



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘEŠENÍ VYBRANÝCH ASPEKTŮ CHLAZENÍ JATEK

THE SOLUTION SELECTED ASPECTS OF COOLING SLAUGHTERHOUSE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MILAN SNOPEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2014



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant	Bc. Milan Snopek
Název	Řešení vybraných aspektů chlazení jatek
Vedoucí diplomové práce	doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce	31. 3. 2013
Datum odevzdání diplomové práce	17. 1. 2014
V Brně dne 31. 3. 2013	

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Zásady pro vypracování

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení

Návrh technického řešení ve variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, UT, VZT) v zadané budově

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;

C. Experimentální a simulační řešení a zpracování výsledků

Experiment realizovaný v reálné budově postihující zadanou problematiku. Technické řešení vybrané varianty

Technické realizační řešení zadané specializace s grafickými i textovými výstupy.

- práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony a vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb

Předepsané přílohy

.....
doc. Ing. Ondřej Šikula, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce

Abstrakt

Tématem mé diplomové práce je Řešení vybraných aspektů chlazení jatek.

Hlavním cílem je řešení problematiky strojního chlazení z technické s vyjádřením fyzikální podstaty a teoretických základů komfortního chlazení. V práci jsem shrnul veškeré použité legislativní a normové požadavky týkající se mého návrhu. Rozpracoval jsem tři varianty technického řešení a tu nejvhodnější vypracoval do realizačního stupně.

Klíčová slova

jatka, chlazení, akumulace chladu, teplota, klimatizace, vzduchotechnika, zpětné získávání tepla

Abstract

The topic of my thesis is the solution of selected aspects of cooling slaughterhouses.

The main objective is the solution of mechanical cooling from the technical to the physical expression of nature and theoretical foundations comfort cooling. At work I have summarized all used legislative and normative requirements regarding my proposal. I developed the three variants of the technical solutions and the most developed in the implementation stage.

Keywords

slaughterhouse, refrigeration, cold storage, temperature, air conditioning, ventilation, heat recovery

Bibliografická citace VŠKP

SNOPEK, Milan. *Řešení vybraných aspektů chlazení jatek*. Brno, 2013. XX s., YY s. příl.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických
zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D..

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 11.9.2013

.....
podpis autora
Milan Snopek

Poděkování:

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Ondřejovi Šikulovi, Ph.D za trpělivé vedení, cenné rady, připomínky a čas strávený nad mou prací. Také bych chtěl věnovat díky mé přítelkyni, za její trpělivost a podporu.

ÚVOD.....	11
A – ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ.....	12
A.1 Analýza zadaného tématu, normové a legislativní předpoklady	13
A.2 Cíle práce, zvolené metody řešení	14
A.3 Teoretické řešení	15
A.3.1 Úvod do chlazení.....	15
A.3.2 Historie chlazení.....	15
A.3.3 Oblasti použití chladicí techniky.....	16
A.3.4 Základní principy chlazení.....	19
A.3.6 Chladicí zařízení založené na vypařování chladiva.....	31
A.3.7 Komponenty chladicího okruhu.....	39
A.3.8 Pracovní látky chladicí techniky.....	50
A.4 Aktuální technická řešení v praxi	55
A.4.1 Popis provozu jatek a základní údaje z oblasti chlazení.....	55
A.4.2 Hospodárnost provozu chladírenských zařízení.....	60
A.4.3 Základní výpočty při návrhu chlazení, veličiny a pojmy.....	64
A.4.4 Návrh a dimenzování distribučního potrubí.....	77
A.5 Experimentální řešení	83
A.6 Řešení využívající výpočetní techniku a modelování	88
B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVE.....	91
B.1 Analýza objektu	92
B.1.1 Koncepční řešení objektu.....	92
B.1.1.1 Dispoziční řešení.....	92
B.1.2.2 Konstrukční řešení.....	93
B.1.2 Vstupní údaje.....	94
B.1.3 Vstupní výpočty.....	96
B.1.3.1 Návrh tloušťky konstrukcí.....	96
B.1.3.2 Určení průtoků vzduchu a volba tlakových poměrů.....	99
B.1.3.3 Tepelné bilance budovy.....	100
B.2 Technické koncepční řešení ve variantách	105
B.2.1 Nucené větrání s chlazením technologických prostor 1 - Varianta A	105
B.2.1.1 Koncepční řešení nuceného větrání.....	106
B.2.1.2 Řešení distribuce vzduchu.....	106
B.2.1.3 Ideové schéma potrubní sítě systému.....	108
B.2.1.4 Návrh zařízení úpravy vzduchu.....	109
B.2.1.4 Doplnkový návrh otopných těles.....	114
B.2.1.5 Klasifikace systému chlazení.....	115
B.2.1.6 Koncepční návrh komponent chladicího okruhu.....	115

B.2.1.7	Ideové schéma systému chlazení	116
B.2.1.8	Grafické řešení s technickou zprávou	116
B.2.2	Teplovzdušné vytápění s chlazením technologických prostor 2 - Varianta B	117
B.2.2.1	Koncepční řešení teplovzdušného vytápění	118
B.2.2.2	Řešení distribuce vzduchu	118
B.2.2.3	Ideové schéma potrubní sítě systému	120
B.2.2.4	Návrh zařízení úpravy vzduchu	120
B.2.2.5	Klasifikace systému chlazení	125
B.2.2.6	Koncepční návrh komponent chladicího okruhu	125
B.2.2.7	Ideové schéma systému chlazení	126
B.2.2.8	Grafické řešení s technickou zprávou	127
B.2.3	Kombinovaný klimatizační systém indukční s chlazením technologických prostor 3 - Varianta C	127
B.2.3.1	Koncepční řešení kombinovaného klimatizačního systému indukčního	128
B.2.3.2	Řešení distribuce vzduchu a úpravy IM	128
B.2.3.3	Ideové schéma potrubní sítě systému	132
B.2.3.4	Návrh zařízení úpravy vzduchu	133
B.2.3.5	Klasifikace systému chlazení	138
B.2.3.6	Koncepční návrh komponent chladicího okruhu	138
B.2.3.7	Ideové schéma systému chlazení	139
B.2.3.8	Grafické řešení s technickou zprávou	140
B.3	Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, ÚT)	140
B.4	Hodnocení navržených variant	143
C	– EXPERIMENTÁLNÍ A SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ	144
C.1	Experimentální řešení	145
C.1.1	Úvod	145
C.1.2	Seznam přístrojů a pomůcek	145
C.1.3	Jednotlivá měření	146
C.1.3.1	Jatka „Rudolec“	146
C.1.3.2	Jatka „Hlinky“	152
C.1.3.3	Jatka „Kámen“	156
C.2	Simulační řešení	163
D	– TECHNICKÉ REALIZAČNÍ ŘEŠENÍ	186
D.1	Návrh VZT systému	187
D.1.1	Analýza VZT systému	187
D.1.2	Návrh distribuce vzduchu	188
D.1.3	Návrh potrubní sítě	198
D.1.4	Návrh strojovny k úpravě vzduchu	198
D.1.5	Dimenzování	207

