Korekční faktor křížového uspořádání [-]
Q_{fc}	$\Delta t_{LMTD,p}$	$\Delta t_{LMTD,k}$	P	R	F
2027	5,42	4,07	0,66	0,63	0,75

10 Chladicí a mrazicí boxy

Druhým chlazeným prostorem je nynější dílna. Tato místnost má rozměry 4,388 x 3,003 m s výškou 2,8 m a plán je takový, že blíž ke vstupu se bude nacházet chladicí box s požadovanou teplotou 2 °C o rozměrech 3,003 x 3,188 m s výškou 2,4 m a ve zbytku prostoru bude mrazicí box s teplotou -18 °C a rozměry 3,003 x 1,2 m. Tyto prostory budou izolovány PUR panely o tloušťce 50 mm pro chladicí box a 100 mm pro mrazicí box. Ke vstupu budou sloužit chladírenské dveře 500TN od firmy Frigomont, mrazírenské dveře 604LWT od stejné firmy.

10.1 Tepelná zátěž boxů

Výpočty tepelné zátěže byly provedeny podle ASHRAE [21]. Ukázkový výpočet je uveden pro chladicí box, výsledky výpočtů mrazicího boxu jsou uvedeny v příložených tabulkách.

10.1.1 Prostupem tepla

Tyto zisky zahrnují jak prostup tepla do okolních místností, tak do venkovního prostředí. Výpočet byl proveden stejně jako v kapitole 9.1.1. a 9.1.2. proto jsou zde uvedeny pouze tabulky s výsledky zvlášť pro každý box. Podrobnější informace o skladbách stěn jsou v příloze. Venkovní vzduch je uvažován 30 °C, teplota podlahy 15 °C.

tab.10.1.zisk mrazicího boxu

Stěny	Plocha stěny [m ²]	Tepelný tok [W]
	S	Qs
SZ	6,73	73,77
JZ	2,40	24,24
SV	2,40	24,24
JV	4,83	23,59
Dveře	1,90	9,10
Podlaha	2,80	22,09
Strop	2,80	32,84
Celkem		209,88

tab.10.2.zisk chladicího boxu

Stěny	Plocha stěny [m ²]	Tepelný tok [W]
	S	Qs
SZ	4,83	-23,59
JZ	7,53	74,53
SV	7,53	74,53
JV	5,07	51,25
Dveře	1,90	20,70
Dveře	1,90	-9,10
Podlaha	9,11	52,34
Strop	9,11	117,38
Celkem		358,03

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

10.1.2 Produkce tepla potravin

Tento zisk zahrnuje tepelný tok jdoucí od potravin s rozdílnou teplotou než je teplota chlazeného prostoru. Pro chladicí box je uvažována počáteční teplota potravin 4 °C a pro mrazicí -17 °C.

Ukázkový výpočet zatížení potravinami pro hovězí maso

Výpočet skupenského tepla tání potravin

$$l_{12} = l_{12,v} \cdot x \quad (10.1)$$

$$l_{12} = 334 \cdot 0,68 = 227,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vztah (10.1), kde $l_{12,v}$ skupenské teplo tání vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 x hmotnostní podíl vody [-]

Výpočet energie, potřebné pro zchlazení potravin na požadovanou teplotu

$$Q_1 = m \cdot c_1 \cdot (t_1 - t_3) \quad (10.2)$$

$$Q_1 = 150 \cdot 3,4 \cdot (4 - 2) = 1530 \text{ kJ}$$

Vztah (10.2) kde m hmotnost skladovaného druhu potravin [kg]
 c_1 měrná tepelná kapacita skladovaného druhu potravin před zmražením [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 t_1 teplota potravin při vstupu do boxu [°C]
 t_3 žádaná teplota potravin [°C]

Výpočet výkonu potřebného pro zchlazení potravin na požadovanou teplotu

$$q = \frac{Q_1}{3600 \cdot n} \quad (10.3)$$

$$q = \frac{1530}{3,6 \cdot 2} = 212,5 \text{ W}$$

Vztah (10.3), kde Q_1 energie potřebná pro zchlazení potravin na požadovanou teplotu [kJ]
 n počet hodin, za kterou se potravin zchladí na požadovanou teplotu [h]

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

tab.10.3.zátěž potravinami chladicího boxu

Druh	Množství [kg]	Potřebný čas [h]	Počáteční teplota [°C]	Konečná teplota [°C]	Podíl vody [-]	Skupenské teplo tání [kJ.kg ⁻¹]	cp před zmražením [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Energie pro požadovanou teplotu [kJ]
	m	n	t ₁	t ₃	x	l ₁₂	c ₁	Q ₁
hovězí	150	2	5	2	0,68	227,12	3,4	1530
kuřecí	100	2	5	2	0,66	220,44	4,34	1302
vepřové	100	2	5	2	0,62	207,08	3	900
zelenina	100	2	5	2	0,9	300,6	3,9	1170
Celková potřeba odvedené energie [kJ]								4902
Celkový potřebný výkon[W]								680,8333

tab.10.4. zátěž potravinami mrazicího boxu

Druh	Množství [kg]	Potřebný čas [h]	Počáteční teplota [°C]	Konečná teplota [°C]	Podíl vody [-]	Skupenské teplo tání [kJ.kg ⁻¹]	cp po zmražení [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Energie pro požadovanou teplotu [kJ]
	m	n	t ₁	t ₃	x	l ₁₂	c ₂	Q ₂
Hovězí	50	2	-17	-18	0,68	227,12	2,2	110
Kuřecí	30	2	-17	-18	0,66	220,44	3,32	99,6
Vepřové	40	2	-17	-18	0,62	207,08	2,8	112
Zelenina	30	2	-17	-18	0,9	300,6	2	60
Celková potřeba odvedené energie [kJ]								381,6
Celkový potřebný výkon[W]								53,00

10.1.3 Produkce tepla svítidel

Výpočet byl proveden stejně jako v kapitole 9.1.1. , v boxech bude osvětlení realizováno stejnými LED žárovkami.

tab.10.5. zisk chladicího boxu

Intenzita osvětlení [lx]	Svítivost [lm]	Výkon LED světel na jednotku svítivosti	Výkon LED světel [W]
E	Φ	P/Φ	Qsv
250	2277,40	0,01	22,77

tab.10.6. zisk mrazicího boxu

Intenzita osvětlení [lx]	Svítivost [lm]	Výkon LED světel na jednotku svítivosti	Výkon LED světel [W]
E	Φ	P/Φ	Qsv
250	700,75	0,01	7,01

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

10.1.4 Tepelné zisky infiltrací

Ukázkový výpočet je pro infiltraci venkovního vzduchu do chladicího boxu. Infiltrace vzduchem z mrazáku je vyčíslena v tabulce.

Celková zátěž infiltrací, pokud jsou otevřené dveře

$$q = 0,577 \cdot W \cdot H^{1,5} \cdot \left(\frac{Q_s}{A}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_s}\right) \quad (10.4)$$

$$q = 0,577 \cdot 0,92 \cdot 2,06^{1,5} \cdot 12,5 \cdot \left(\frac{1}{0,56}\right) = 35033,74 \text{ W}$$

Vztah (10.4) kde	W	šířka dveří [m]
	H	výška dveří [m]
	Qs/A	zátěž citelným teplem infiltrací na 1m ² dveří zjištěno z grafu 5 v kapitole 24.5 [21] [kW.m ⁻²]
	Rs	poměr citelného tepla infiltrovaného vzduchu z tabulky 7 kapitola 24.5 [21] [-]

Denní část času, po který jsou dveře otevřeny

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (10.5)$$

$$D_t = \frac{(15 \cdot 15 + 60 \cdot 0,5)}{3600 \cdot 12} = 0,0059$$

Vztah (10.5), kde	P	denní průchodnost dveří - zvoleno 15 [-]
	θ_p	doba mezi otevřením a zavřením dveří během průchodu [s]
	θ_o	doba, kdy jsou dveře otevřeny [min]
	θ_d	denní provozní doba [h]

Průměrný zisk infiltrací během 24h

$$q_t = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (10.6)$$

$$q_t = 35033,74 \cdot 0,0059 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0) = 165,44 \text{ W}$$

Vztah (10.6), kde	q	celková zátěž infiltrací, pokud jsou otevřeny dveře [W]
	D _t	denní část času, po který jsou dveře otevřeny [-]
	D _f	faktor proudění vzduchu - podle [21] zvoleno 0,8

10.2 Návrh komponentů pro chladicí box

Kompresor

Jako chladivo bylo zvoleno přírodní R290 neboli propan. Toto chladivo je šetrné k životnímu prostředí, o čemž svědčí hodnoty ODP=0 a GWP=3, zároveň ale spadá do kategorie hořlavosti A3 tzn. velice hořlavé chladivo, které může ve směsi se vzduchem explodovat už při 1,7% koncentraci. Pokud známe chladivo a výkon, který má chladicí zařízení zajistit, můžeme začít s návrhem vhodného kompresoru. Kompresor byl vybrán od firmy Danfoss pomocí návrhového softwaru Coolselector [22].

Požadované parametry:

tab.10.9. požadavky na kompresor

Chladicí výkon [W]	Vypařovací teplota [°C]	Přehřátí chladiva [K]	Kondenzační teplota [°C]	Podchlazení chladiva [K]
Q_{ch}	t_v	$t_{př}$	t_k	t_{pod}
1520	-6	5	30	4

Zdůvodnění požadovaných parametrů:

- potřebný chladicí výkon byl vypočítán jako 1520 W
- vypařovací teplota zvolena jako -6° C protože rozdíl mezi teplotou v místnosti a vypařovací teplotou by se měl pohybovat mezi 7-10 K [36]
- přehřátí chladiva zvoleno jako 5 K z důvodu vyšší stability odpařeného chladiva
- kondenzační teplota zvolena 30 °C, protože je to nejnižší povolená hodnota u žádaného kompresoru
- podchlazení chladiva zvoleno 4 K, aby byla vyšší stabilita zkapalněného chladiva.

Vybrán byl pístový on/off kompresor SC15CNX od firmy Danfoss s těmito parametry, které splňují zadané požadavky.

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

tab.10.10. parametry kompresoru

Chladicí výkon [W]	Topný výkon [W]	Příkon [W]	Hmotnostní průtok chladiva [kg.h ⁻¹]	Tlak na sání [bar]	Tlak na výtlačku [bar]
Q_{ch}	Q_t	P	m	p_s	p_v
1551	1827	459	18,17	3,93	10,79



obr. 10.1. kompresor SC15CNX

Výparník

Další nezbytnou součástí je výměník tepla sloužící pro zchlazení okolního vzduchu na požadovanou teplotu. Výparník byl navržen v návrhovém softwaru firmy Güntner a jeho parametry výparné teploty, přehřátí a výkonu jsou stejné jako u kompresoru. Tento výměník je typu trubka-lamela, s měděnými trubkami a hliníkovými lamelami a odtávání je zde řešeno elektricky. Ventilátor je s technologií EC, takže se dají plynule regulovat otáčky. Rozměry jsou 752x430x455 mm s přípojovacími průměry 12 mm . Ostatní parametry viz tabulka.

tab.10.11 parametry výparníku GACC RX 031.1/1-70.E-1846092M

Chladicí výkon [W]	Teplota vzduchu na vstupu [°C]	Teplota vzduchu na výstupu [°C]	Objemový průtok vzduchu [m ³ .h ⁻¹]	Příkon ventilátoru [W]	Teplosměnná plocha [m ²]
Q_{ch}	t_{in}	t_{out}	V	P	A
1550	2	0	1770	100	5,30



Obr.10.2 Výparník chladicího boxu

Termostatický expanzní ventil

Slouží ke vstřikování správného množství chladiva do výparníku a tím dosažení požadovaného přehřátí, vždy podle aktuální potřeby výkonu.

Pomocí programu Coolselector byl vybrán termostatický expanzní ventil *TU-4 NS6* od firmy Danfoss s následujícími parametry.

tab. 10.12. parametry TU-4 NS6

Jmenovitý výkon [W]	Minimální výkon [W]	Stupeň zatížení pro 1551W [%]
Q_{ch}	Q_{min}	K
2020	505	77

Tento ventil byl vybrán proto, že nabízí největší rozpětí výkonů z nabízených TEV.

TEV byl zvolen hlavně z důvodu nižší ceny, ta je oproti elektronickému expanznímu ventilu třetinová. Navíc nebude potřeba řídicí jednotky pro nastavení přehřátí. Nevýhodou je ovšem nutnost pořízení dalšího ventilu, který bude v případě dosažení požadované teploty v chladicím boxu uzavírat tok chladiva do výparníku.

Tělo tohoto ventilu je vyrobené z nerez a připojení je bimetalové, což má výhodu v jednodušším pájení.



obr. 10.3. TEV TU-4 NS6

Kondenzátor

Byl navržen jako deskový výměník chladivo/voda v návrhovém programu SSP od firmy SWEP. Svou velikostí 76x193 mm se řadí mezi kompaktní výměníky, umožňující velký přenos tepla i s malým průtokem protékajících médií. Průměry připojení jsou 16 mm.

tab.10.13. parametry kondenzátoru B5Fx6

Topný výkon [W]	Počet desek [-]	Teplosměnná plocha [m ²]	hm. Tok chladiva [kg.s ⁻¹]	hm. Tok vody [kg.s ⁻¹]
Q_t	n	A	m_{ch}	m_v
1827	6	0,048	0,000502	0,087



Obr. 10.4. kondenzátor B5Fx6

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

Sběrač kapalného chladiva

Z důvodu, aby zařízení zůstalo i po menším úniku chladiva stále funkční, se za kondenzátor zařazuje sběrač chladiva. Funguje na jednoduchém principu, kde jsou v tlakové lahvi dvě trubice. Ta trubice, která vede směrem k EV musí být ponořená v kapalině, čímž zaručuje, že se dál nedostanou tyto bublinky. Zároveň slouží jako zásobník chladiva, aby se v případě nutné výměny některého dílu nemuselo chladivo kompletně odčerpávat. Z toho důvodu by měl být sběrač schopný pojmout o něco málo víc chladiva, než je celková náplň.

Výpočet byl proveden podle [28]

$$\begin{aligned} V_{sb} &= 0,2 \cdot V_{cond} + 0,8 \cdot V_{vap} + V_{LL} = 0,2 \cdot 7,41 \cdot 10^{-5} + 0,2 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3} + 5,64 \cdot 10^{-5} \\ &= 1,75 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (10.9)$$

vztah (10.9), kde

V_{cond}	objem chladiva v kondenzátoru [m ³]
V_{vap}	objem chladiva ve výparníku [m ³]
V_{LL}	objem chladiva v kapalinovém potrubí [m ³]

Byla by tedy potřeba nádoba o objemu 1,75 l. Z tohoto důvodu volím sběrač chladiva EFM 2,3 od firmy KLIMAL by Frigomec o objemu 2,3 l s ventilem rotalock pro potřebu servisního zásahu.



obr. 10.5. sběrač chladiva EFM 2,3

Připojení je 10 mm, takže bude k propojení použito měděné rozšíření z 6 na 10 mm.

Filtrdehydrátor

Tento prvek slouží k chránění proti nečistotám, kyselinám a vlhkosti v potrubí, je to tedy důležitý prvek pro spolehlivost a trvanlivost celého systému. Skládá se z jádra, pohlcující vlhkost a mechanického síta pohlcující malé nečistoty. Byl zvolen jednosměrný filtrdehydrátor

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

od firmy Danfoss DML032/032s. Je hermetický a schválený pro uhlovodíková chladiva. Průměr připojení je 6 mm.