a hydraulické posouzení.....	207
D.1.6 Návrh tepelné izolace VZT potrubí.....	207
D.1.7 Útlum hluku vzduchotechnického zařízení	209
D.1.8 Komfortní chlazení.....	211
D.1.8.1 Chlazení pro indukční jednotky.....	211
D.1.8.2 Akumulace chladu	213
D.1.8.3 Chlazení pro vzduchotechnické jednotky.....	219
D.1.8.4 Dimenzování a hydraulické posouzení	221
D.1.8.5. Návrh tepelné izolace potrubí	225
D.1.9 Návrh MaR.....	226
D.2 Návrh technologického chlazení.....	227
D.2.1 Volba vypařovací teploty	227
D.2.2 Návrh vhodného chladiva.....	228
D.2.3 Potřeba chladicího výkonu	228
D.2.4 Návrh komponent chladicího okruhu.....	232
D.2.5. Využití odpadního tepla.....	239
D.2.6 Dimenzování a hydraulické posouzení.....	241
D.2.7 Návrh tepelné izolace potrubí.....	246
D.2.8 Návrh MAR	247
D.3 Předpokládané roční náklady na dodávku elektrické energie	249
D.4 Grafické řešení s technickou zprávou.....	252
ZÁVĚR	253
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	254
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	255
SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ, SCHÉMAT.....	257
SEZNAM PŘÍLOH	259

ÚVOD

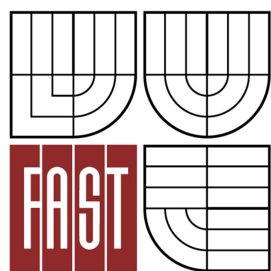
Diplomová práce se zabývá návrhem chladicí techniky do objektu hovězí porážky. V objektu jsem se zaměřil na komplexní vybavení všech teplotních zón chladicí technikou tj. základní technologické chlazení i komfortní chlazení pro přidružené administrativní, skladové a hygienické prostory. Při variantním návrhu jsem se snažil obeznámit čtenáře s různými možnostmi aplikací chladicí techniky do objektů jatek a jejich dynamické využití v podobných případových podmínkách v jiných objektech.

Zohledněna byla veškeré kritéria návrhu chlazení jakožto nejvíce významné např. tepelné zisky od technologie chlazení, od chlazeného masa, prostupem tepla a pohybu osob. Zohledněny byly i méně podstatné tepelné zisky např. osvětlením apod. Návrh chlazení byl ovlivněn řadou legislativních a normativních požadavků, také velkým množstvím vstupních podmínek stanovených dle druhu provozu v objektu či na poloze v ČR.

V teoretické části jsem se soustředil na obecnou problematiku chladicí techniky a aktuální řešení v praxi. V praktické části jsem se věnoval návrhu tří variant vzduchotechnického systému v kombinaci s technologickým chlazením. Zaměřil jsem se na veškeré aspekty této problematiky a při návrhu zohlednil jakákoliv doplňková zařízení (výměníky tepla, výměníky ZZT, ...), která by systém účelně zefektivnila. Nemalý důraz jsem kladl na experimentální část, která se věnuje problematice izolací chlazených prostor tří skutečných objektů hovězích jatek. Objekty byly prozkoumány termograficky, vyhodnoceny či bylo navrženo další podrobné měření k přesnějšímu posouzení s následným technickým řešením problému. Vybraná varianta bude přiložena v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘEŠENÍ VYBRANÝCH ASPEKTŮ CHLAZENÍ JATEK THE SOLUTION SELECTED ASPECTS OF COOLING SLAUGHTERHOUSE

A – ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ ANALYSIS OF THE THEME, OBJECTIVES AND METHODS OF THE SOLUTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MILAN SNOPEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2014

A.1 Analýza zadaného tématu, normové a legislativní předpoklady

Tématem mé diplomové práce je Řešení vybraných aspektů chlazení jatek.

Hlavním cílem je řešení problematiky strojního chlazení z technické s vyjádřením fyzikální podstaty a teoretických základů komfortního chlazení. V práci jsem shrnul veškeré použité legislativní a normové požadavky týkající se mého návrhu.

Normové předpoklady

- ČSN EN 13779 Větrání nebytových budov - Základní požadavky na větrací a klimatizační systémy a *SFP*
- ČSN EN 1886 Větrání budov - Potrubní prvky - Mechanické vlastnosti
- ČSN EN ISO 14644-1 - Čisté prostory a příslušné řízené prostředí - Část 1: Klasifikace čistoty vzduchu
- ČSN 12 7010 Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- ČSN 33 0300 Druhy prostředí pro elektrická zařízení
- ČSN 12 7010 Vzduchotechnická zařízení. Navrhování větracích a klimatizačních zařízení. Všeobecná ustanovení
- ČSN 73 0531 Ochrana proti hluku v pozemních stavbách
- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN EN 779 Filtry atmosférického vzduchu pro odlučování částic u běžného větrání
- ČSN 73 0802 Požární bezpečnost staveb – výrobní objekty
- ČSN 73 0831 Shromažďovací prostory (stavby pro obchod)
- ČSN 73 0872 Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením
- ČSN 73 4108 Šatny, umývárny, záchody
- ČSN EN 1505 Kovové plechové potrubí pravoúhlého rozměru
- ČSN EN 1506 Kovové plechové potrubí kruhového průřezu
- ČSN 01 3452 Technické výkresy - Instalace - Vytápění a chlazení
- ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž
- ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov

Legislativní předpoklady

- Vyhláška č. 20/2012 Sb., kterou se mění vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby
- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci teploty, vlhkosti, rychlosti proudění, koncentrace, dávky čerstvého vzduchu.
- Směrnice EU 2002/91/ES o energetické náročnosti budov
- Zákon č.406/2000 Sb. ze dne 25. října 2000 o hospodaření energií
- Zákon č.177/2006 Sb. ze dne 29. března 2006, kterým se mění zákon č. 406/2000 Sb., o hospodaření energií, ve znění pozdějších předpisů
- Vyhláška 277/2007 Sb. ze dne 19. října 2007 o kontrole klimatizačních systémů
- Směrnice EP a Rady 2010/31/EU ze dne 19. května 2010, o energetické náročnosti budov
- Zákon č.318/2012 Sb. ze dne 19. července 2012, kterým se mění zákon č. 406/2000 Sb., o hospodaření energií, ve znění pozdějších předpisů
- Zákon č. 458/2000 Sb. - energetický zákon a související předpisy
- Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Zákon č. 183/2006 Sb., o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon) v platném znění.
- Zákon č. 309/2006 Sb., o zajištění dalších podmínek bezpečnosti a ochrany zdraví při práci
- Vyhláška č. 6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb

A.2 Cíle práce, zvolené metody řešení

Obsah práce je rozdělen do tří částí. V teoretické části se zaměřuji na základy chladicí techniky, aktuální technická řešení v praxi, teoretické řešení experimentální části a přiblížení teoretických základů použitých programových prostředků pro modelování, které použiji v experimentální části práce.

V praktické části se zaměřím na aplikaci veškerých poznatků z možných technických řešení v praxi na objekt hovězí porážky. Vyberu nejvhodnější varianty technického řešení a představím je v této práci v rozsahu jednoduché projektové dokumentace pro stavební povolení (DSP). Po zvážení několika zásadních faktorů vyberu jednu z variant, kterou rozpracuji do rozsahu projektové dokumentace pro provedení stavby (DPS).

Poslední část práce je věnována termografickému měření tří skutečných objektů jatek. Průzkum měl za úkol odhalit tepelně izolační nedostatky v chladírenském provozu. Výsledky měření budou vyhodnoceny s následným technickým řešením problému.

A.3 Teoretické řešení

Teoretická část práce se zaměřuje na základní zákonitosti chladicí techniky. Pracoval jsem s předpoklady nutnými pro návrh klimatizačních zařízení či technologického chlazení. Veškeré teoretické poznatky popisují základní fyzikální děje vyskytující se v těchto tepelných odvětvích.

A.3.1 Úvod do chlazení

Chlazení je v dnešní době nezbytná součást mnoha průmyslových a potravinářských provozů. Popsané používané principy chlazení vycházejí z nutnosti vyrábět chlad. Potřeba chladu zasahuje téměř do všech oborů lidské činnosti, do výroby, skladování potravin i zemědělských produktů, sodovkáren, lihovarů, pivovarů a sladoven. Další uplatnění nalezne výroba chladu v chemickém průmyslu, v průmyslových a kancelářských prostorách, klimatizaci dopravních prostředků a v neposlední řadě pro sportovní aktivity a využití volného času.

Chladicí technika je v současné době natolik rozsáhlou oblastí, že vyžaduje poměrně úzkou specializaci projektantů, montážních a servisních společností (firem) i samotných provozovatelů. A to i přes skutečnost, že díky rychlému vývoji a zavádění nových materiálů pro chladicí okruhy, díky rychlému vývoji elektroniky a výpočetní techniky jsou mnohá zařízení schopna provozu v plně automatickém režimu nebo v režimu s tzv. občasnou obsluhou. Vzhledem k tomu, že v chladicích zařízeních se používá elektrický proud, rozdíl teplot chladiva může v okruhu dosahovat řádově desítek °C, tlak v okruhu také nelze zanedbat, je nutné zajistit bezpečnost práce při manipulaci s chladivem, bezpečnost práce ve strojovnách i při manipulaci na jakékoli části zařízení, které je součástí chladicího okruhu.

A.3.2 Historie chlazení

Původní důvod, proč se vyvíjela technika chlazení, byl uchovávání potravin. Poznatkem, že snížením teploty se prodlouží trvanlivost potravin, učinili lidé obývající střední zeměpisná pásma již v dávných dobách. Pomohla jim k tomu příroda - věděli, že v zimním období vydrží potraviny delší dobu než v létě. Vhodný prostředek pro snižování teploty potravin (přírodní led) měli také k dispozici.

Číňané ve starověku skladovali potraviny v chladu. V Evropě se objevily první místnosti opatřené ledem (lednice) ve starověkém Římě. Římané používali sníh a led z Alp. Většího rozšíření doznaly tyto lednice až ke konci středověku. Spotřeba ledu neustále stoupala. Na přelomu 18. a 19. století vzrostla natolik, že přírodní led ze severních zemí Evropy a Ameriky byl pomocí lodní dopravy dovážen do Indie, Jižní Ameriky, jižní Afriky.

Rozvojem techniky se přibližně v polovině 19. století rozšířila výroba umělého chladu pomocí strojního chladicího zařízení. Zařízení s parním oběhem poprvé popsal v roce 1805 Američan Oliver Evans. Teprve v roce 1834 Angloameričan Jacob Perkins ohlásil svůj patent na skutečně pracující zařízení s etylénem na ruční pohon. V jeho patentu je chráněn princip použití snadno vroucí látky k výrobě chladu, při němž je vypařovaná látka přinucena kondenzovat, aby mohla být znovu odpařena. V roce 1855 nahradil Australan James Harrison ruční pohon parním strojem. Směřování dalšího rozvoje výroby chladu bylo dáno novými chladivými jako metyléter, oxid uhličitý, čpavek, metylchlorid, patří sem i nová chladiva vzniklá halogenizací uhlovodíků (známá jako freony). Absorpční chladicí zařízení - jsou datována od roku 1859, jejich průmyslový rozmach však nastává až na začátku 20. století. Ejektorová zařízení - teoretické práce byly uveřejňovány před rokem 1838, první realizace byla však provedena až roku 1910. Plynový oběh se vzduchem byl realizován v roce 1910. Princip termoelektrického chlazení - založený na jevu nazvaném po svém objeviteli Peltierovi byl realizován v roce 1834. Dosahování teplot v kryogenní oblasti - rovněž patří do druhé poloviny 19. století. Zkapalnění kyslíku - rok 1877, zkapalnění vodíku - rok 1895, zkapalnění hélia - rok 1908. Dosud nejnižší teplota, které se podařilo dosáhnout, jsou 4 nK.

A.3.3 Oblasti použití chladicí techniky

Jak bylo zmíněno již v předcházejícím textu, původní důvod využití chladu byl především uchovávání potravin. S rozvojem techniky se postupem času použití chladu přenášelo i do jiných odvětví nebo činností:

Potravinářský průmysl

V této oblasti se používá chlad v celém řetězci od výroby potravin až po jejich skladování u spotřebitele. Je to nejlepší konzervační prostředek pro zachování jejich požadovaných hodnot. Chladicí výkony se pohybují řádově v rozmezí 101 až 106 W, teploty přibližně od +10 °C do -45 °C. Znehodnocování potravin účinkem enzymů, oxidace a působením mikroorganismů (plísňe, kvasinky a bakterie) se chlazením potlačuje a omezuje. Například činnost enzymů lze omezit snížením teploty potravin na teplotu kolem 0 °C, podstatně omezit ochlazením na -20 °C a zcela potlačit při teplotě přibližně -40 °C.

Chemický průmysl a plynárenství

V tomto odvětví je použití chladu nepostradatelné např. při chlazení chemických pochodů v průběhu chemických reakcí, při procesu zkapalňování vzduchu, případně jiných plynů, při výrobě kyslíku, dusíku, CO₂, inertních plynů, uhlovodíků, při zpracování a přepravě zemního plynu atd. Chladicí výkony se pohybují řádově v rozmezí 102 až 106 W. V této oblasti bývá dosahováno až – 190 °C.