Obr.10.6. Filtrdehydrátor Danfoss

Průhledítko

Průhledítko se dává za sběrač chladiva a před filtrdehydrátor, slouží k indikaci případné vlhkosti a sledování toku chladiva. Většinou se volí pouze podle průměru dané části, což je v tomto případě 6 mm. Vybráno bylo opět od firmy Danfoss SGP 6s s pájecími konektory.



obr. 10.7. průhledítko SGP 6s

Elektromagnetický ventil

Slouží k uzavírání a otevírání přívodu chladiva směrem k výparníku. Pokud v chladicím boxu nastane požadovaná teplota, zastaví přívod a nízkotlaký presostat potom z důvodu nízkého tlaku na sání vypne kompresor. Vybrán byl opět ventil značky Danfoss EVR 3, který je plně hermetický, určený pro propan a přímo otevíraný, takže k jemu otevření není potřeba diference tlaků. Tělo je nerezové a připojení bimetalové, určené pro pájení s průměrem 6 mm.



obr. 10.8. elektromagnetický ventil EVR 3

Presostat

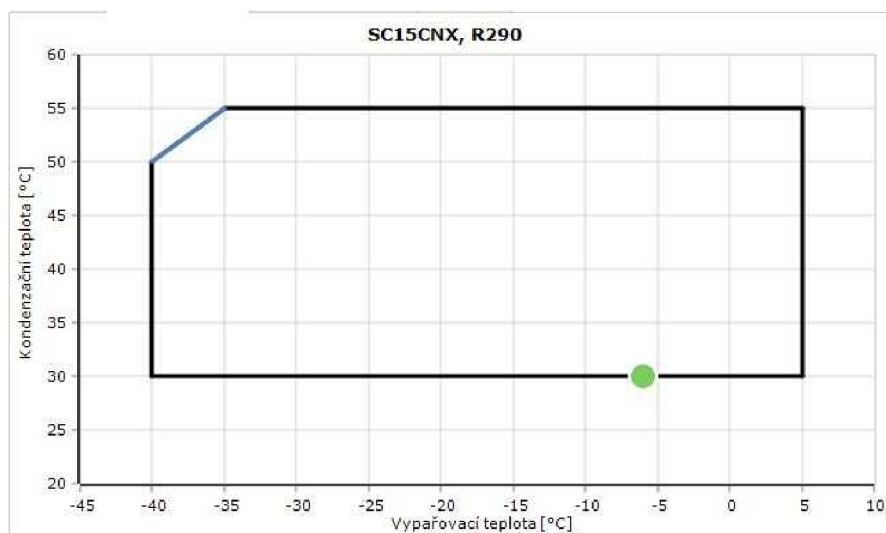
Tento prvek slouží k hlídání tlaku na sání a výtlaku, v případě že je tlak na sání příliš nízký, sepne nízkotlaký presostat (LP) a vypne kompresor, dokud se tlak nevrátí na normální hodnotu. Pokud je tlak na výtlaku naopak moc vysoký, sepne vysokotlaký presostat (HP), vypne kompresor a zpátky zapnout ho většinou může pouze obsluha manuálním tlačítkem. Byl vybrán presostat, který je nízkotlaký i vysokotlaký zároveň, od firmy Johnson controls P736-9300 s rozsahy tlaků LP 0,05 - 0,7 a pro HP 0,3 - 3 MPa.



Obr. 10.9. presostat P736-9300

Nastavení hodnot by se pak mělo pohybovat kolem tlakově nejslabšího článku systému, což je kompresor. Podle pracovního rozsahu vybraného kompresoru, je nejnižší pracovní tlak při teplotě sytých par $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, což je u propanu 1,11 bar, proto by bylo vhodné nastavit LP na hodnotu 1,15 bar. Nejvyšší pracovní tlak je pro teplotu sytých par $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, o hodnotě 19,07 bar, HP by tedy mělo být nastaveno na 19 bar.

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX



obr.10.10. pracovní rozsah kompresoru

Termostat

Slouží jako ovládací prvek, pro udržování požadované teploty. Vybrán byl termostat EKC 202B od firmy Danfoss, který má 3 reléové výstupy, jimiž se dá regulovat elektromagnetický ventil, otáčky ventilátoru výparníku a také elektrické odtávání.



obr. 10.11. Termostat EKC 202B

Vodní ventil

Vodní ventil se nachází v okruhu chladicí vody a slouží k regulaci průtoku. V případě, že tlak na výstupu z kondenzátoru poklesne a s ním i teplota, dostane ventil signál pro snížení průtoku vody a naopak. Tento signál je snížení nebo zvýšení tlaku plynu v tykavce, stejně jako u TEV. V případě, že se vypne chladivový okruh, vypne se i vodní. Vybrán byl ventil od firmy Danfoss s označením AVTA10.

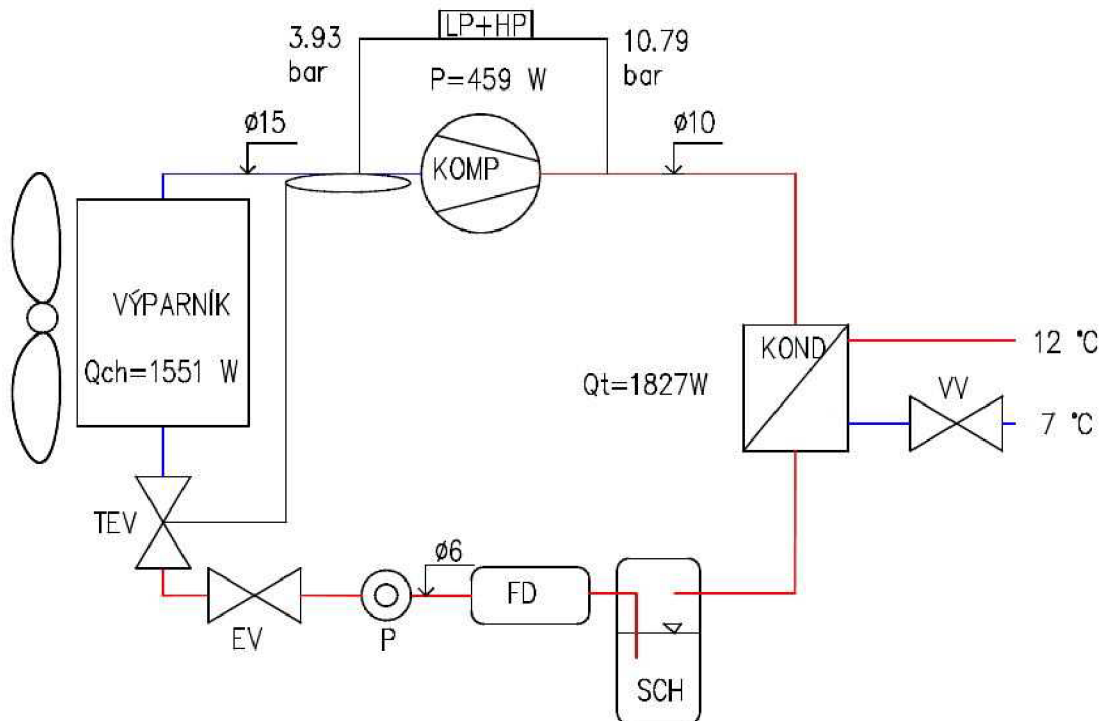
CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX



obr. 10.12. vodní ventil AVTA10

Dimenze potrubí

Pomocí programu Coolselector byly zvoleny dimenze potrubí tak, aby v něm proudilo chladivo optimální rychlostí, viz schéma.



obr. 10.13. schéma oběhu chladicího boxu

10.3 Návrh komponentů pro mrazicí box

Byly vybrány stejným způsobem, jako u chladicího boxu, pouze s jinými parametry.

tab. 10.14. požadavky na kompresor

Chladicí výkon [W]	Vypařovací teplota [°C]	Přehřátí chladiva [K]	Kondenzační teplota [°C]	Podchlazení chladiva [K]
Q_{ch}	t_v	$t_{př}$	t_k	t_{pod}
396	-24	5	30	4

Vybraný byl pístový on/off kompresor NLY80LAb s následujícími parametry.

tab. 10.15. parametry kompresoru NLY80LAb

Chladicí výkon [W]	Topný výkon [W]	Příkon [W]	Hmotnostní průtok [kg.h ⁻¹]	Tlak na sání [bar]	Tlak na výtlačku [bar]
Q_{ch}	Q_t	P	m	ps	pv
435	664	229	5,46	2,11	10,79

Výparník

GHF 020.2D od firmy Güntner s elektrickým odtáváním a ventilátorem bez možnosti plynulé regulace otáček. Rozměry jsou 0,613x0,326 x0,376 m ostatní parametry podle tabulky.

obr.10.16. parametry výparníku mrazáku

Chladicí výkon [W]	Teplota vzduchu na vstupu [°C]	Teplota vzduchu na výstupu [°C]	Objemový průtok vzduchu [m ³ .h ⁻¹]	Příkon ventilátoru [W]	Teplosměnná plocha [m ²]
Q_{ch}	t_{in}	t_{out}	V	P	A
400	-18	-19,30	745	70	3

Kondenzátor

Vybrán byl opět pájený deskový výměník firmy SWEP s označením BX8Tx4, který se od kondenzátoru v chladicím boxu liší pouze počtem desek (4).

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

tab.10.17. parametry kondenzátoru mrazáku

Výkon [W]	Počet desek [-]	Teplosměnná plocha [m ²]	hm. Tok chladiva [kg.s ⁻¹]	hm. Tok vody [kg.s ⁻¹]
Qt	n	A	mch	mv
649	4	0,046	0,00138	0,0309

TEV

Zvolen byl TEV TU-1 NS6 od firmy Danfoss, což je typově stejný TEV jako v chladicím boxu, pouze s jinými výkony.

tab.10.18. parametry TEV mrazáku

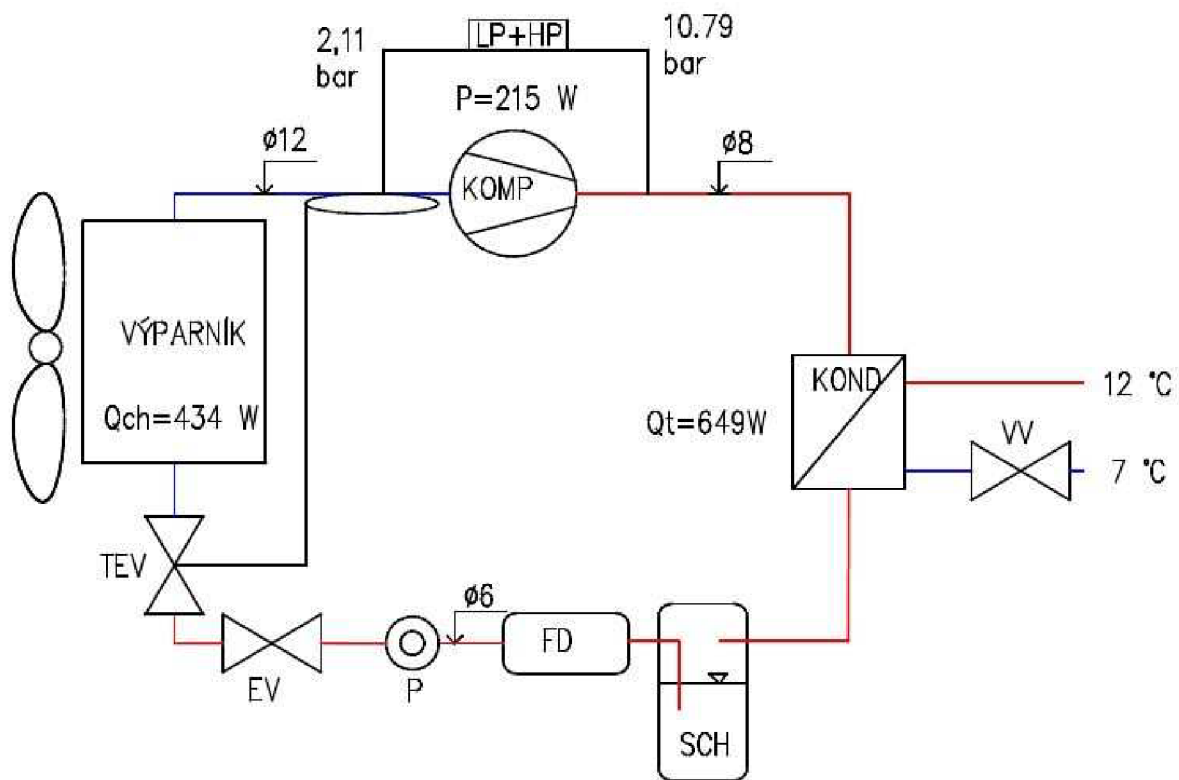
Jmenovitý výkon [W]	Minimální výkon [W]	Stupeň zatížení pro 396 W [%]
Q _{ch}	Q _{min}	K
524	131	76

CHLADICÍ A MRAZICÍ BOX

Ostatní komponenty

Ostatní komponenty byly zvoleny stejně, jako pro chladicí box, pouze sběrač chladiva je navržen pro objem 1,6 l (potřebný je alespoň 1,12 l). Vysokotlaký přesostat je nastaven na hodnotu 21 bar, protože nejvyšší hodnota pracovního rozsahu je 60 °C. Termostat byl zvolen EKC 202A, který se od EKC 202B liší pouze tím, že má o jeden reléový výstup méně (pro ovládání otáček ventilátoru).

Dimenze potrubí jsou navrženy podle programu Coolselector a zobrazené v následujícím schématu.



obr.10.15. schéma oběhu mrazicího boxu

11 Kuchyň

Kuchyň slouží pro vaření 150-200 jídel denně, jedná se tedy o středně velkou kuchyni. Provozní doba je od 7:00 do 21:00. Požadavky jsou zde na větrání, v létě chlazení přívodního vzduchu, aby byla vnitřní teplota 26 °C a v zimě ohřev přiváděného vzduchu, pro dosažení vnitřní teploty vzduchu 24 °C.

11.1 Množství větracího vzduchu

V kuchyni se nachází celkem 8 spotřebičů, z nichž každý produkuje teplo a páru. Z tohoto důvodu je potřeba zajistit vhodný odvod odpadního a přívod čerstvého vzduchu. Většina spotřebičů se v kuchyni nachází v řadě za sebou v tzv. varném bloku a bude pro ně tedy navrhována společná digestoř. Zbylé dva spotřebiče jsou mimo toto centrum a proto bude odtaž vzduchu řešen samostatnou digestoří.