Kryogenika

Jedná se o specifický obor pro dosahování velmi nízkých teplot, které se blíží absolutní nule (-273,15°C) např. při zkapalňování vodíku a hélia.

Stavebnictví

Ve stavebnictví se využívá chladu např. pro chlazení betonu při masivních betonážích, jako jsou stavby přehrad, kdy v průběhu procesu zrání betonu vznikají chemické reakce a teplo. Dále se chlad využívá při zmrazování půdy, hloubení šachet apod. Chladicí výkony jsou řádově 105 W, teploty od 0 °C až do -25 °C.

Klimatizace a úprava vzduchu

Tuto oblast lze rozdělit na průmyslovou klimatizaci a klimatizaci komfortní. Používání průmyslové klimatizace je nutné pro dodržení vhodného prostředí v průběhu technologických výrobních procesů, případně pro odvod tepla z výrobních hal pro dobré pracovní klima pracovníků. Jako příklad je možné uvést provozy sléváren, textilní továrny, filmové laboratoře, objekty s výpočetní technikou, sklady, archivy, obchodní domy, administrativní budovy, hotely aj.

Sportovní účely

Díky snaze prodloužit sezonu zimních sportů je chladicí zařízení využíváno pro výrobu umělého ledu na zimních stadionech a rychlobruslařských drahách, pro výrobu sněhu, úpravu lyžařských sjezdovek, běžeckých tratí, skokanských můstků apod. Dosahované chladicí výkony jsou řádově 102 až 106 W, teploty -15 °C až -20°C.

Lékařství

V tomto odvětví se nedosahuje takových chladicích výkonů jako ve výše uvedených oblastech. Ovšem rozsah použití chlazení, případně zmrazování je velmi široký. Ochlazování operovaných částí těla, skladování a uchovávání léků. Teplota - 80 °C je nutná při zpracování krevní plazmy, uchovávání živých tkání se provádí při teplotách pod - 100 °C.

Kosmonautika

Vývoj kosmonautiky vyžaduje například simulace prostředí za různých extrémních teplot, v aerodynamických tunelech apod.

Strojírenství

Ve strojírenství existuje celá řada technologických procesů, při kterých se bez chlazení nelze obejít. Například při zušlechťování oceli nebo při ochlazování různých kapalin (emulzí pro obrábění, chladicí kapaliny elektrod bodových svářeček atd.).

Vytápění

Pro vytápění na určitou ekonomickou hodnotu lze teoreticky využít každé chladicí zařízení se systémem komprese - vypařování. Takové zařízení je v podstatě tepelným čerpadlem a je pouze otázkou, při jaké kondenzační teplotě pracuje. Teplo, získané z ochlazované látky ve výparníku se využije v kondenzátoru, kde má vyšší teplotní hladinu. Klasická tepelná čerpadla využívají odpadní nebo nízkopotencionální zdroje (vzduch, země, termální vody, průmyslové zdroje tepla a j..

A.3.4 Základní principy chlazení

Základ pochopení chladicího procesu:

Pro jakýkoliv návrh chlazení vycházíme ze zákona termodynamiky, který tvoří 3 termodynamické věty a jednu doplňkovou.

I. věta termodynamiky

množství tepla q dodané do systému z okolí se spotřebuje na vzrůst energie systému a na vykonání vnější práce

$dQ = dU + dW$ = univerzální zákon zachování energie pro makro systémy v adiabaticky izolovaném systému nedochází k výměně tepla mezi ním a okolím

$$dU = TdS - pdV$$

pokud není stálý počet částí

$$dU = dQ - dW + \sum_{i=1}^N \mu_i dN_i$$

Q je za konstantního tlaku stavová veličina

Důsledky:

- vznik nebo zánik energie není možný
- energie je jednoznačnou funkcí stavu termodynamického systému
- perpetuum mobile 1.druhu je neuskutečnitelné
- součet práce a tepla nezávisí na procesu
- $dU(a_1, \dots, a_n, T)$ je úplný diferenciál
- Q - teplo = souhrn mikrofyzikálních jevů předávání energie
- práce = kvantum energie co se přesouvá z 1 systému do 2., dodaná práce generuje teplo

II. věta termodynamiky

Více verzí:

Proces, který převádí Q -> W je neuskutečnitelný

(Clausius) - Teplo nemůže samovolně přecházet ze soustavy o tep. T' do soustavy o tep T ($T > T'$),

účinnost takového jevu

$$\eta = \frac{\text{vydaná práce}}{\text{dodané teplo}} < 1 = \frac{Q - Q_0}{Q}$$

(Oswald) - uskutečnění perpetua mobile 2.druhu není možné

(Planck) - nelze zkonstruovat periodicky pracující stroj, co by odebíral teplo rezervoáru a konal práci

(Carnot) - největší možná účinnost tepelného stroje je určena výhradně teplotami T_n a T_c a není závislá na látkové výplni, uspořádání soustavy, povaze probíhajících dějů. Tuto největší účinnost má soustava pracující vratně

$$\eta^* = \frac{T_n - T_c}{T_n}$$

Entropie je stavová funkce - Clausiova definice entropie:

$$dS = \frac{dQ}{T}$$

je totální diferenciál

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$

Celková entropie systému nemůže poklesnout, aniž by se zvýšila entropie systému jiného

Důsledky:

$$TdS = dU + pdV = dU + \sum a_i da_i$$

Gibbsův potenciál

je-li stav stabilní vůči fluktuacím, musí platit:

$c_p \geq c_v \geq 0$ (rozdíl mezi c_p a c_v se spotřebuje na práci) a $K_T \geq K_S \geq 0$

III. věta termodynamiky

Při absolutní nulové teplotě je entropie čisté látky pevného nebo kapalného skupenství rovna nule. Nejsou-li však vlastnosti látek v blízkosti absolutní teplotní nuly závislé na teplotě, pak nelze vnějším působením jejich teplotu dále snižovat. Třetí termodynamickou větu lze tedy vyslovit také takto:

Čistou pevnou látku nelze konečným pochodem ochladit na absolutní nulovou teplotu.

Ačkoli je tato věta formulována pro čistou pevnou či kapalnou látku, lze očekávat, že žádná látka se v blízkosti absolutní nulové teploty nenachází v plynném skupenství. Při teplotě absolutní nuly klesá k nule i tepelná kapacita látek, přičemž závislost tepelné kapacity na teplotě není lineární.

Na závěr se hodí upozornit, že třetí věta termodynamická nemusí být splněna pro některé příliš jednoduché modely (např. ideální plyn - má logaritmickou závislost), což je vada především přílišného zjednodušení modelu (Van der Waalsův plyn již tímto problémem netrpí). Tzv. nultý termodynamický zákon když dvě tělesa jsou v rovnovážném stavu a zůstanou v něm poté, kdy si mohou začít vyměňovat teplo, pak jsou vzájemně také v rovnovážném stavu. Neboli pokud se teplota tělesa A rovná teplotě tělesa B a teplota tělesa B se rovná teplotě tělesa C, pak se teplota tělesa A rovná teplotě tělesa C. To má zásadní vliv na měření teploty - znamená to totiž, že můžeme porovnávat teploty dvou různých látek pomocí látky třetí. Třetí látkou je často rtuť či líh teploměru. Stav vzájemné termodynamické rovnováhy je vlastností tranzitivní. Pokud je těleso A v rovnovážném stavu s tělesem B a těleso B je v rovnovážném stavu s tělesem C, pak těleso A je v rovnovážném stavu s tělesem C.

2. Základní pojmy

Nejdůležitější pojmy, na které můžeme v chladicí technice narazit a neměli bychom je zaměňovat s pojmy jiných oborů, jsou tyto:

Teplota vypařovací

Teplota, při které dochází ke změně kapalného skupenství v plynné v celém objemu vypařující se látky

Vypařování

Děj změny skupenství látky v celém objemu, tlak během vypařování je téměř stálý, sytá kapalina se postupně mění na sytou páru – přechodný stav se nazývá mokrá pára.

Odpařování

Změna skupenství kapalné látky probíhající obvykle na povrchu nebo na hladině únikem molekul látky do okolí, probíhá prakticky při každé teplotě v nenasyceném prostředí.

Kondenzační teplota

Teplota, při které dochází ke zkapalňování plynné fáze kondenzující látky.

Nejvyšší pracovní přetlak

Nejvyšší přetlak (nad tlakem atmosférickým), který smí pracovní látka dosáhnout za provozu a na němž smí být nejvýše nastaveno jistící zařízení.

Pracovní přetlak

Okamžitý tlak pracovní látky při stávajících pracovních podmínkách v provozu zařízení.

Výpočtový přetlak

Přetlak, se kterým uvažujeme při pevnostním výpočtu jednotlivých částí chladicího zařízení.

Zkušební přetlak

Přetlak, kterým se provádějí zkoušky chladicího zařízení nebo jeho částí. Bývá stanoven vztahenými předpisy pro zkoušení.

Nejvyšší pracovní teplota

Nejvyšší teplota, kterou může pracovní látka dosáhnout během provozu.

Jistící zařízení

Např. přetlakový jistič (vysokotlaká pojistka) – zařízení vypínající chod chladicího okruhu v případě dosažení maximální povolené hodnoty.

Pojistné zařízení

Např. pojistný ventil – prvek zařízení, který zabraňuje poničení zařízení stoupnutím některé veličiny, obvykle tlaku, nad povolenou mez i v případě stání chladicího zařízení, například při požáru. Může to být ale i ochrana proti roztržení některého dílu například zamrzáním vody.

Škrceň

Změna tlaku v řídicím prvku chladicího zařízení z tlaku kondenzačního na tlak vypařovací (například v termostatickém expanzním ventilu). Vzniká z kapaliny mokrá pára o vypařovacím tlaku.

Přehřátí

Rozdíl teploty par chladiva v určitém místě za výparníkem a vypařovací teploty. Podchlazení skutečné teploty kapaliny za kondenzátorem a kondenzační teploty (teploty syté kapaliny) ve vysokotlaké části okruhu.

Příkon zařízení

Energie spotřebovaná na uskutečnění chladicího cyklu. U kompresoru je to energie potřebná na stlačení par chladiva odsávaných z výparníku na kondenzační tlak. U zařízení je to součet všech dílčích příkonů – kompresoru, ventilátorů, čerpadel, spotřebičů apod.

Chladicí výkon

Množství odebraného tepla chlazené látky ve výparníku nebo ve více výparnících. Početně je to součin hmotnostního průtoku chladiva a rozdílu entalpií při chlazení.

Kondenzační výkon

Množství tepla potřebné odvést z chladicího okruhu - z kondenzátoru pro zkapalnění par vytlačovaných kompresorem.

Teplotní skluz (glide)

Fázová změna (vypařování, kondenzace) zeotropních chladiv (směsí) vykazující „klouzavý“ charakter v určitém rozmezí teplot. Teplotní skluz může být více či méně významný v závislosti na bodech varu a poměrném zastoupení jednotlivých složek směsi. V praxi to znamená, že teplota během vypařování mírně vzrůstá a při kondenzaci klesá.

3. Základní fyzikální veličiny

Tlak p

Tlak p je definován jako síla působící na jednotku plochy ve směru normály. Z tohoto pohledu lze tlak v látkách a soustavách definovat jako silové působení molekul na zvolenou jednotkovou plochu:

$$p = \frac{\Delta F}{\Delta S} \quad [Pa]$$

kde ΔF je element síly působící na element plochy ΔS . Jednotkou tlaku je pascal [Pa], definovaný jako kolmé působení síly 1N na plochu $1m^2$, proto platí:

$$1Nm^2=1Pa$$

Se zřetelem na různé technické aplikace, jako jsou např. výpočty namáhání tlakových nádob a s ohledem na skutečnost, že lze snáze měřit tlakové diference, než absolutní tlak, se setkáváme vedle pojmu tlak p (absolutní tlak) i s pojmy přetlak p_{pr} a podtlak p_{po} . Přetlak a podtlak potom uvažujeme jako relativní hodnoty tlaku ve vztahu k vnějšímu tlaku p_e (často shodnému s atmosférickým tlakem p_a).

Teplota T

Teplota je základní fyzikální veličinou a základní termodynamickou stavovou veličinou. Rozlišujeme termodynamickou (absolutní) teplotu T udávanou v kelvinech [K] a Celsiovu teplotu t , která se udává ve stupních Celsia [°C]. Kelvin je definován jako 273,16 - tá část termodynamické teploty trojného bodu vody (0,01 °C). Stupeň Celsia je definován jako jedna setina rozdílu teploty bodu varu (100 °C) a teploty tuhnutí vody (0 °C) při tlaku 0,101325 MPa. Svoji velikostí je Celsiův stupeň roven kelvinu. Pro vzájemný vztah termodynamické a Celsiovy teploty platí:

$$t = T - 273,15 \quad [^{\circ}C]$$

Mezi další používané teplotní stupnice patří např. stupnice Fahrenheitova, pro přepočítání platí:

$$T_F = \frac{9}{5} t + 32 \quad [^{\circ}F]$$

Teplo a měrné teplo c

Teplo je forma přenosu tepelné energie mezi termodynamickou soustavou a okolím za současné změny stavu soustavy.