Produkce citelného tepla a vlhkosti spotřebičů

Nejprve je podle [23] potřeba zjistit produkce citelného a vázaného tepla jednotlivých spotřebičů. Výpočet byl proveden podle tabulky 8. ve [23]. Dále potom výpočet konvekční tepelné zátěže jednotlivých spotřebičů. Ukázkový výpočet je proveden pro Konvektomat Fagor.

$$Q_{s,k} = P \cdot Q_s \cdot b \cdot \phi \quad (11.1)$$

$$Q_{s,k} = 36,4 \cdot 70 \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 8008 \text{ W}$$

Vztah (11.1), kde	P	příkon spotřebiče [kW]
	Q _s	měrná produkce citelného tepla (podle tabulky 7 v [23]) [W.kW ⁻¹]
	b	konvekční složka předaného tepla (dle[23]) [-]
	φ	součinitel současnosti [-]

Termický proud vzduchu, se vypočte následovně

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{5/3} \cdot r \quad (11.2)$$

$$V_{th} = 18 \cdot 8008^{1/3} \cdot (0,26 + 1,7 \cdot 0,95)^{5/3} \cdot 0,4 = 221,25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Vztah (11.2), kde	k	empiricky stanovený koeficient 18 m ^{4/3} .W ^{-1/3} .h ⁻¹
	Q _{s,k}	konvekční tepelná zátěž [W]
	z	účinná odsávací výška z=h-H ₀ [m]

KUCHYŇ

kde	h	výška odsávání [m]
	H_0	výška zdroje tepla nad podlahou [m]
	d_{hydr}	hydraulický průměr jednotlivých zdrojů $d_{hydr}=L_0 \cdot B_0 / (L_0 + B_0)$ [m]
kde	L_0, B_0	půdorysné rozměry zdroje tepla [m]
	r	redukční polohový faktor [-] podle tab. 9 v [23]

tab. 11.1 tabulka spotřebičů a jejich konvekční tepelné zátěže

Spotřebič				Elektrické a parní		Plynové	
	Příkon stroje [kW]	Konvekční tepelná zátěž [W]	Produkce páry [g.h ⁻¹]	Produkce citelného tepla [W.kW ⁻¹]	Produkce páry [g.(h.kW) ⁻¹]	Produkce citelného tepla [W.kW ⁻¹]	Produkce páry [g.(h.kW) ⁻¹]
	P	Q _{sk}	D	Q _s	D	Q _s	D
Grill Angelo PO	18	6480	5292			720	294
Konvektomat Fagor	36,4	1274	8008	70	220		
Trouba na pizzu	6	1050	1764			350	294
Salamandr	3,6	1296	1058,4			720	294
Vodní lázen	2,1	131,25	617,4	125	294		
Konvektomat Rational	11	385	2420	70	220		
Sporák	24,5	3062,5	3601,5			250	147
Fritéza	14,3	643,5	14729	90	1030		
Celkem		14322,25	37490,3				

tab. 11.2 tabulka spotřebičů a jejich množství odsávaného vzduchu

KUCHYŇ

Typ digestoře	Spotřebič	Konvekční tepelná zátěž [W]	Termický proud vzduchu [m ³ .h ⁻¹]	Množství odsávaného vzduchu [m ³ .h ⁻¹]	Účinná odsávací výška pro jednotlivé zdroje [m]	Výška zdroje tepla [m]	Redukční polohový faktor [-]	Hydraulický průměr [m]	Hloubka spotřebiče [m]	Šířka spotřebiče [m]
		Q _{sk}	V _{th}	V _{ods_zák}	z	H0	r	d _{hydr}	L0	B0
Hlavní	Grill Angelo PO	6480	1179,40	1415,29	1,35	0,75	0,63	0,86	0,92	0,80
	Konvektomat Fagor	1274	221,25	265,50	0,26	1,84	0,40	0,95	0,96	0,93
	Trouba na pizzu	1050	786,49	943,79	1,64	0,46	0,63	0,90	0,95	0,85
	Vodní lázen	131,25	486,50	583,81	1,20	0,90	1	0,90	1,25	0,70
	Sporák	3062,50	830,45	996,54	1,20	0,90	0,63	0,85	0,90	0,80
	Fritéza	643,50	363,91	436,69	1,10	1	0,63	0,65	0,70	0,60
Doplňující	Konvektomat	385	675,14	810,16	2	0,5	0,63	0,90	0,9	0,9
Doplňující	Salamandr	1296	1002,29	1202,75	2,15	0,35	0,63	0,80	0,8	0,8
Celkem				4658,164						

Množství odsávaného vzduchu zákrytem

$$V_{ods,zák} = V_{th} \cdot a \quad (11.3)$$

$$V_{ods,zák} = 221,25 \cdot 1,2 = 265,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Vztah (11.3), kde V_{th} termický proud vzduchu [m³.h⁻¹]
 a přírážkový součinitel [-] dle tab. 10 [23]

Kontrolní výpočet vlhkostní bilance

$$V_{ods} = \frac{\sum M_d \cdot \phi}{(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho} \quad (11.4)$$

$$V_{ods} = \frac{14729,0,7}{6,1,2} = 3644,9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Množství vzduchu z vlhkostní bilance je nižší než z tepelné bilance, proto se bude uvažovat $V_{ods}=4658,16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Vztah (11.4), kde M_d součet produkce páry od spotřebičů [g.h⁻¹]
 ϕ současnost zařízení [-] zvoleno podle[23]
 $x_{ods}-x_{př}$ rozdíl měrné vlhkosti odváděného a přiváděného vzduchu [g.kg_{s.v.}⁻¹]
 ρ hustota vzduchu [kg.m⁻³]

KUCHYŇ

Kontrola vzniku pocitu průvanu

Pokud uvažujeme rovnotlaké větrání, bude platit:

$$V_{\text{ods.zák}}=V_{\text{přív}}=4658,1 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

Maximální hodnota V_e aby nevznikl pocit průvanu je $90 \text{ m}^3 \cdot (\text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2})$

$$V_e = \frac{V_{\text{přív}}}{A_k} = \frac{4658,1}{34,82} = 133,2 \text{ m}^3 \cdot (\text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (11.5)$$

vztah (11.5). kde

$V_{\text{přív}}$

objemový tok přívodního vzduchu
[$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

A_k

plocha kuchyně [m^2]

Tato hodnota přívodního vzduchu tedy NEVYHOVUJE a je potřeba větrat podtlakově.

Volím $V_{\text{přív}}=3100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

$$V_e = \frac{3100}{34,82} = 89,02 \text{ m}^3 \cdot (\text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (11.6)$$

Tato hodnota $V_e < 90$ VYHOVUJE a bude použita při návrhu.

11.2 Tepelná zátěž kuchyně

Byly vypočteny kombinací normy ČSN EN 73 0548 [20] a sešitu projektanta pro větrání kuchyní [23]. Venkovní teplota je uvažována $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

11.2.1 Vnitřní tepelné zisky

Produkce tepla lidí

Vypočítá se stejně, jako v kapitole 9.1.1. proto jsou zde uvedeny pouze výsledky

tab. 11.3. produkce tepla lidí v kuchyni

Pohlaví	Počet lidí [-]	Tepelný výkon lidí [W]
	n	Q_L
Muži	2	124
Ženy	1	52,7
Celkem		176,7

Produkce tepla svítidly

Postup výpočtu je totožný jako v kapitole 9.1.1. , z důvodu použití stejných LED zářivek. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce.

KUCHYŇ

tab.11.4. produkce tepla svítidly

Intenzita osvětlení [lx]	Svítivost [lm]	Výkon LED světél na jednotku svítivosti	Výkon LED světél [W]
E	Φ	P/ Φ	P
250	8704,21	0,01	87,04

Tepelné zisky z okolních místností

tab.11.5. tepelné zisky z okolních místností

Orientace stěny	Plocha stěny [m ²]	Tep. Tok [W]
	S	Q _{st}
JV	16,26	101,06
JZ	28,22	124,56
SV	24,21	150,41
Podlaha	34,82	-583,60
Strop	34,82	212,22
Celkem		4,65

Produkce tepla strojů

$$Q_{tech} = \phi \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot \sum Q_{s,k} \quad (11.7)$$

$$Q_{tech} = 0,7 \cdot 0,4 \cdot 0,8 \cdot 14322 = 3773 \text{ W}$$

Vztah (11.7), kde

c_1	součinitel současnosti [-]
c_2	součinitel odsávání pro 60% účinnost [-]
Φ	průměrné zatížení stroje [-]

Produkce tepla od ventilátorů

$$Q_v = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_v} \quad (11.8)$$

$$Q_v = \frac{3100 \cdot 550}{0,73 \cdot 3600} = 648,8 \text{ W}$$

KUCHYŇ

Vztah (11.8), kde	V	objemový průtok ventilátorem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
	Δp	celkový tlak ventilátoru [Pa]
	η_v	účinnost ventilátoru [-]

11.2.2 Vnější tepelné zisky

Kuchyň má pouze jednu venkovní stěnu, výsledek jejího zisku je v tabulce 23

tab.11.5. vnější tepelné zisky kuchyně

Orientace stěny	Průměrná rovnocenná teplota v červenci [°C]	Plocha stěny [m ²]	Tep. Tok [W]
	t_{rm}	S	Q_{st}
SZ	27,80	21,23	45,06

11.2.3 Celkové zisky citelným teplem

$$Q_{ic,k} = Q_s + Q_v + Q_{sv} + Q_{tech} + Q_L \quad (11.9)$$

$$Q_{ic,k} = 49,26 + 648,8 + 87 + 3773 + 176 = 4735 \text{ W}$$

vztah (11.9), kde	Q_s	tepelné zisky stěnami [W]
	Q_v	tepelné zisky ventilátorem [W]
	Q_{sv}	tepelné zisky od svítidel [W]
	Q_{tech}	tepelné zisky od technologie [W]
	Q_L	tepelné zisky od lidí [W]

11.2.4 Vodní zisky

Od lidí

$$m_w = i \cdot m_{wi} \quad (11.10)$$

$$m_w = 2,85 \cdot 143 = 407,55 \text{ g} \cdot \text{h}^{-1}$$

vztah (11.10), kde	i	počet lidí [-]
	m_{wi}	produkce páry jednoho člověka [$\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$]

KUCHYŇ

Od spotřebičů

$$D = 37490 \text{ g} \cdot \text{h}^{-1}$$

Podle tabulky 25.

11.2.5 Celkové zisky vázaným teplem

$$Q_{iv} = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot (D + m_w) \cdot l_{23} \quad (11.11)$$

$$Q_{iv,k} = 0,7 \cdot 0,4 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{37490}{3600} + \frac{407,55}{3600} \right) \cdot 2,5 \cdot 10^5 = 5895 \text{ W}$$

vztah (11.11), kde	c_1	součinitel současnosti chodu [-]
	c_2	součinitel zbytkového odsávání [-]
	c_3	součinitel zatížení stroje [-]

11.3 Tepelné ztráty kuchyně

Byly vypočteny podle normy ČSN EN 12831 [24]. Vnitřní výpočtová teplota je uvažována 24 °C a venkovní -15 °C.

Návrhová tepelná ztráta prostupem

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (11.12)$$

$$\Phi_{T,i} = (22,19 + 31,68 + 20,63 + 4,05) \cdot (24 - (-15)) = 3180,28 \text{ W}$$

Vztah(11.12), kde	$H_{T,ie}$	Ztráta do venkovního prostředí [W.K ⁻¹]
	$H_{T,iue}$	ztráta nevytápěným prostorem [W.K ⁻¹]
	$H_{T,ig}$	ztráta do zeminy [W.K ⁻¹]
	$H_{T,ij}$	ztráta do sousední místnosti vytápěnou na jinou hodnotu [W.K ⁻¹]
	$\theta_{int,i}$	vnitřní výpočtová teplota [°C]
	θ_e	venkovní výpočtová teplota [°C]

Jednotlivé druhy ztrát jsou zvlášť napočítány v souboru excel.

Návrhová tepelná ztráta větráním

Uvažuje se zde pouze větrání vlivem rozdílu přiváděného a odváděného vzduchu.

$$V_{mech\ inf} = \max(V_{ods,zák} - V_{přív}; 0) \quad (11.13)$$

KUCHYŇ

$$V_{mech\ inf} = 4658 - 3100 = 1558\ m^3 \cdot h^{-1}$$

vztah (11.13), kde $V_{ods,zák}$ objemový tok odsávaného vzduchu [$m^3 \cdot h^{-1}$]

$V_{přív}$ objemový tok přívodního vzduchu [$m^3 \cdot h^{-1}$]

$$V_{mech\ inf,i} = V_{mech\ inf} \cdot \frac{V_i}{\sum V_i} \quad (11.14)$$

$$V_{mech\ inf,i} = 1558 \cdot \frac{135}{\sum 135 + 25,4 + 243 + 135,4 + 30,1} = 369,6\ m^3 \cdot h^{-1}$$

vztah (11.14), kde V_i objem kuchyně [m^3]

$\sum V_i$ celkový objem domu [m^3]

Ztráta větráním

$$\Phi_{V,i} = 0,34 \cdot V_{mech\ inf,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_{vedlejší}) \quad (11.15)$$

$$\Phi_{V,i} = 0,34 \cdot 369,6 \cdot (24 - 15) = 1131\ W$$

vztah (11.15), kde $\theta_{vedlejší}$ teplota místnosti s nejnižší teplotou [$^{\circ}C$]

Celková návrhová tepelná ztráta

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} - Q_{tech} - Q_L - Q_{sv} - Q_v \quad (11.16)$$

$$\Phi_i = 3180,28 + 1131 - 3773 - 176,7 - 87,04 - 648,8 = -374,5\ W$$

vztah (11.16), kde Φ_{Ti} návrhová tepelná ztráta prostupem [W]

Φ_{Vi} návrhová tepelná ztráta větráním [W]

Q_{tech} tepelný zisk technologických zařízení [W]

Q_L tepelný zisk od lidí [W]

Q_{sv} tepelný zisk svítidly [W]

Q_v tepelný zisk ventilátory [W]

KUCHYŇ

Jak lze vidět, celková tepelná ztráta je záporná, tzn. jedná se o tepelný zisk.

tab.11.6. tepelné ztráty kuchyně

Sousední místnost	Teplotní korekční čísel pro stavební část [-]	Plocha [m ²]	Součinitel prostupu [W.m ⁻² .K]	Teplota druhé strany [°C]	Do venkovního prostředí [W.K ⁻¹]	Nevytápěným prostorem [W.K ⁻¹]	Do zeminy [W.K ⁻¹]	Do prostoru vytápěného na jinou teplotu [W.K ⁻¹]	Návrhová tepelná ztráta prostorem [W]	Návrhová tepelná ztráta větráním [W]	Celková návrhová tepelná ztráta [W]
	f_k	A_k	U_k	$\Theta_{vedlejší}$	$H_{T,ie}$	$H_{T,iue}$	$H_{T,ig}$	$H_{T,ij}$	Φ_{ti}	Φ_{vi}	Φ_i
JZ(salonek)	1,12	28,22	1,10	20				3,19			
JV(chodba)	1,12	16,26	1,55	15		5,83					
SV(pokoj)	1,12	24,21	1,55	20				3,86			
SZ(venkovní)	1,4	21,23	1,05	-15	22,19						
půda	1,26	34,82	1,52	5		25,85					
podlaha	0,42	34,82	1,52				20,63				
									3180,28	1131,006	-374,54

11.3.1 Letní provoz

tab. 11.7. stav vnitřního vzduchu v létě

Vnitřní teplota [°C]	Relativní vlhkost [-]	Entalpie s.v. [kJ.kg ⁻¹]	Měrná vlhkost [g.kg _{s.v.} ⁻¹]
t_i	φ_i	h_i	x_i
26	0,5	53,7	10,7

tab.11.8. stav venkovního vzduchu létě

Venkovní teplota [°C]	Relativní vlhkost [-]	Entalpie s.v. [kJ.kg ⁻¹]	Měrná vlhkost [g.kg _{s.v.} ⁻¹]
t_e	φ_e	h_e	x_e
30	0,36	55	9,7

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem $Q_{ic,k}=4735 \text{ W}$

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem $Q_{iv,k}=5895 \text{ W}$

Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru $Q_{c,k}=10630 \text{ W}$

Množství větracího vzduchu $V_{přiv} = 3100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Hmotnostní tok čerstvého vzduchu

$$m_{ve} = \frac{V_{přiv} \cdot p}{(r_v + x_e \cdot r_p) \cdot T_e} \quad (11.17)$$

KUCHYŇ

$$m_{ve} = \frac{3100 \cdot 1 \cdot 10^5}{(287 + 9,7 \cdot 10^{-3} \cdot 461,5) \cdot 303,15} = 3543,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$$

vztah (11.17), kde	p	atmosferický tlak [Pa]
	r_v	měrná plynová konstanta vzduchu [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
	r_p	měrná plynová konstanta páry [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
	x_e	měrná vlhkost venkovního vzduchu [kg.kg _{s.v.} ⁻¹]
	T_e	teplota venkovního vzduchu [K]

Určení stavu přiváděného vzduchu

Nejprve se zjistí měrná entalpie přiváděného vzduchu.

$$Q_{c,k} = m_{ve} \cdot (h_i - h_p) \quad (11.18)$$

$$h_p = \frac{m_{ve} \cdot h_i - Q_{c,k}}{m_{ve}}$$

$$h_p = \frac{\frac{3543,4}{3600} \cdot 53700 - 10630}{\frac{3543,4}{3600}} = 42,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

vztah (11.18), kde	m_{ve}	hm. tok čerstvého vzduchu [m ³ .h ⁻¹]
	h_i	měrná entalpie vnitřního vzduchu [kJ.kg ⁻¹]
	h_e	měrná entalpie venkovního vzduchu [kJ.kg ⁻¹]
	$Q_{c,k}$	celková tep. zátěž klimatizovaného prostoru [W]

Dál lze zjistit měrnou vlhkost přiváděného vzduchu.

$$Q_{iv,k} = m_{ve} \cdot (x_i - x_p) \cdot l_{23} \quad (11.19)$$

$$x_p = x_i - \frac{Q_{iv,k}}{m_{ve} \cdot l_{23}}$$

$$x_p = 10,7 \cdot 10^{-3} - \frac{5895}{\frac{3543,4}{3600} \cdot 2,5 \cdot 10^5} = 8,3 \text{ g} \cdot \text{kg}_{s.v.}^{-1}$$