Měrné teplo c je množství tepla udávané v Joulech, které je nutno dodat (nebo odebrat) 1 kg látky, aby se teplota látky zvýšila (nebo snížila) o 1 K.

$$c \quad [J.kg^{-1}.K^{-1}]$$

Měrné teplo je závislé na skupenství látky.

Objem V

Objem V je stavová veličina představující velikost prostoru sledované soustavy.

$$V \quad [m^3]$$

Hustota ρ

Hustota ρ je stavová veličina definovaná jako podíl hmotnosti homogenní látky a jejího objemu.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [kg.m^{-3}]$$

Hmotnost m [kg]

Objem V [m³]

Měrný objem v

Měrný objem v je stavová veličina definovaná jako podíl objemu homogenní látky a její hmotnosti

$$v = \frac{V}{m} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Hmotnost	m	[kg]
Objem	V	[m ³]

Chladicí faktor ε

Pro obecný chladicí oběh lze definovat obecnou účinnost chladicího cyklu:

$$\varepsilon = \frac{q_1}{a_0}$$

Je vyjádřen jako poměr získaného chladicího tepla a přivedené kompresní objemové práce. Vzhledem ke skutečnosti, že její hodnota je vyšší než 1, nazýváme tuto účinnost chladicího oběhu chladicím faktorem.

Carnotův chladicí faktor ε_C vyjádřený pomocí absolutních teplot má tvar:

$$\varepsilon_C = \frac{q_1}{q_2 - q_1} = \frac{T_1(s_2 - s_1)}{T_2(s_2 - s_1) - T_1(s_2 - s_1)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Rankin – Clausiův chladicí faktor ε_R vyjádřený pomocí rozdílů entalpií:

$$\varepsilon_R = \frac{q_1}{a} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Topný faktor COP

Analogicky jako v případě chladicího oběhu, je u tepelného čerpadla zaveden topný faktor. Je to poměr získaného tepla k potřebné kompresní práci.

$$\text{COP} = \frac{Q_V}{A_K}$$

4. Přehled procesů v chladicím zařízení a chladicích metod

Procesy uvnitř chladicích zařízení

V této kapitole se zaměřím na termodynamické procesy probíhající uvnitř chladicích zařízení. Jsou jimi komprese, kondenzace, škrcení a nástřik, vypařování.

Komprese

V kompresoru se stlačují páry chladiva na tlak a teplotu kondenzace. K pohonu kompresoru je potřeba dodat energii, která se formou tepla předá do chladiva.

Kondenzace

V kondenzátoru dochází nejprve k ochlazení přehřátých par, a potom ke kondenzaci předáváním tepla do svého okolí. Chladivo změní skupenství z plynného na kapalné a dále může dojít i k podchlazení kapaliny. Dnes se často teplo přehřátých par používá k předeřevu teplé vody v deskových výměnících.

Škrcení a nástřik

V regulačním orgánu dochází ke škrcení chladiva z tlaku kondenzačního na tlak vypařovací. Část chladiva se vypaří, teplo potřebné k vypaření se odebere z nástřikovaného chladiva a tím se ochladí.

Vypařování

Směs kapalného chladiva nástřikované do výparníku s částí vypařeného chladiva se ve výparníku vypařuje – mění skupenství na plynné. K tomu odnímá teplo z okolí a tím ho ochlazuje (dle 2. Zákona termodynamiky). Toto je základní děj - nutný pro jakékoliv chladicí zařízení. Někdy se během vypařování chladivo úmyslně přehřívá.

Přehled chladicích metod

Z nejznámějších metod lze uvést:

Chlazení bez strojního zařízení

Využití chladné vody, chladného vzduchu, sněhu a ledu.

Chlazení chemickými roztoky

Snižování teploty se děje v důsledku spotřebovaného tepla při rozpouštění

Chlazení vypařováním chladiva

Systémy strojního chlazení, nepoužívanější jsou kompresní nebo sorpční

Chlazení plynem po expanzi

Teplota plynu při adiabatické expanzi prudce klesá (použití v klimatizaci)

Joule-Thompsonův efekt

Při škrcení reálného plynu může nastat za určitých podmínek jeho značné ochlazení (použití v technice hlubokých teplot)

Termoelektrické chlazení

Využívá Peltierův elektronový jev, který je opakem jevu v termočláncu pro měření teplot

Efekt Ranqueho vířivé trubice

Rotující proud plynu v trubce se rozdělí na dva proudy rozdílných teplot: obvodový a osový

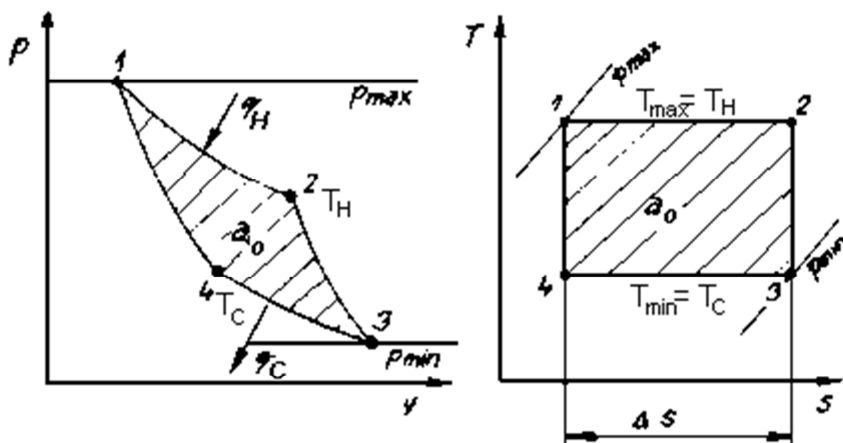
5. Levotočivé termodynamické oběhy

Teoretický základ čerpá chladicí technika z poznatků technické termomechaniky.

Chladicí oběhy jsou levotočivé termodynamické cykly. Obecně je tento cyklus definován jako uzavřený děj, při kterém pracovní látka prochází řadou termodynamických dějů. Probíhají proti směru hodinových ručiček a pro jejich činnost je nutno práci přivádět.

a) Carnotův oběh

Pro možnost porovnání hospodárnosti provozu tepelných pracovních strojů, jako jsou chladicí zařízení a tepelná čerpadla, slouží obrácený (levotočivý) Carnotův cyklus.



Obr. 1: Znárodnění v diagramu p-V a T-s (5)

Pro chladicí techniku je jako referenční cyklus sestaven ze čtyř termodynamických vratných změn:

- 1 – 2 adiabatická komprese
- 2 – 3 izotermická komprese
- 3 – 4 adiabatická expanze
- 4 – 1 izotermická expanze

Při nízké teplotě T_1 pracovní látka přijímá teplo q_1 a po stlačení je při vyšší teplotě T_2 teplo odváděno pracovní látce z cyklu. Tepelné toky q_1 a q_2 lze v souladu s grafem T-s vyjádřit pomocí absolutních teplot:

$$q_1 = T_1 (s_2 - s_1)$$

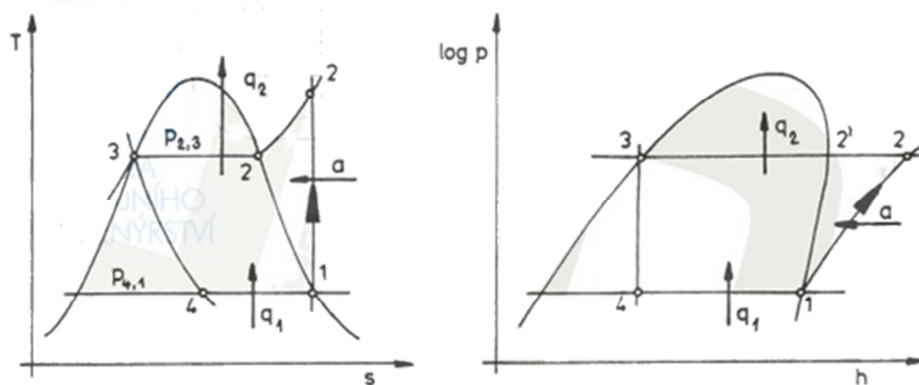
$$q_2 = T_2 (s_2 - s_1)$$

Chladicí faktor je potom dán vztahem:

$$\varepsilon_c = \frac{q_1}{q_2 - q_1} = \frac{T_1 (s_2 - s_1)}{T_2 (s_2 - s_1) - T_1 (s_2 - s_1)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

b) Rankin – Clausiův oběh

Levotočivý Rankin – Clausiův oběh je teoretickým základem pro chladicí systémy s vypařováním chladiva a kompresorem. Jeho princip je zřejmý z obr. 21a).



Obr. 2: Levotočivý Rankin - Clausiův oběh (5)

a)

b)

Rankin – Clausiův oběh je složen ze čtyř termodynamických změn:

- 1 - 2 adiabatická komprese
- 2 - 3 ochlazování a kondenzace
- 3 - 4 izoentalpické škrčení
- 4 - 1 vypařování

Na obr. 21.b) je překreslen diagram do souřadnicového systému log p – h, který je typický pro použití v chladicí technice.

V tomto případě lze chladicí faktor vyjádřit pomocí rozdílů entalpií:

$$\varepsilon_R = \frac{q_1}{a} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

kde a je práce adiabatické komprese dodaná pracovní látce

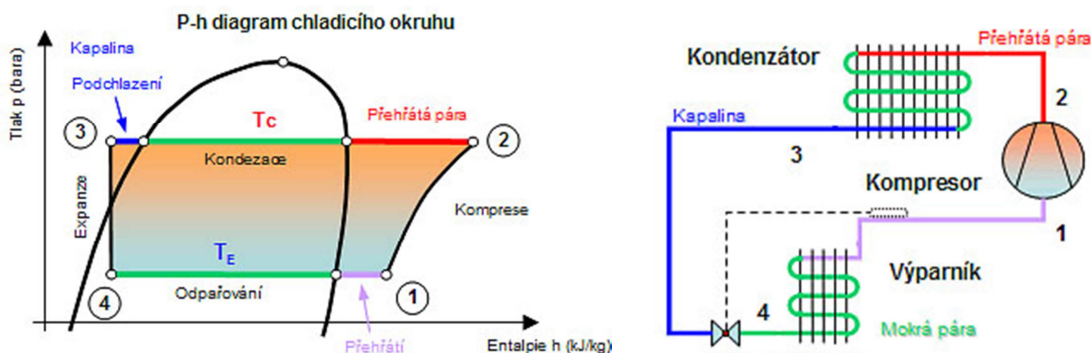
A.3.6 Chladicí zařízení založené na vypařování chladiva

Mezi nejrozšířenější systémy se používají systémy kompresorové, založené na odpařování chladiva. Můžeme je rozdělit:

- Kompresorové systémy
- Sorpční systémy
- Proudové systémy
- Tepelná čerpadla

1. Kompresorové systémy

V chladicím zařízení koluje teplotně médium – chladivo. Systém je založen na vypařování kapalného chladiva ve výparníku při sníženém tlaku a následné kondenzaci v kondenzátoru při tlaku zvýšeném kompresorem. Teoretický cyklus zařízení přibližujeme Carnotovu cyklu, založeném na vratném kruhovém ději ideálního tepelného zdroje, skládající se ze dvou adiabatických a dvou izotermických dějů. Celý děj můžeme zobrazit v diagramu $p - h$ použitého chladiva, což je přehledný systém grafického znázornění závislosti tlaku, teploty, entalpie a případně dalších parametrů chladiva.



Obr. 3: Schema chladicího okruhu a jeho zobrazení v P-h diagramu

Rozbor chladicího procesu

Proces samotný začíná nasátím vypařeného chladiva v bodě 1. Kompresor stlačuje a zahřívá páry do bodu 2, z něhož vstupují do kondenzátoru. Postupující páry se ochlazují a kondenzují na kapalinu při kondenzační teplotě T_c . V závěru kondenzace dochází k podchlazení kapalného chladiva v bodě 3. Pro spolehlivou činnost chladicího okruhu je důležité získat dostatečné podchlazení, aby nedošlo k předčasnému odpařování chladiva a zvyšuje se tím

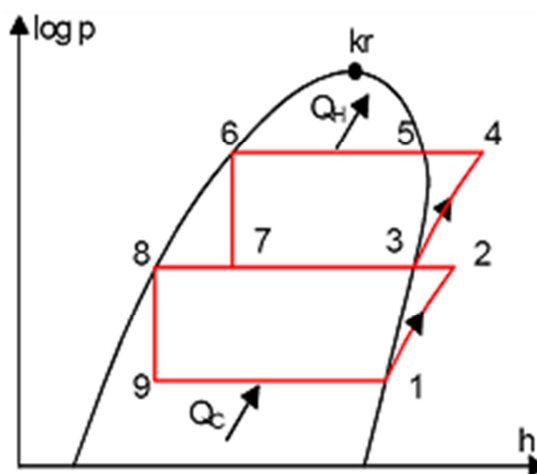
chladičí výkon. Tlak kapalného chladiva je po průchodu škrticím orgánem prudce snížen na bod 4. Dochází k varu a prudkému vypařování chladiva při teplotě TE. Výparné teplo je odebíráno přes teplosměnnou plochu výparníku z chlazeného prostoru.

Expanzní ventil zajišťuje nezbytné přehřátí par chladiva v bodě 1, protože kompresor nesmí nasávat páry s podílem kapaliny, aby nemohlo dojít k jeho trvalému poškození.