KUCHYŇ

Pokud jsou známé 2 parametry přírodního vzduchu, lze z h-x diagramu určit ty zbylé

Z diagramu byla tedy odečtena hodnota teploty přiváděného vzduchu $t_p=21\text{ }^\circ\text{C}$

a relativní vlhkost $\varphi_p=52\text{ }%$

11.3.2 Zimní provoz

tab. 11.9. stav vnitřního vzduchu v zimě

Vnitřní teplota [°C]	Relativní vlhkost [-]	Entalpie s.v. [kJ.kg ⁻¹]	Měrná vlhkost [g.kg _{s.v.} ⁻¹]
t_i	φ_i	h_i	x_i
24	0,5	48,7	9,59

tab. 11.10. stav venkovního vzduchu v zimě

Vnitřní teplota [°C]	Relativní vlhkost [-]	Entalpie s.v. [kJ.kg ⁻¹]	Měrná vlhkost [g.kg _{s.v.} ⁻¹]
t_e	φ_e	h_e	x_e
-15	0,9	-12,8	0,93

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem $Q_{ic,k}=374\text{ W}$

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem $Q_{iv,k}=5895\text{ W}$

Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru $Q_{c,k}=6269\text{ W}$

Množství větracího vzduchu $V_{přiv}=3100\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$

Hmotnostní tok čerstvého vzduchu

$$m_{ve} = \frac{V_{přiv} \cdot p}{(r_v + x_e \cdot r_p) \cdot T_e} \quad (11.20)$$

$$m_{ve} = \frac{3100 \cdot 1 \cdot 10^5}{3600 \cdot (287 + 9,3 \cdot 10^{-3} \cdot 461,5) \cdot 258,15} = 4219\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$$

Určení stavu přiváděného vzduchu

Měrná entalpie

$$h_p = \frac{m_{ve} \cdot h_i - Q_{c,k}}{m_{ve}} \quad (11.21)$$

$$h_p = \frac{\frac{4219}{3600} \cdot 48700 - 6269}{\frac{4219}{3600}} = 43.36\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

KUCHYŇ

Měrná vlhkost

$$x_p = x_i - \frac{Q_{iv,k}}{m_{ve} \cdot l_{23}} \quad (11.22)$$

$$x_p = 10,7 \cdot 10^{-3} - \frac{5895}{\frac{4219}{3600} \cdot 2,5 \cdot 10^5} = 8,3 \text{ g.kg}_{s.v.}^{-1}$$

Z diagramu byla tedy odečtena hodnota teploty přiváděného vzduchu $t_p=21 \text{ }^\circ\text{C}$

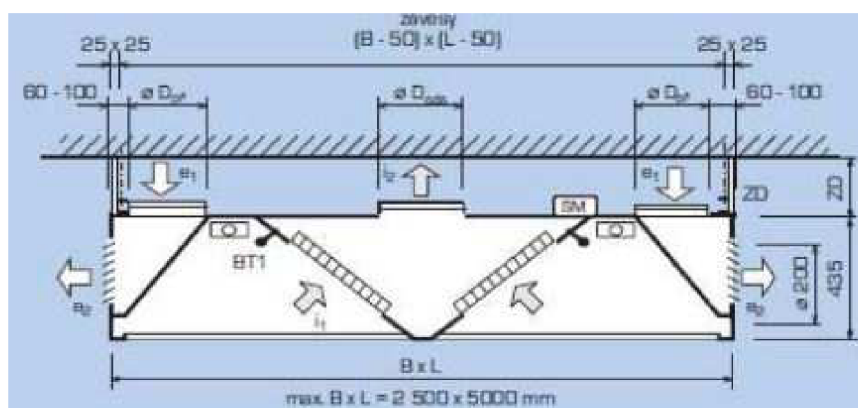
a relativní vlhkost $\varphi_p=53 \%$

11.4 Navržené řešení

Pro kuchyni byly vybrány pomocí návrhového softwaru od firmy Atrea digestoře a větrací jednotka Duplex.

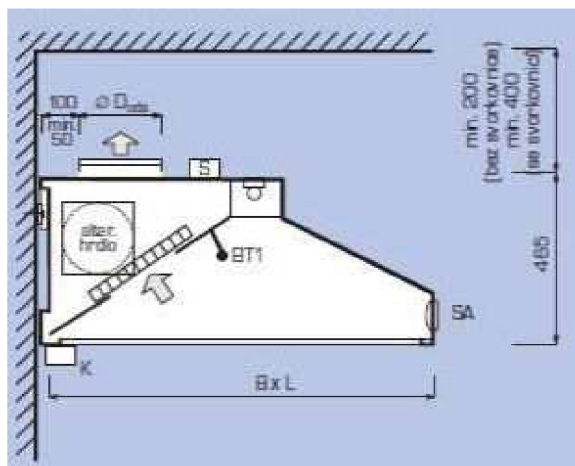
11.4.1 Digestoře

Pro varné centrum byla zvolena digestoř VARIANT-N která dokáže kromě odtahu i vzduch přivádět. Rozměry byly navrženy 5000x1350 mm, s ohledem na velikost varného centra. Digestoř má dva odtahové otvory a dva přívodní, které budou napojeny na větrací jednotku Duplex. Digestoř je osazena tukovými filtry 400x400 mm. Touto digestoří se bude odvádět $3249 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a přivádět $3100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr.11.1. digestoř VARIANT-N

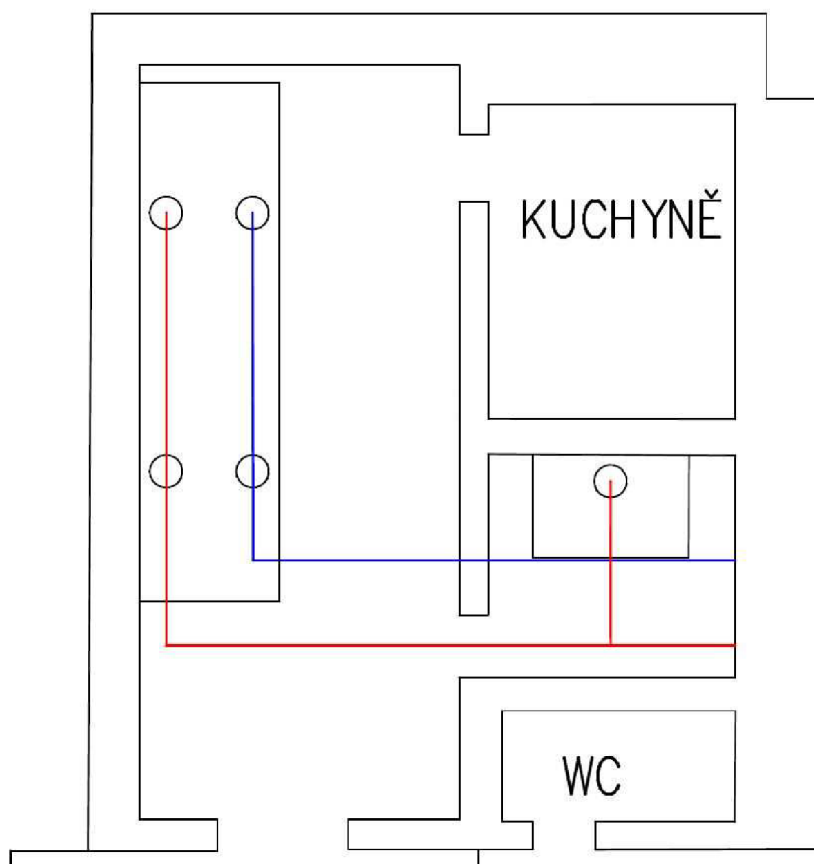
Pro konvektomat a salamandr, je použita digestoř STANDART 1500x1000 mm, která má v sobě zabudované 3 tukové filtry 400x400 mm. Průtok vzduchu zde bude $1410 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



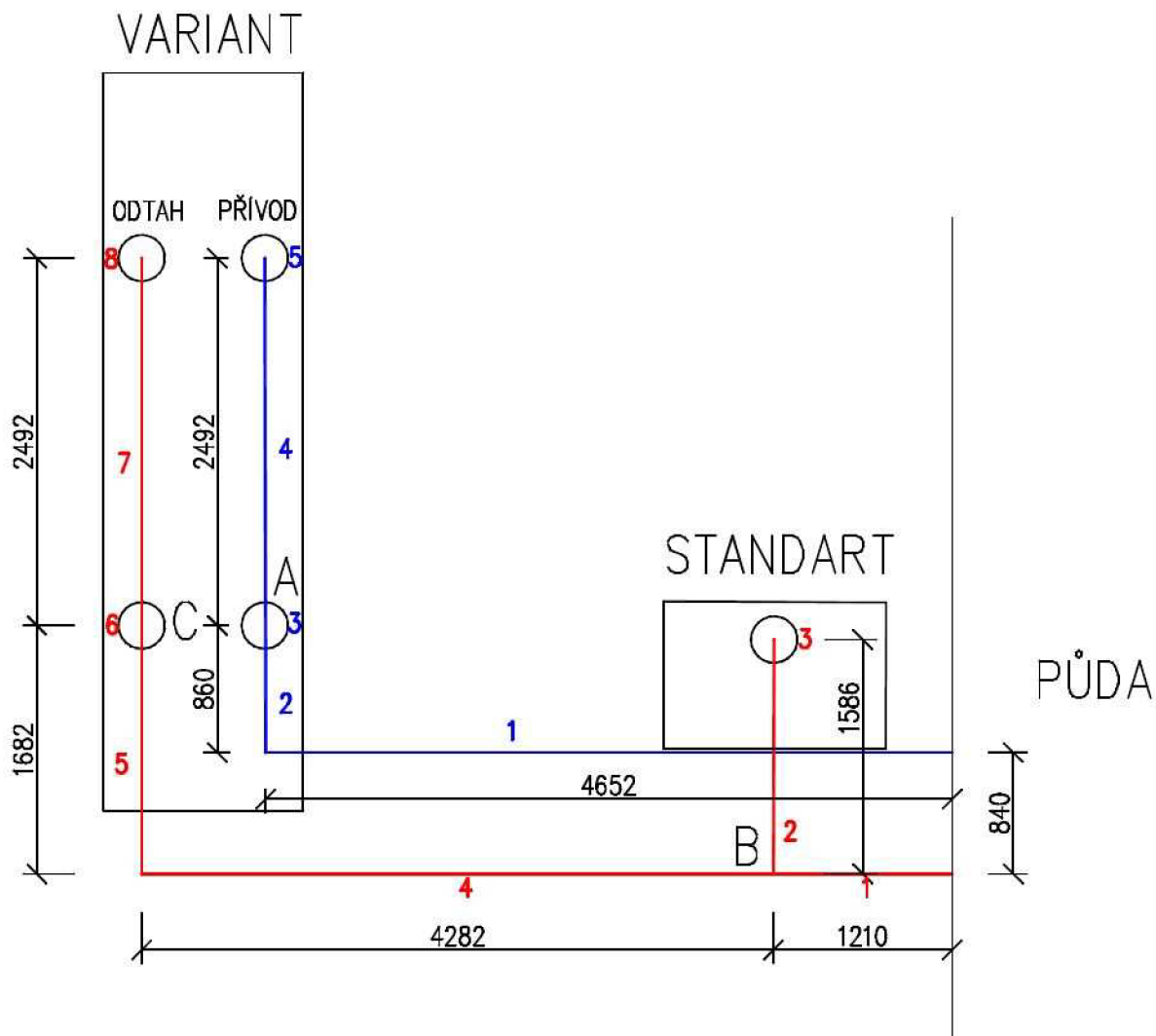
obr.11.2. digestoř STANDART-N

11.4.2 Tlakové ztráty potrubí

Aby bylo možné správně navrhnout potřebný tlak ventilátoru, je potřeba zjistit tlakové ztráty v potrubí. V hlavní větvi je použito čtyřhranné potrubí, odtahy a přívody z digestořů potom kruhové potrubí o průměru 315 mm. Potrubí je umístěno ve výšce 3 m, digestoře ve výšce 2,5 m nad podlahou.



obr.11.3. prostorové uspořádaní v kuchyni



obr.11.4. zobrazení úseků a uzlů potrubí

Odtah

Jednotlivé úseky byly spočítány podle následujících vzorců, ukázkový výpočet pro druhý úsek odtahového potrubí

$$w = \frac{V}{S \cdot 3600} = \frac{1409}{0,1 \cdot 3600} = 5,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.23)$$

vztah(11.23), kde

V

objemový průtok vzduchu
[m³.h⁻¹]

S

průtočná plocha [m²]

KUCHYŇ

V případě čtyřhranného potrubí se musí stanovit ekvivalentní průměr

$$d_{ekv} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)} = \frac{2 \cdot 0,35 \cdot 0,28}{0,35 + 0,28} = 0,31 \text{ m} \quad (11.24)$$

vztah (11.24), kde a, b rozměr čtyřhranu [m]

Tlakový spád pro potrubí se součinitelem drsnosti 0,15 se stanoví následovně

$$R = 0,01218 \cdot w^{1,875} \cdot d_{ekv}^{-1,235} = 0,01218 \cdot 5,15^{1,875} \cdot 0,31^{-1,235} = 1,11 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1} \quad (11.25)$$

dle [27] platí pro pozinkovaný plech o poměrné drsnosti $\epsilon=0,15$

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_d = R \cdot l = 1,11 \cdot 1,59 = 1,76 \text{ Pa} \quad (11.26)$$

Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_m = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 5,5 \cdot \frac{5,15^2}{2} \cdot 1,2 = 87,47 \text{ Pa} \quad (11.27)$$

vztah (11.27), kde ξ součinitel místních tlakových ztrát [-] dle [26]

ρ hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_c = \Delta p_d + \Delta p_m = 87,48 + 1,76 = 89,23 \text{ Pa} \quad (11.28)$$

Další tlakové ztráty, potřebné pro navržení ventilátoru jsou ztráty ve větrací jednotce (VJ) a ve výměníku pro odebrání tepla odpadního vzduchu (V za VJ)

tab.11.11. tlakové ztráty na odtahu vzduchu

Úsek	Délka úseku [m]	Objemový průtok vzduchu [kg.m ⁻³]	průměr potrubí [m]	Průtočná plocha potrubí [m ²]	Rychlost vzduchu [m.s ⁻¹]	Tlakový spád [Pa.m ⁻¹]	Ztráta třením [Pa]	Ztráta místními odpory [Pa]	Celková ztráta [Pa]
	l	V	d	axb	w	R	Δp _d	Δp _m	Δp _c
1	1,20	4658,16	0,50	0,25	6,59	0,98	1,18	26,06	27,24
2	1,59	1409,04	0,32	0,08	5,02	1,05	1,66	30,27	31,93
3	0,50	1409,04	0,32	0,08	5,02	1,05	0,52	7,57	8,09
4	4,28	3249,13	0,42	0,18	6,41	1,15	4,90	29,55	34,45
5	1,68	3249,13	0,42	0,18	6,41	1,15	1,93	78,55	80,48
6	0,50	1624,56	0,32	0,08	5,79	1,37	0,68	30,18	30,86
7	2,49	1624,56	0,32	0,08	5,79	1,37	3,40	24,14	27,55
8	0,50	1624,56	0,32	0,08	5,79	1,37	0,68	10,06	10,74
VJ									222
V za VJ									32,9
Celková ztráta hlavní větve									435,35

tab.11.12. tlakové ztráty přívodu vzduchu

Úsek	Délka úseku [m]	Objemový průtok vzduchu [kg.m ⁻³]	průměr potrubí [m]	Průtočná plocha potrubí [m ²]	Rychlost vzduchu [m.s ⁻¹]	Tlakový spád [Pa.m ⁻¹]	Ztráta třením [Pa]	Ztráta místními odpory [Pa]	Celková ztráta [Pa]
	l	V	d	axb	w	R	Δp _d	Δp _m	Δp _c
1	4,65	3100	0,50	0,25	4,39	0,46	2,13	0	2,13
2	0,86	3100	0,50	0,25	4,39	0,46	0,39	13,85	14,24
3	0,50	1550	0,32	0,08	5,52	1,25	0,63	27,47	28,10
4	2,49	1550	0,32		5,52	1,25	3,12	89,74	92,86
5	0,50	1550	0,32		5,52	1,25	0,63	21,98	22,60
VJ									248
Celková ztráta hlavní větve									379,83

Doregulování jednotlivých uzlů

Z toho důvodu, aby byl správný průtok ve vzduchovodech je potřeba zaregulovat jednotlivé tlakové uzly tak, aby byla na obou stranách stejná tlaková ztráta.

KUCHYŇ

Regulace tlakových ztrát se provádí regulační klapkou a hodnoty tlakových ztrát k doregulování jsou uvedeny v následující tabulce.

tab.11.13. tlakové rozdíly v jednotlivých uzlech

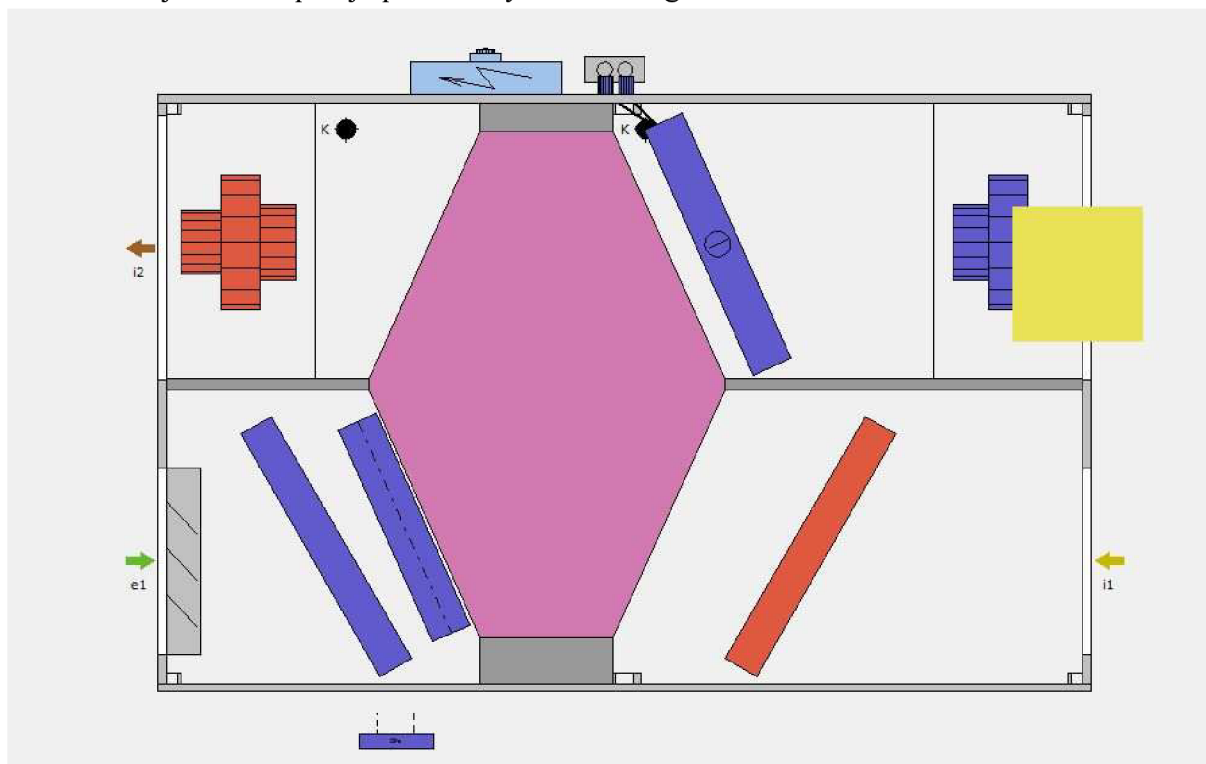
	Uzel	Úsek odbočky = úsek hlavní větve	Ztráta odbočky [Pa]	Ztráta hlavní větve [Pa]	Tlakový rozdíl [Pa]
Přívod	A	3=4+5	27,47	111,72	84,25
Odvod	B	2+3=4+5+7+8	40,02	154,22	113,20
	C	6=7+8	30,86	34,20	3,34

11.4.3 Volba větrací jednotky

Větrací jednotka byla zvolena od firmy Atrea s označením Duplex 6500 Multi a byla navržena tak, aby splnila požadavky na přívod a odvod vzduchu.

Jednotka se skládá z uzavírací klapky na přívodu čerstvého vzduchu, kazetového filtru F7 na přívodu a G4 na odvodu, protiproudého rekuperačního výměníku o účinnosti až 94,4 % a výkonu 39,5 kW, vodního chladiče o výkonu 5,87 kW s teplotním spádem 7/12 °C, bypassovou klapkou na straně přívodního vzduchu a ventilátory se jmenovitými výkony 3,1 kW s EC motory.

Tato jednotka splňuje požadavky na ekodesign 2018.



obr.11.5. schéma větrací jednotky Duplex 6500 Multi

KUCHYŇ

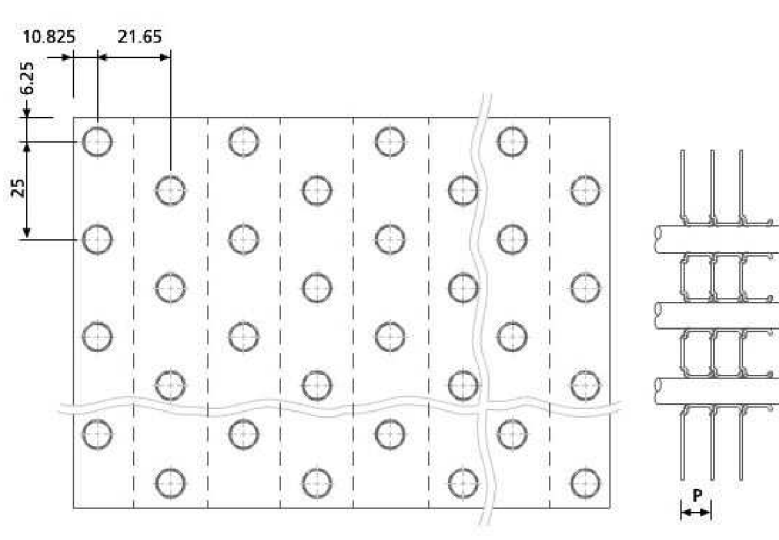
Regulace je řešena také firmou Atrea v podobě :

- regulace otáček ventilátorů
- řízení klapky bypassu dle teploty
- řízení zpětného získávání chladu
- protimrazová ochrana výměníků
- regulace vodního chladiče

xgvChladič odpadního vzduchu

Pro využití odpadního tepla je potřebný další chladič, umístěný za větrací jednotkou. Vybrán byl výměník od firmy LU-VE s označením BKAwv/W/28T1R700A/CuAl/7V01, pomocí jejich návrhového software eGenius.

Výměník používá jako chladicí médium vodu o teplotním spádu 7/12 °C a jeho rozměry jsou 700x700x22 mm. Trubka je vyrobena z mědi o průměru 9,52 mm a tloušťce stěny 0,28 mm, žebra jsou vyrobena z hliníku o tloušťce 0,1 mm s roztečí 1,6 mm. Počet trubek v řadě je 28.



obr. 11.6. náčrtes žebra výměníku

Ostatní parametry viz tabulka.

tab.11.14 parametry výměníku

Výkon celkový [kW]	Výkon citelný [kW]	Výkon vázaný [kW]	Teplosměnná plocha [m ²]	Tlaková ztráta vzduchu [Pa]	Tlaková ztráta vody [Pa]	hm. Tok vody [kg.s ⁻¹]	Výstupní teplota vzduchu [°C]
10,21	6,93	3,28	11,81	33,9	11400	0,49	25,4

12 Rozvody chladicí vody

Pro správné fungování celého systému se musí spočítat tlakové ztráty jednotlivých okruhů a provést hydraulické vyvážení. Výpočet tlakových ztrát bude popsán v následujících řádkách, uvedených pro první úsek potrubní trasy. Kompletní výpočty jsou k nalezení v příloze 4.

Výpočet délkové tlakové ztráty

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,01 \cdot 0,039}{1,31 \cdot 10^{-6}} = 30346 \quad (12.1)$$

vztah (12.1), kde

w	rychlost v potrubí [m.s ⁻¹]
d	průtočný průměr potrubí [m]
ν	kinematická viskozita 9,5°C vody [m ² .s ⁻¹]

Součinitel délkových ztrát

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_0}} + \frac{k}{3,72 \cdot d} \right)} \right)^2 = \left(\frac{1}{-2 \log \left(\frac{2,51}{30346 \cdot \sqrt{0,02}} + \frac{6,3 \cdot 10^{-6}}{3,72 \cdot 0,039} \right)} \right)^2 = 0,024 \quad (12.2)$$

vztah (12.2), kde

k	drsnot potrubí [m]
-----	--------------------

Délková tlaková ztráta

$$\Delta p_d = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot L = \frac{0,024}{0,039} \cdot \frac{1,01^2}{2} \cdot 1000 \cdot 2 = 646,7 \text{ Pa} \quad (12.3)$$

Výpočet místní tlakové ztráty

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = 2,2 \cdot \frac{1,01^2}{2} \cdot 1000 = 1137 \text{ Pa} \quad (12.4)$$

vztah (12.4), kde

ξ	součinitel místních tlak. ztrát [-] vypočteno a zvoleno dle [26]
-------	---

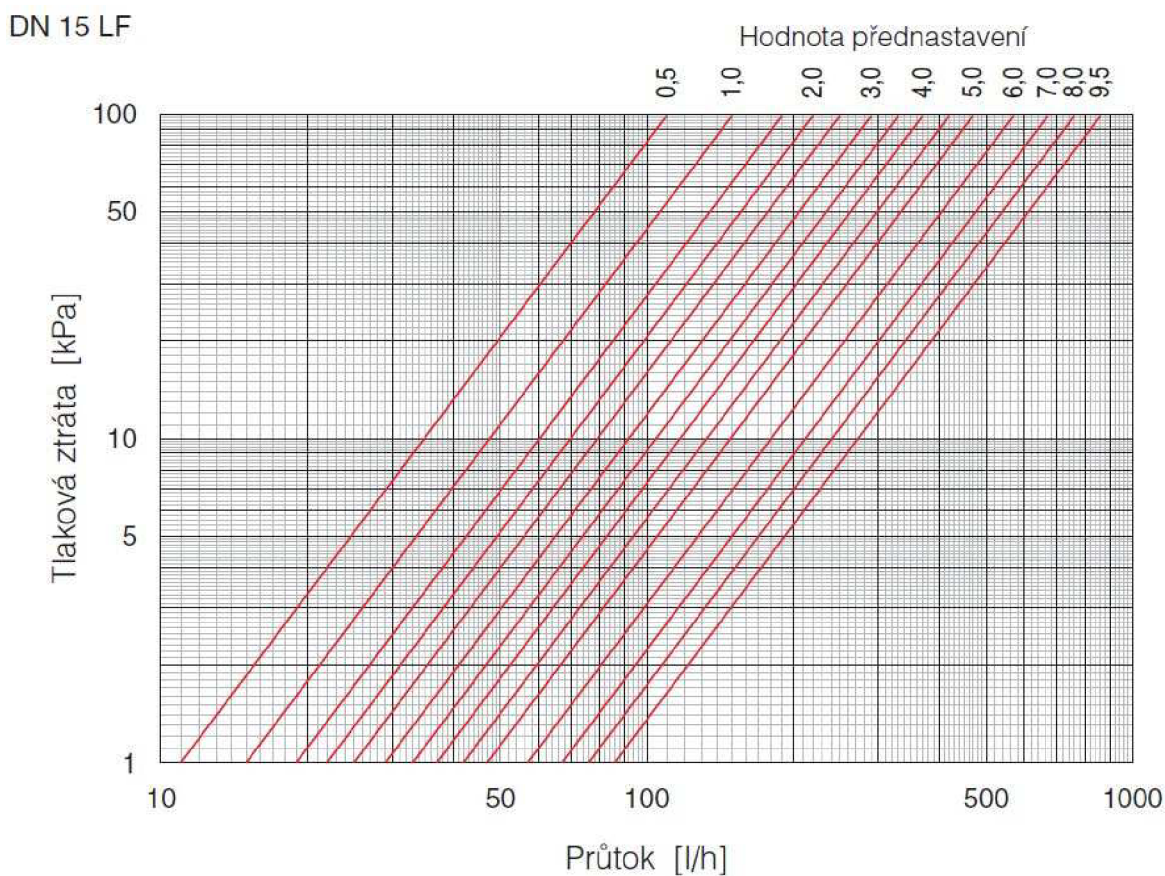
Celková tlaková ztráta

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_m = 1137 + 646,7 = 1783,7 \text{ Pa} \quad (12.5)$$

Regulace jednotlivých okruhů

Protože největší tlakovou ztrátu 63,12 kPa má okruh chladiče přívodního vzduchu kuchyně, musí mít všechny okruhy tuto ztrátu. Toho se docílí pomocí vyvažovacích ventilů.

Okruh fancoilu má ztrátu 8,2 kPa a proto se musí vyvažovacím ventilem zvýšit o hodnotu 54,9 kPa. Této ztráty se dá dosáhnout ventilem D9525 LF, od výrobce Fancoilu, což je dvoucestný kombinovaný ventil, který reguluje průtok a vyvažuje tlakové ztráty. Hodnota nastavení ventilu je v tomto případě 5.



obr.12.1. graf nastavení ventilu D9525 LF

Regulace kuchyňských chladičů je realizována pomocí třicestných ventilů CV 316 a vyvažovacích ventilů STAD CS od firmy IMI Hydronic a jejich tlaková ztráta se musí rovněž započítat. Ostatní okruhy jsou vyvažovány ventily STAD CS a jejich nastavení lze najít v přílozeč.4.

13 Tepelné čerpadlo

TČ bude umístěno v nynější garáži a provozováno za účelem ohřívání teplé vody na teplotu 55 °C a ochlazování chladicí vody na teplotu 7 °C.

TČ musí být schopno převést energii předanou z chlazených místností do vody, proto bude jeho výkon zvolen podle součtu výkonů všech vodou ochlazovaných výměníků.

$$Q_{T\check{c},chl} = Q_{k,chl} + Q_{k,mraz} + Q_{fc} + Q_{od} + Q_{p\check{r}} \quad (13.1)$$

$$Q_{T\check{c},chl} = 1827 + 649 + 2027 + 10210 + 5900 = 20613 \text{ W}$$

kde	$Q_{k,chl}$	Výkon předávaný kondenzátorem chladicího boxu [W]
	$Q_{k,mraz}$	Výkon předávaný kondenzátorem mrazicího boxu [W]
	Q_{fc}	Výkon předávaný fan coilem [W]
	Q_{od}	výkon předávaný odpadním chladičem [W]
	$Q_{p\check{r}}$	výkon předávaný přívodním chladičem [W]

Tento výkon je chladicí a předává se ve výparníku, z toho důvodu lze navrhnout kompresor a výparník TČ.

13.1 Návrh komponentů TČ

Chladivo

Chladivo bylo vybráno ze skupiny HFC, konkrétně R134a, s hodnotami ODP=0 a GWP=1430. Díky svým vlastnostem se hodí pro aplikace s vyššími vypařovacími a kondenzačními teplotami.

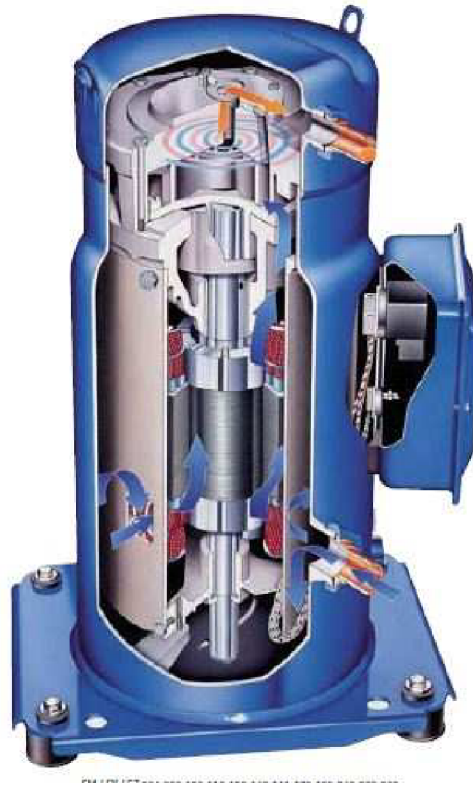
Kompresor

Kompresor byl zvolen od výrobce Danfoss, pomocí programu Coolselector, s označením SZ 175-6. Jedná se o spirálový on/off kompresor. Hodnota přehřátí chladiva byla zvolena 6 K, podchlazení 2 K s ohledem na požadavek teploty topné a chladicí vody. Dál byl do okruhu umístěn vnitřní výměník tepla, který zvýší hodnotu přehřátí o 5,4 K a podchlazení o 3,1 K

TEPELNÉ ČERPADLO

tab.13.1. parametry kompresoru SZ 175-6.

Chladicí výkon [W]	Topný výkon [W]	Příkon [W]	Hmotnostní průtok chladiva [kg.h ⁻¹]	Tlak na sání [bar]	Tlak na výtlačku [bar]
Q_{ch}	Q_t	P	m_{ch}	p_s	p_v
21590	31270	9679	616,4	3,378	16,81



obr.13.1. řez kompresoru SZ

Výparník

Ve výparníku probíhá chlazení vody z 12 °C na 7 °C. Byl zvolen jako deskový od firmy SWEP. s označením F120Tx32 a následujícími parametry.

tab.12.2. parametry výparníku F120Tx32

Chladicí výkon [W]	Teplota vody na vstupu [°C]	Teplota vody na výstupu [°C]	Hmotnostní průtok vody [kg.s ⁻¹]	Počet desek [-]	Teplosměnná plocha [m ²]	tlak. Ztráta chladiva [kPa]	tlak. Ztráta vody [kPa]
Q_{ch}	t_{in}	t_{out}	m_w	n	A	Δp_{ch}	Δp_v
21600	12	7	1,03	32	3,96	18,9	9,6

TEPELNÉ ČERPADLO



obr.13.2. výparník F120T

Kondenzátor

Rovněž zvolen deskový výměník od firmy SWEP, kondenzátor má však za úkol ohřátí vody z 50 °C na 55 °C. Vybrán byl výměník s označením B25Tx42

tab. 13.3. parametry kondenzátoru B25Tx42

Chladicí výkon [W]	Teplota vody na vstupu [°C]	Teplota vody na výstupu [°C]	Hmotnostní průtok vody [kg.s ⁻¹]	Počet desek [-]	Teplosměnná plocha [m ²]	tlak. Ztráta chladiva [kPa]	tlak. Ztráta vody [kPa]
Q_{ch}	t_{in}	t_{out}	m_w	n	A	Δp_{ch}	Δp_v
31270	50	55	1,495	42	2,52	3	52,1



obr.13.3. kondenzátor B25T

Expanzní ventil

Expanzní ventil byl zvolen od firmy Alco controls s označením EX5-U21 . Jedná se o krokově ovládaný, hermetický, jednosměrný expanzní ventil s možností plného zavření průtoku, takže není potřeba elektromagnetický ventil. Výhodné je i použití v rozsahu teplot -50 - 100 °C. Ovládání lze řešit pomocí kontroleru EC3-X33.

tab.13.4. parametry EEV EX5-U21

Jmenovitý výkon [W]	Minimální výkon [W]	Stupeň zatížení [%]
Q_{jm}	Q_{min}	K
45500	455	68,2



obr.13.4. EEV EX5

Vnitřní výměník tepla

Z důvodu dosažení vyšší úrovně přehřátí a podchlazení se do oběhu zařazuje vnitřní výměník tepla. Firma Danfoss takové výměníky vyrábí, jedná se o malý výměník trubka v trubce, který přenáší teplo z teplého kapalného chladiva, vycházejícího z kondenzátoru do studeného plynného chladiva, vycházejícího z výparníku. Vybrán byl výměník s názvem HE 8.0, o výkonu 822 W, který dokáže zvýšit přehřátí o 5,4 K a podchlazení o 3 K.)



obr.13.5. vnitřní výměník tepla HE

TEPELNÉ ČERPADLO

Sběrač chladiva

Byl vypočten stejným způsobem, jako u chladičů.

tab13.5 výpočet objemu sběrače chladiva

Objem Sběrače [m ³]	Objem kondenzátoru [m ³]	Objem výparníku [m ³]	Objem kapalinového potrubí [m ³]	Průtočná plocha potrubí [m ²]	Průměr potrubí [m]	Délka potrubí [m]
V _{sb}	V _{cond}	V _{vap}	V _{LL}	S	d	L
3,74E-03	2,22E-03	3,62E-03	4,02E-04	2,01E-04	0,016	2

Vybrán byl sběrač chladiva s nejbližším vyšším objemem 4,2 l od firmy KLIMAL by Frigomec s označením EFM 4,2.

Filtrdehydrátor

Filtrdehydrátor byl vybrán podle průměru potrubí DN16 od firmy Danfoss DML 055s.

Průhledítko

Opět podle průměru zvoleno průhledítko SGP 16s.

Presostat

Vysokotlaký presostat bude nastaven na hodnotu 22 bar, z důvodu maximální povolené kondenzační teploty 70 °C. Nízkotlaký presostat bude nastaven na 1,6 bar. Typ presostatu je opět kombinovaný, s ručním resetem vysokotlaké části.

Vodní ventil

Pro regulaci průtoku vody v kondenzátoru a výparníku budou použity vodní ventily AVTA, které podle teploty (na výtlačném potrubí pro kondenzátor, na potrubí za EEV pro výparník) budou otevírat nebo zavírat průtok.

Termostaty

Dále budou potřeba termostaty pro nádrž chlazené a teplé vody, které v případě dosažení požadované teploty vypnou oběhová čerpadla.

TEPELNÉ ČERPADLO

Rozměry potrubí

Rozměry potrubí byly navrženy v programu Coolselector, tak aby v nich proudilo chladivo optimální rychlostí.

tab.13.6 rozměry potrubí a jejich rychlosti

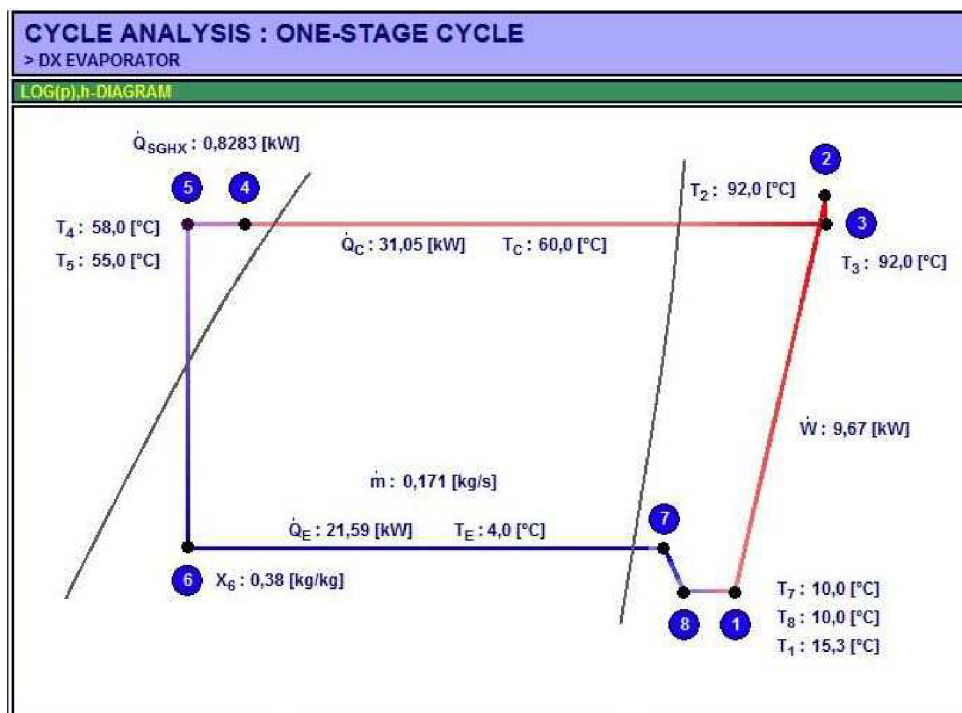
DN trubky	Rychlost v sacím potrubí [m.s ⁻¹]	Rychlost ve výtláčném potrubí [m.s ⁻¹]	Rychlost v kapalinovém potrubí [m.s ⁻¹]
	v_s	v_v	v_k
16			1
28		4,76	
42	8,89		

Náplň chladiva

Náplň chladiva byla stanovena pomocí výpočtu v programu Microsoft Excel. Ve výpočtovém programu bylo zvoleno chladivo R134a, základní parametry oběhu a objemy chladiva v použitých komponentech, z čehož byla následně vypočítána hodnota náplně 3,7 kg.

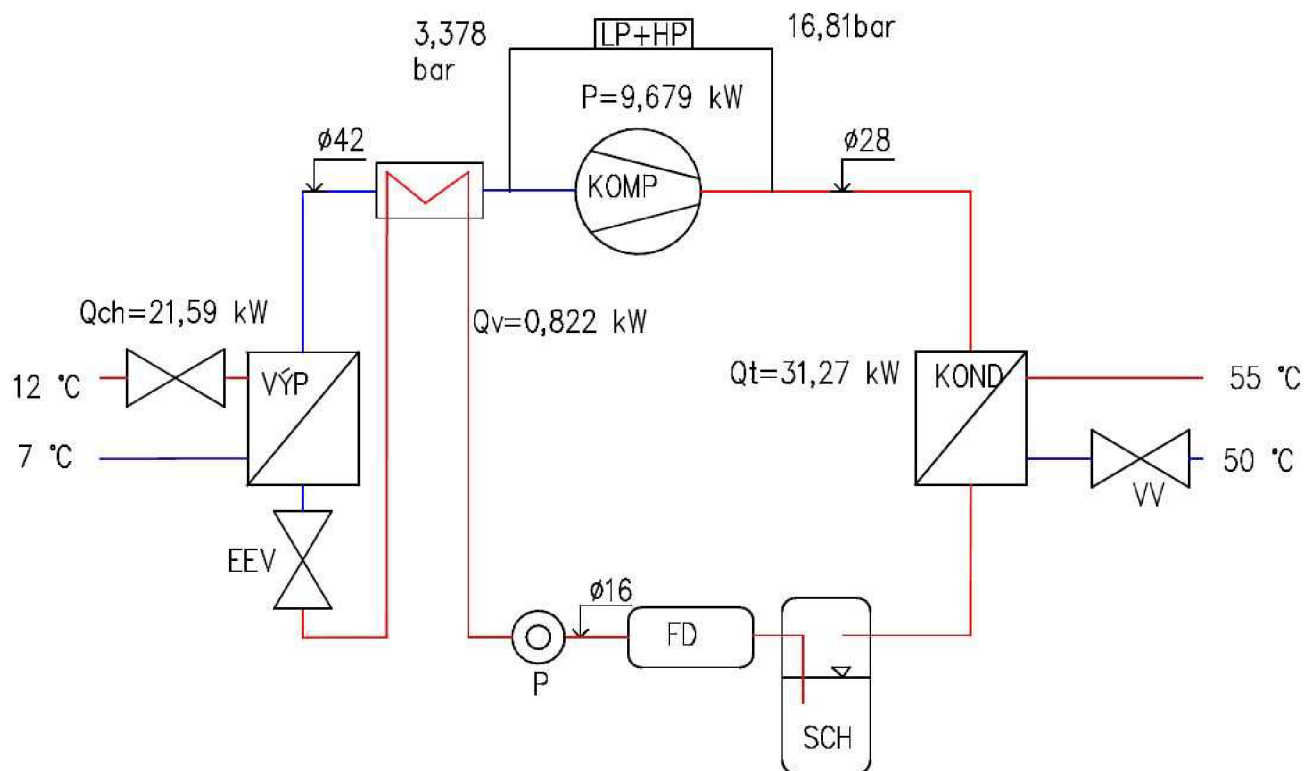
Znázornění oběhu a schéma

Znázornění oběhu v p-h diagramu je zobrazeno v následujícím obrázku a vykresleno programem Coolpack.



obr.13.7. zobrazení cyklu v p-h diagramu

TEPELNÉ ČERPADLO



obr.13.8. Schéma TČ

13.2 Výpočet topného faktoru

Topný faktor se stanoví jako topný výkon TČ ku příkonu kompresoru a oběhových čerpadel mezi TČ a zásobníkem teplé a studené vody.

$$COP = \frac{Q_{TČ,top}}{P_k + P_{č2} + P_{č3}} = \frac{31270}{9679 + 120 + 329} = 3,09 \quad (13.1)$$

vztah (13.1), kde

$Q_{TČ,top}$	topný výkon TČ [W]
P_k	příkon kompresoru [W]
$P_{č2}$	příkon sekundárního oběhového čerpadla [W]
$P_{č3}$	příkon terciálního oběhového čerpadla [W]

13.3 Výpočet chladicího faktoru

Protože navržené tepelné čerpadlo dokáže zužítkovat i produkovaný chlad, byl proveden i výpočet chladicího faktoru.

$$EER = \frac{Q_{TČ,chlad}}{P_k + P_{č2} + P_{č3}} = \frac{21590}{9679 + 120 + 329} = 2,13 \quad (13.2)$$

13.4 Návrh zásobníku teplé vody

Jelikož tepelné čerpadlo ohřívá vodu téměř celý den, je potřeba navrhnout správně velký zásobník TV. Tento výpočet byl proveden s přihlédnutím k normě ČSN 06 0320 [29].

Nejprve je potřeba odhadnout potřebu TV na den, což bylo zjištěno v [30], kde potřeba teplé vody na jedno jídlo v restauraci je 20 l.

$$V_{W,day} = \frac{V_{Wf,day} \cdot f}{1000} = \frac{20 \cdot 200}{1000} = 4 \text{ m}^3 \quad (13.3)$$

vztah (13.3), kde

	$V_{Wf,day}$	specifická potřeba teplé vody na měrnou jednotku a den [l]
	f	počet měrných jednotek [-]

Dále se musí spočítat potřeba tepla odebraného z ohříváče za danou periodu.

$$Q_{2p} = \frac{(1 + z) \cdot V_{W,day} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \quad (13.4)$$

$$Q_{2p} = \frac{(1 + 0,3) \cdot 4 \cdot 1000 \cdot 4180 \cdot (55 - 10)}{3600 \cdot 1000} = 271,7 \text{ kWh}$$

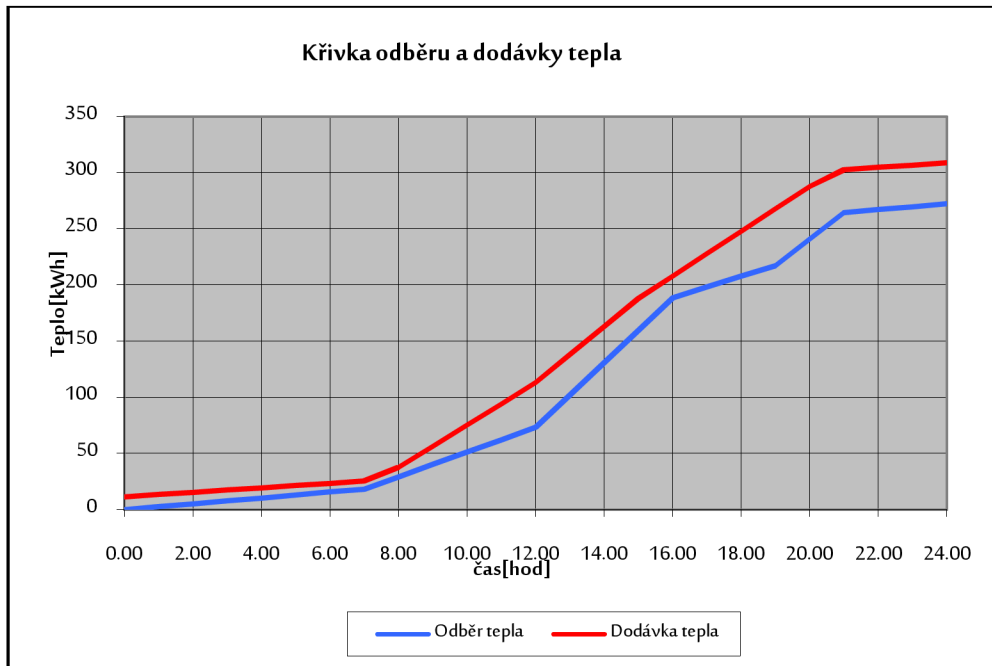
vztah(13.4),kde

	z	poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci TV
	ρ	hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
	c	měrná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
	t_2	teplota teplé vody [$^{\circ}\text{C}$]
	t_1	teplota vody z řádu [$^{\circ}\text{C}$]

Nyní se určí graf spotřeby a odběru tepla, podle nějž bude výpočet pokračovat.

graf 13.1. křivka odběru a dodávky tepla

TEPELNÉ ČERPADLO



Restaurace začíná provoz v 7 hodin, do 12 hodin je potřeba 20 % celkového odběru. Největší odběr 50 % je uvažován, mezi 12-16 hodinou, kdy chodí na oběd nejvíce lidí. Poté se mezi 16-19 hodinou sníží na 10 % celkového odběru a nakonec mezi 19-21 hodinou opět zvýší na 20 %.

Největší rozdíl mezi dodávkou a odběrem tepla je 50,8 kWh.

Objem zásobníku se stanoví následovně

$$V_z = \frac{\Delta Q_{max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{50,8}{1000 \cdot 4180 \cdot (55 - 10)} \cdot 3600 \cdot 1000 = 0,97 \text{ m}^3 \quad (13.5)$$

vztah (13.5), kde

ΔQ_{max}

největší rozdíl mezi
dodávkou a odběrem tepla
[kWh]

Zvolený byl izolovaný zásobník vody od firmy Družstevní závody Dražice, o objemu 1 m³ s vnitřním výměníkem tepla a elektrickou topnou jednotkou. Jednotka TPK o výkonu až 12 kW, hlavně pro zimní provoz, kdy nebude tepelným čerpadlem dodáváno potřebné množství tepla



obr.13.8. zásobník TV OKC 1000 NTR/HP [33]

13.5 Návrh zásobníku chladicí vody

Návrh zásobníku chladicí vody se odvíjí i podle povoleného počtu startů kompresoru, což je u SZ 175-6 12x za hodinu. To znamená, že kompresor musí být spuštěný minimálně 5 min v kuse, ale protože je žádoucí vyšší životnost, bude ve výpočtu použita doba 10 min. Po tuto dobu musí být TČ schopno chladit vodu z cca 12 °C na 7 °C.

Tepelná energie předaná za 10 min při maximálním výkonu

$$E_{10min} = Q_{chl} \cdot \tau_{10min} = 21590 \cdot 600 = 1,3 \cdot 10^{-7} J \quad (13.6)$$

Hmotnost vody potřebná pro 10 min chodu

$$m = \frac{E_{10min}}{c \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{1,3 \cdot 10^{-7}}{4180 \cdot (12 - 7)} = 619,8 \text{ kg} \quad (13.7)$$

Hmotnost vody v rozvedech byla stanovena jako 60,7kg. Celkem je tedy potřeba zásobník na minimálně 680,5 kg vody, což je při uvažované hustotě 1000 kg.m⁻³ 680,5 l.

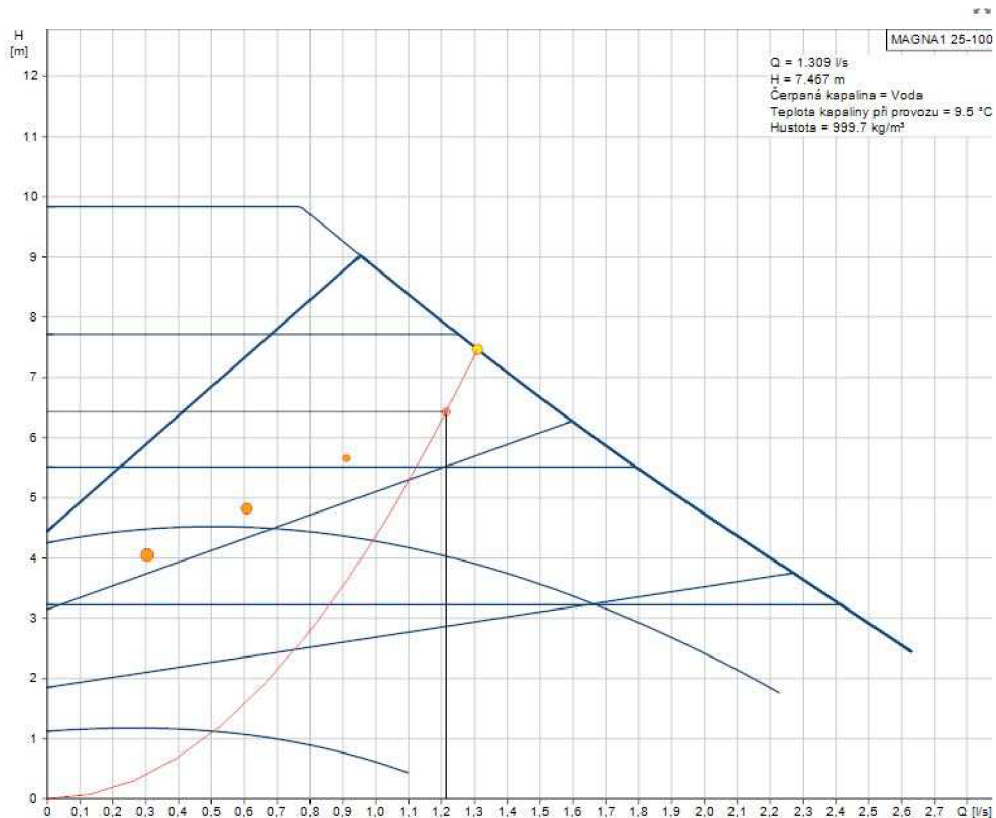
Zvolena byla izolovaná nádrž TXE 750 ARZ o celkovém objemu 750 l od firmy Secespol [32].

13.6 Návrh oběhových čerpadel

Oběhové čerpadlo pro primární okruh

Jako primární je označen okruh mezi chladiči a zásobníkem chladicí vody. Čerpadlo bude navrženo podle největší tlakové ztráty chladicího okruhu, což je 63,12 kPa a průtoku 1,215 l.s⁻¹. Vybráno bylo oběhové čerpadlo značky Grundfos s označením MAGNA1 25-100 [31]. Příkon tohoto čerpadla se pohybuje mezi 9 až 176 W.

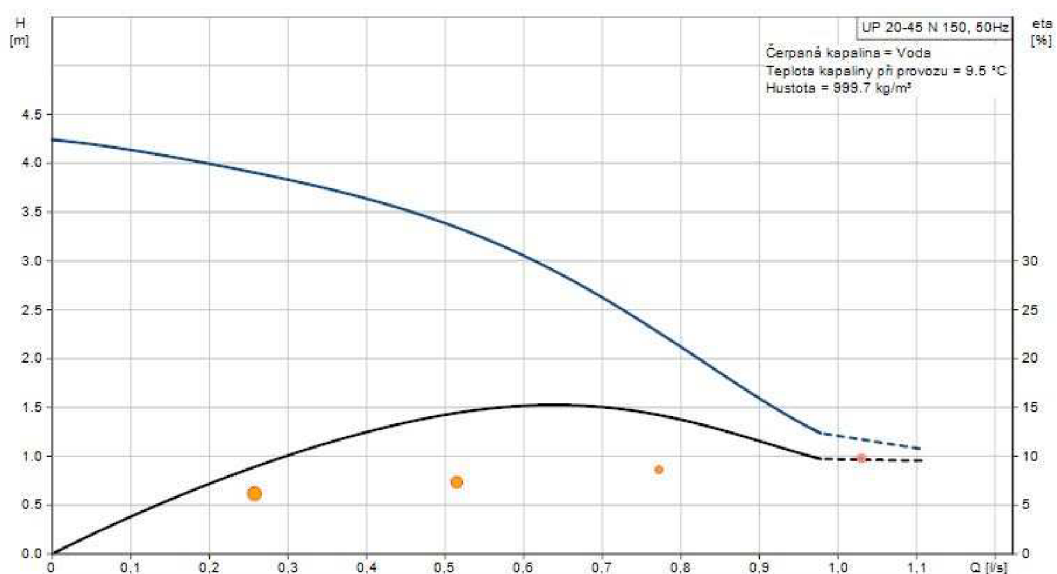
TEPELNÉ ČERPADLO



obr.13.9. Výkonová křivka čerpadla MAGNA1 25-100

Oběhové čerpadlo pro sekundární okruh

Sekundární je okruh mezi zásobníkem chladicí vody a výparníkem TČ. Čerpadlo bylo navrženo stejným způsobem, jako předchozí. Tlaková ztráta výparníku TČ je 9,6 kPa a požadovaný průtok je $1,03 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Tomuto požadavku vyhovuje čerpadlo UP 20-45 N 150 od firmy Grundfos s příkonem 120 W. [34]

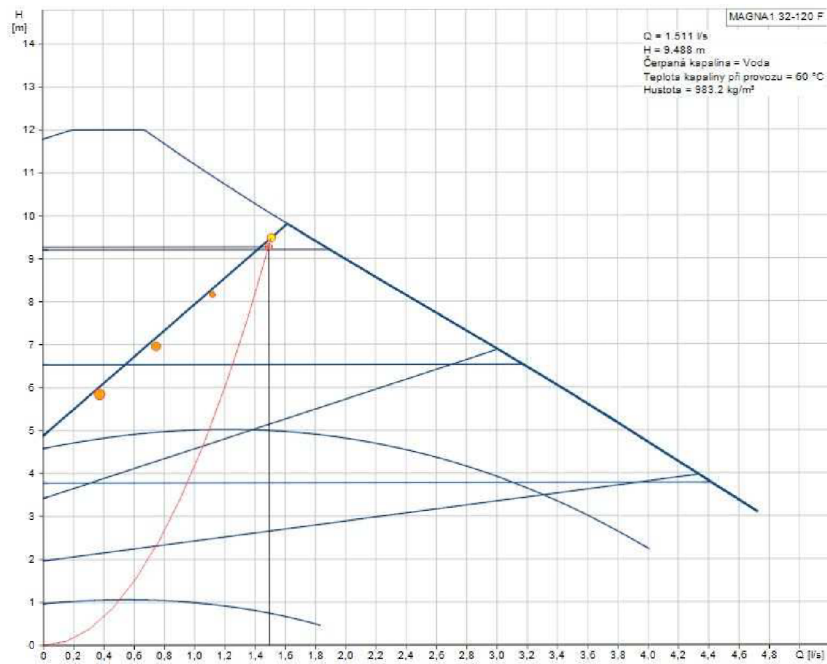


obr.13.10. Výkonová křivka čerpadla UP 20-45 N150

TEPELNÉ ČERPADLO

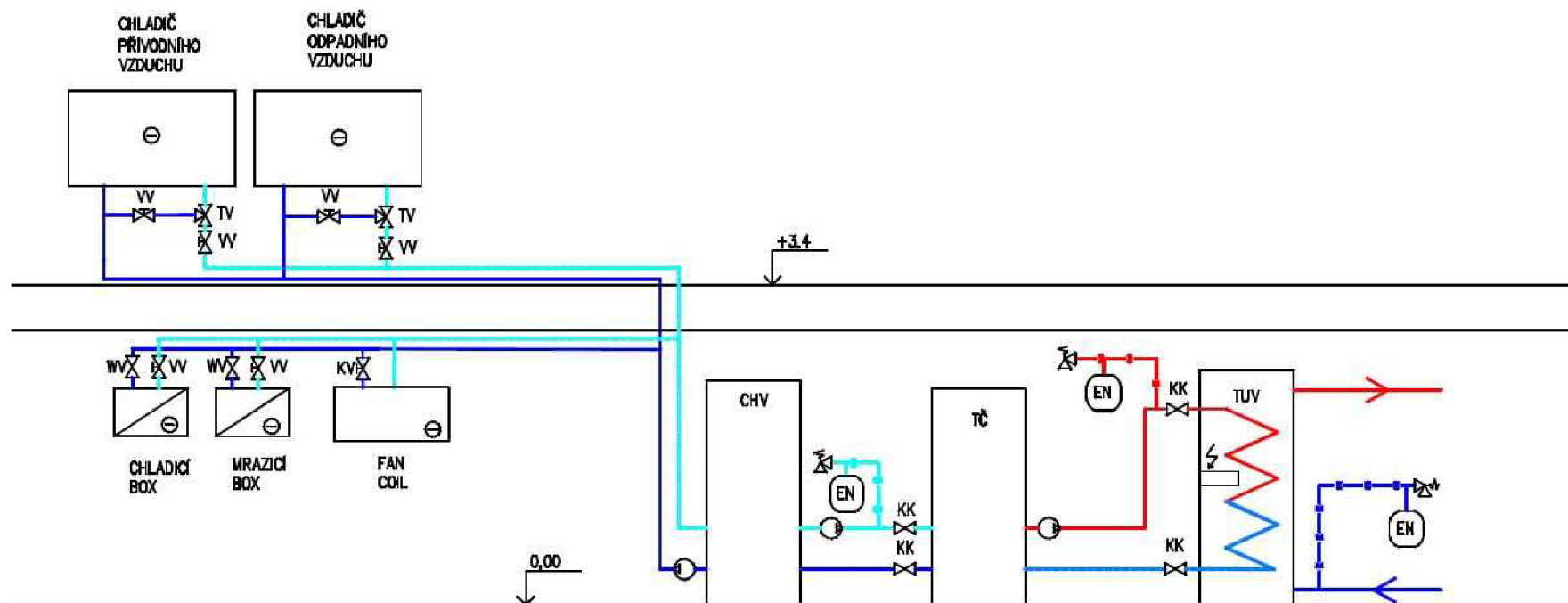
Oběhové čerpadlo pro terciální okruh

Terciální je okruh mezi výměníkem v zásobníku TV a kondenzátorem TČ. V tomto okruhu musí čerpadlo překonat tlakové ztráty kondenzátoru TČ a výměníku uvnitř zásobníku. Tyto tlakové ztráty činí celkem 91,1 kPa při průtoku $1,495 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Vybráno bylo čerpadlo MAGNA1 32-120F s příkonem 14,89-329 W. [36]



obr. 13.11. Výkonová křivka čerpadla MAGNA1 32-120F

TEPELNÉ ČERPADLO



obr. 13.12 Schéma zapojení TČ do systému

14 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navržení TČ, které by jako zdroj využívalo odpadní teplo z provozu restauračního zařízení (kuchyň, chladicí a mrazicí box, místnost pro výrobu čokolády). Na počátku byly z důvodu zastaralé výkresové dokumentace objektu změněny a zakresleny jednotlivé místnosti a na základě požadovaného stavu mikroklimatu provedeny výpočty tepelných zisků podle patřičných norem.

Další část byla zaměřena na návrhy způsobu chlazení. Pro chlazení výrobní čokolády na 20 °C byl navržen fancoil Carisma Fly CVP-ECM 4 o výkonu 2027 W. Teplota chladicího a mrazicího boxu 2 °C resp. -18 °C je dosažena díky kondenzačním jednotkám, které disponují chladicím výkonem 1550 W resp. 395 W. Požadovaná teplota v kuchyni je stanovena na 26 °C v letním období a 24 °C v zimním období a je zabezpečena větrací jednotkou Duplex firmy Atrea, která přivádí čerstvý a odvádí odpadní vzduch přes digestoře VARIANT a STANDART.

Po návrhu chlazení bylo provedeno hydraulické vyvážení soustavy vyvažovacími ventily firmy IMI Hydronic a po této kapitole už bylo přistoupeno k volbě komponentů TČ.

V software Coolselector byly navrženy komponenty TČ tak, aby dosahovalo chladicího výkonu 21,59 kW a tím umožnilo uspokojit potřebu chlazení. Na straně druhé dosahuje topného výkonu 31,27 kW, čímž dokáže víc než dostatečně pokrýt potřebu TV. Vypočtené hodnoty COP=3,12 a EER=2,13 naznačují, že by se mohlo jednat o výhodný způsob současného ohřevu TV na jedné straně a chlazení na straně druhé. Navrhnuté TČ má i své nevýhody, protože jeho výkon je podmíněný chlazením, které je v zimních měsících nežádoucí. Z toho důvodu je zásobník TV vybaven elektrickým topným tělesem o výkonu 12 kW.

V diplomové práci byl navržen celkový systém chlazení jednotlivých místností, v symbióze s ohřevem TV. Popsané řešení by tak mělo v letních měsících poskytnout požadovaný tepelný komfort a tím zajistit lepší podmínky pro práci v restauračním zařízení.

15 Seznam použitých zdrojů

- [1] *Skupina ČEZ* [online]. Praha [cit. 2018-02-06]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/img/pro-media/fotogalerie/galerie-edu/04-dukovany.jpg>
- [2] THUMANN, Albert, MEHTA a Paul PAUL. *Handbook of Energy Engineering (7th Edition)*. 7. Fairmont press, 2013. ISBN 978-0-88173-695-3.
- [3] *2017 ASHRAE® Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2017. ISBN 978-1-939200-58-7.
- [4] *Atrea* [online]. [cit. 2018-02-07]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/cz/co-je-to-rekuperace>
- [5] *ZZT a větrání objektů* [online]. 2010 [cit. 2018-02-09]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
- [6] *Moderní rotační výměníky* [online]. [cit. 2018-02-09]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla>
- [7] POSPÍŠIL, Jiří. *Absorbční oběhy* [přednáška]. Brno: Přednáška z Jaderné energie a alternativních zdrojů. 9. 2. 2017.
- [8] VÍTEK, S. *ORC OBĚH PRO VYUŽITÍ TEPLA KJ*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 56 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..
- [9] *Trigenerace* [online]. In: . 2015 [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/wp-content/uploads/2017/12/TEDOM-Trigenerace.pdf>
- [10] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]*. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-x.
- [11] MATUŠKA, Tomáš. *Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP* [online]. In: . 2015 [cit. 2018-02-14]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivita-tepelnych-čerpadel-cop-a-scop>
- [12] *ČSN EN 14511 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru*. 2008.
- [13] *ČSN EN 14825 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru -*

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- Zkoušení a hodnocení při podmínkách s částečným zatížením a výpočet sezonní výkonnosti*. 2017.
- [14] *Štitkování a ekodesign tepelných čerpadel pro vytápění a kombinovaných tepelných čerpadel* [online]. In: SEDLAŘ, Jan. Praha, 2015 [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13141-stitkovani-a-ekodesign-tepelnych-cerpadel-pro-vytapani-a-kombinovanych-tepelnych-cerpadel>
- [15] In: KUCHYNKA, Lubomír. *Faktory ovlivňující účinnost tepelných čerpadel* [online]. 2012 [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/9147-ac-heating-factory-ovlivnujici-ucinnost-tepelnych-cerpadel>
- [16] *ASHRAE Handbook HVAC applications*. 2011. ASHRAE.
- [17] *Kompresor* [online]. [cit. 2018-03-07]. Dostupné z: <http://www.acheating.ie/kompresor-srdce-tepelného-cerpadla-108>
- [18] *Deskové výměníky tepla* [online]. [cit. 2018-03-08]. Dostupné z: <http://www.dasal.cz/produkty/deskove-vymeniky-tepla/>
- [19] HEJČÍK, Jiří. *Deskové výměníky* [přednáška]. Brno: Přednáška z Kompaktních výměníků tepla. 2017.
- [20] *ČSN EN ISO 13790 Energetická náročnost budov*. 2008.
- [21] *2014 ASHRAE handbook refrigeration*. 2014. ISBN 1936504723.
- [22] *Danfoss Coolselector* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#overview>
- [23] MATHAUSEROVÁ, Zuzana a Petr MORÁVEK. *Větrání kuchyní*. Praha: Informační centrum ČKAIT, 2001. Doporučený standard technický. ISBN 80-863-6440-2.
- [24] *ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění*. 1994.
- [25] *Fan coil* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: http://www.sabiana.cz/cms_soubory/produkty/7.pdf
- [26] *Určení součinitelů místních ztrát* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [27] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace*. Brno: Bolit - B press Brno, 1993. 490 s. Technický průvodce, sv. 31. ISBN 8090157408.
- [28] *How to choose the size of a liquid receiver* [online]. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <http://www.carly-sa.com/How-to-choose-the-size-of-a-liquid.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [29] ČSN 06 0320 (060320) A Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování. Praha: Český normalizační institut, 2006. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [30] *Potřeba vody a tepla pro přípravu teplé vody* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/energeticka-narocnost-budov/6839-potreba-vody-a-tepla-pro-pripravu-teple-vody>
- [31] *Grundfos* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.catalogue.product%20families.magna.html?from_suid=152718645405506606850370034285&pumpsystemid=381305659&qcid=381306360
- [32] *Secespol* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://esecespol.cz/cz-detail-1127407-tipex-txe-750-arz-vcetne-izolace.html>
- [33] *Dražice* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.dzd.cz/ohrivace-a-zasobniky-teple-vody/neprimotopne-zasobniky/stacionarni/okc-ntr-hp#ke-stazeni>
- [34] *Grundfos* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.catalogue.product%20families.up%2C%20ups%20s%C3%A9rie%20100.html?from_suid=152719441402709974637625670257&pumpsystemid=381337114&qcid=381337182
- [35] *Grundfos* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=152719562648606879297284981385&pumpsystemid=381341682&qcid=381342336
- [36] *Danfoss elearning: Chladirny část 2* [online]. [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: https://danfoss.sabacloud.com/Saba/Web_spf/EU2PRD0064/common/leclassdetail/regdw000000000184916

16 Seznam zkratek a symbolů

A	teplosměnná plocha výměníku	[m ²]
a	přirážkový součinitel	[-]
A _k	plocha kuchyně	[m ²]
B ₀	šířka spotřebiče	[m]
c ₁	součinitel současnosti chodu všech motorů	[-]
c ₂	zbytkový součinitel při odsávání	[-]
c ₃	průměrné zatížení stroje	[-]
c _i	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
COP	Topný faktor	[-]
d	tloušťka stěny	[m]
D	produkce páry	[g.h ⁻¹]
d _{ekv}	ekvivalentní průměr	[m]
D _f	faktor proudění vzduchu	[-]
d _{hydr}	hydraulický průměr	[m]
D _t	denní část času, po který jsou dveře otevřeny	[lx]
E	intenzita osvětlení	[-]
E	efektivita dveří	[-]
E _{10min}	energie předaná do vody za 10min	[J]
F	korekční faktor křížového uspořádání	[-]
f	počet měrných jednotek	[-]
F ₁	korekční faktor	[-]
F ₂	korekční faktor	[-]
f _s	bezpečnostní faktor	[-]
H	výška dveří	[m]
H ₀	výška zdroje tepla	[m]
h _e	měrná entalpie venkovního vzduchu	[kJ.kg ⁻¹]
h _i	měrná entalpie vnitřního vzduchu	[kJ.kg ⁻¹]
h _p	měrná entalpie přiváděného vzduchu	[kJ.kg ⁻¹]
H _{T,ig}	ztráta do zeminy	[W.K ⁻¹]
H _{T,iue}	ztráta nevytápěným prostorem	[W.K ⁻¹]
H _{T,ie}	ztráta do venkovního prostředí	[W.K ⁻¹]
i _z	počet žen v místnosti	[-]
K	stupeň zatížení EV	[%]
l	délka úseku potrubí	[m]
L ₀	hloubka spotřebiče	[m]
l ₁₂	skupenské teplo tání	[kJ.kg ⁻¹]

SEZNAM ZKTRATEK A SYMBOLŮ

l_{23}	výparné teplo vody	[kJ.kg ⁻¹]
L_{WAin}	limit akustické hladiny pro vnitřní prostředí	[dB]
L_{WAout}	limit akustické hladiny pro vnější prostředí	[dB]
M_d	produkce páry od spotřebičů	[g.h ⁻¹]
m_{ve}	hmotnostní tok čerstvého vzduchu	[kg.s ⁻¹]
m_w	produkce páry jednoho člověka	[g.s ⁻¹]
m_w	hmotnostní tok vody	[kg.s ⁻¹]
M_{wo}	odpar z mokrého povrchu	[kg.s ⁻¹]
N	štitkový výkon elektromotoru	[W]
n	počet hodin, za kterou se potravina zchladí na požadovanou teplotu	
P	denní průchodnost dveří	[-]
P	příkon	[W]
p	atmosférický tlak	[Pa]
$P_{\dot{e}2}, P_{\dot{e}3}$	příkon oběhového čerpadla	[W]
P_k	příkon kompresoru TČ	[W]
p_s	tlak na sání	[bar]
p_v	tlak na výtlačku	[bar]
q	celková zátěž infiltrací, pokud jsou otevřené dveře	[W]
Q_I	energie potřebná pro zchlazení na požadovanou teplotu	[kJ]
Q_{2p}	potřeba tepla odebraného z ohřívače za danou periodu	[kWh]
$Q_{c,\dot{c}}$	celkový zisk citelným teplem čokoládovny	[W]
$Q_{c,k}$	celková tep. Zátěž kuchyně	[W]
$Q_{\dot{c}}$	celkový tepelný zisk čokoládovny	[W]
Q_{fc}	výkon fancoilu	[W]
Q_H	referenční roční spotřeba pro vytápění	[kWh]
Q_{HE}	roční spotřeba el. Energie	[kWh]
Q_{chl}	tepelný zisk chladicího boxu	[W]
Q_{chl}	chladicí výkon	[W]
Q_i	tepelný zisk infiltrací	[W]
$Q_{ic,k}$	tepelná zátěž kuchyně citelným teplem	[W]
$Q_{iv,\dot{c}}$	celkový zisk vázaným teplem čokoládovny	[W]
$Q_{iv,k}$	tepelná zátěž kuchyně vázaným teplem	[W]
Q_{ivL}	vodní zisky od lidí	[W]
Q_{komp}	Příkon kompresoru	[W]
Q_L	produkce tepla lidí	[W]
Q_m	tepelný zisk mrazicího boxu	[W]
Q_{min}	minimální výkon	[W]
Q_s	tepelný zisk z okolních místností	[W]

SEZNAM ZKTRATEK A SYMBOLŮ

Q_s/A	zátěž citelným teplem infiltrací na 1m ² dveří	[kW.m ⁻²]
Q_{Sk}	konvekční tepelná zátěž	[W]
q_t	průměrný zisk infiltrací během 24h	[W]
Q_t	topný výkon	[W]
$Q_{TČ.chl}$	chladicí výkon TČ	[W]
Q_{tech}	tepelné zisky od technologie	[W]
Q_v	produkce tepla ventilátorů	[W]
Q_{zdroj}	Teplo předané v kondenzátoru	[W]
R	tepelný odpor redukční polohový faktor	[m ² .K.W ⁻¹]
r	[-]	[-]
R	tlakový spád	[Pa.m ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
r_p	měrná plynová konstanta páry	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
R_s	poměr citelného tepla infiltrovaného vzduchu	[-]
r_v	měrná plynová konstanta vzduchu	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
SCOP	Sezonní topný faktor	[-]
$S_č$	plocha místnosti	[m ²]
S_s	plocha stěny	[m ²]
t_e	venkovní teplota	[°C]
T_e	teplota venkovního vzduchu	[K]
t_i	teplota místnosti	[°C]
$t_{in,a}$	vstupní teplota vzduchu	[°C]
$t_{in,w}$	vstupní teplota vody	[°C]
t_k	kondenzační teplota	[°C]
$t_{out,a}$	výstupní teplota vzduchu	[°C]
$t_{out,w}$	výstupní teplota vody	[°C]
t_{pod}	podchlazení chladiva	[K]
$t_{př}$	přehřátí chladiva	[K]
t_{rm}	průměrná rovnícenná denní teplota za 24h	[°C]
t_v	vypařovací teplota	[°C]
U_k	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K]
V	objemový průtok ventilátorem	[m ³ .h ⁻¹]
V_{cond}	objem chladiva v kondenzátoru	[m ³]
V_i	přívod vzduchu	[m ³ .h ⁻¹]
v_k	rychlost chladiva v kapalinovém potrubí	[m.s ⁻¹]
V_{LL}	objem chladiva v kapalinovém potrubí	[m ³]

SEZNAM ZKTRATEK A SYMBOLŮ

$V_{\text{mech, inf}}$	objemový průtok mechanickou infiltrací	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$V_{\text{ods, zák}}$	množství odsávaného vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$V_{\text{přív}}$	objemový průtok přiváděného čerstvého vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
v_s	rychlost chladiva v sacím potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
V_{Sb}	objem sběrače chladiva	$[\text{m}^3]$
V_{th}	termický proud vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
v_v	rychlost chladiva ve výtlačném potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
V_{vap}	objem chladiva ve výparníku	$[\text{m}^3]$
$V_{\text{w, day}}$	specifická potřeba TV na měrnou jednotku a den	[l]
V_z	potřebný objem zásobníku tepla	$[\text{m}^3]$
w	rychlost vody v potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
W	šířka dveří	[m]
x	měrná vlhkost vzduchu nad povrchem	$[\text{g} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$
x''_p	měrná vlhkost nasyceného vzduchu při teplotě 45°C	
x_c	měrná vlhkost venkovního vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$
x_i	měrná vlhkost vnitřního vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$
x_p	měrná vlhkost přiváděného vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{kg}_{\text{s.v.}}^{-1}]$
z	účinná odsávací výška pro jednotlivé zdroje	[m]
Δp	celkový tlak ventilátoru	[Pa]
Δp_c	celková tlaková ztráta	[Pa]
Δp_d	tlaková ztráta třením	[Pa]
Δp_{ch}	tlaková ztráta na straně chladiva	[Pa]
Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
Δp_v	tlaková ztráta na straně vody	[Pa]
ΔQ_{max}	největší rozdíl mezi dodávkou a odběrem tepla	[kWh]
$\Delta t_{\text{LMTD, k}}$	LMTD křížového uspořádání	[K]
$\Delta t_{\text{LMTD, p}}$	LMTD protiproudého uspořádání	[K]
η_m	účinnost elektromotoru	[-]
η_s	sezonní energetická účinnost	[-]
η_v	účinnost ventilátoru	[-]
Θ_d	denní provozní doba	[h]
Θ_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
$\Theta_{\text{int, i}}$	vnitřní výpočtová teplota pro tep. Ztrátu	[°C]
Θ_o	doba, kdy jsou dveře otevřeny	[min]
Θ_p	doba mezi otevřením a zavřením dveří během průchodu	[s]
$\Theta_{\text{vedlejší}}$	teplota místnosti s nejnižší teplotou	[°C]
λ	tepelná vodivost	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

SEZNAM ZKTRATEK A SYMBOLŮ

λ	součinitel délkových ztrát	¹⁾ [-]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ξ	součinitel místních tlakových ztrát	[-]
ρ_i	hustota vzduchu	[kg.m ⁻³]
τ	čas	[h]
ϕ	současnost zařízení	[-]
ϕ_p	relativní vlhkost přiváděného vzduchu	[-]
Φ	světelný tok	[lm]
Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta	[W]
Φ_{ti}	návrhová ztráta prostupem	[W]
$\Phi_{V,i}$	ztráta větráním	[W]

17 Seznam příloh

- Příloha č.1 Skladby stěn a výpočty výrobní čokolády
- Příloha č.2 Skladby stěn a výpočty kuchyně
- Příloha č.3 Skladby stěn a výpočty chladicího a mrazicího boxu
- Příloha č.4 Výpočet rozvodů chladicí vody