Nejdůležitějším parametrem chladicího okruhu je definovaná hmotnostní chladivost q_c [J/kg], jako měrné teplo, které je nutné k vypaření jednoho kilogramu chladiva ve výparníku. $Q_c = h_1 - h_4$ kde q_c je rozdíl měrných entalpií mezi vstupem a výstupem z výparníku.

Kondenzační tlak je z velké míry ovlivněn okolními podmínkami a nelze jej pevně stanovit. Kondenzátory chlazené vzduchem jsou ovlivněny teplotou okolního vzduchu a tepelným spádem, pohybující se v rozsahu $\Delta T = 15 - 20$ K. Během letních měsíců musíme počítat s teplotou vzduchu okolo 35 °C, proto se nám teplota kondenzace pohybuje mezi $45 - 50$ °C a v závislosti na typu chladiva i kondenzační tlak. U takzvaných mokrých kondenzátorů jsou jeho lamely omývány a tím ochlazovány vodou, jejíž teplota se pohybuje od $15 - 20$ °C. Vzhledem k její ceně se od těchto systémů ustupuje kvůli nehospodárnosti.

Chladivo v kondenzátoru není vhodné podchlazovat na příliš nízké teploty, mohlo by dojít k jeho smíšení s olejem v kompresoru, což by mělo za následek napěnění olejové lázně, nedostatečné mazání kompresoru a jeho poničení a může tuto olejovou lázeň napěnit, což by mohlo vést k nedostatečnému mazání kompresoru a jeho poničení. Ve výparnících je tlak určen požadovanou vypařovací teplotou, závislou na teplotě požadované v chlazeném prostoru. Ta se pohybuje od $+10$ do -100 °C. Při změně teploty vypařování dojde ke změně výparného tlaku a tím i tlakového poměru, který musí kompresor překonat. Při potřebě nízkých teplot vypařování je tlakový poměr příliš vysoký a z toho důvodu se přistupuje k návrhu více stupňových chladicích oběhů.



Obr. 4: Grafické znázornění vícestupňového chladicího oběhu

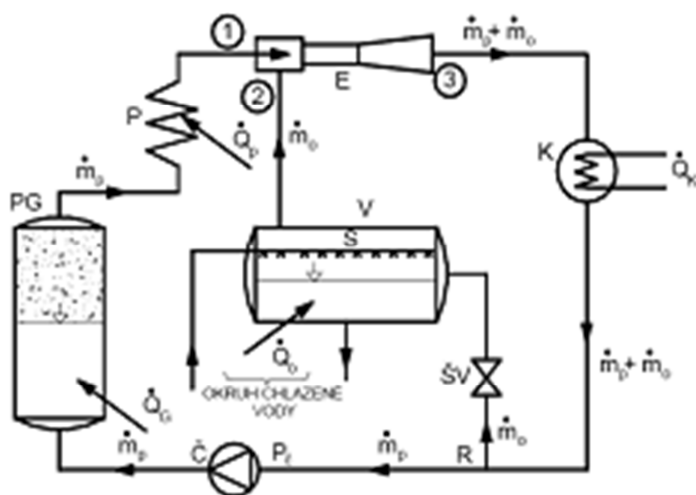
Nejjednodušším případem je použití dvoustupňových kompresorů, které překonají potřebný tlakový rozdíl a tím dosáhnout nižších vypařovacích teplot ve výparnicích. Na Obr. 4 je zobrazen diagram dvoustupňového oběhu, kdy kondenzátor nízkotlaké části (spodní) je výparníkem části vysokotlaké (horní). Při použití stejného chladiva pro obě části můžeme použít středotlakou nádobu. V případě různých chladiv v obou částech musíme použít středotlaký výměník, aby nedošlo k promísení chladiv.

2. Sorpční systémy

Jedná se o druh tepelného oběhu, který reprezentuje typ chladicího oběhu. Základním principem sorpčních (absorpční, adsorpční, resorpční a difúzní) cyklů je nahrazení komprese par chladiva tepelným procesem, při kterém dojde k následujícím dějům: absorpce v roztoku, přečerpání na vyšší tlak a desorpce par z roztoku. Dnešní chladicí zařízení využívají především dvě skupiny pracovních látek. V klimatizaci se uplatňují zejména voda jako chladivo a bromidem lithným, který zde zastupuje absorbent, anebo více známá dvojice látek čpavek/voda (amoniak je zde jako chladivo a voda naopak jako absorbent).

3. Proudové systémy

Systém proudový, znázorněn na Obr. 6, je založen na závislosti tlaku chladiva a jeho teploty. Tlakový spád mezi výparníkem a kondenzátorem je překonáván ejektorem.



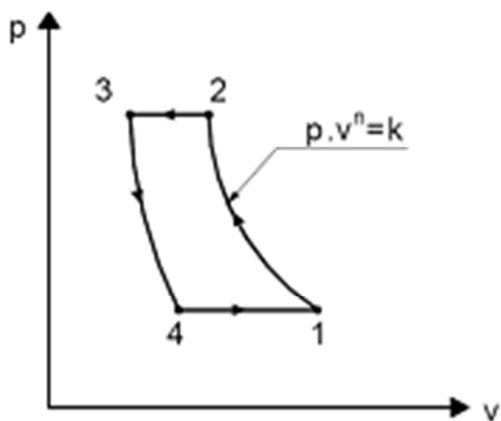
Obr. 6: Proudový chladicí oběh

Sytá pára o hmotnosti \dot{m}_p , vyráběna v parním generátoru (PG) je transportována přes přehřívák (P), kde je přehřátá na vysoké teploty a dále proudí jako hnací pára do ejektoru – Lavalovy dýzy (E). Ve vstupní komoře proudového přístroje (2) odsává z výparníku (V) množství oběhové vody \dot{m}_o , čímž se ve výparníku vytvoří podtlak. Z difuzoru (3) vytéká hmotnostní tok $\dot{m}_p + \dot{m}_o$, směs hnacího a hnaného proudu chladiva, které kondenzuje v kondenzátoru (K), který je ochlazován vodou (QK). V rozdělovači (R) se kondenzát dělí na proud oběhové vody \dot{m}_o a proud hnací vody \dot{m}_p . Oběhová voda je přes škrtkový ventil vedena zpět do výparníku. Hnací voda je čerpadlem (Č) čerpána zpět do parního generátoru. Do výparníku (V) je sprchovým potrubím přiváděna chlazená voda ochlazována Q_o , která po ochlazení na požadovanou teplotu danou podtlakem zajištěným ejektorem, proudí ze spodní části výparníku ke spotřebičům. Tyto systémy se nejvíce používají pro chlazení vody, avšak v praxi moc používané nejsou, bývají před nimi upřednostňovány kompresorové systémy založené na vypařování chladiva ve výparníku.

4. Ostatní způsoby chlazení

Chlazení v oblasti plynu

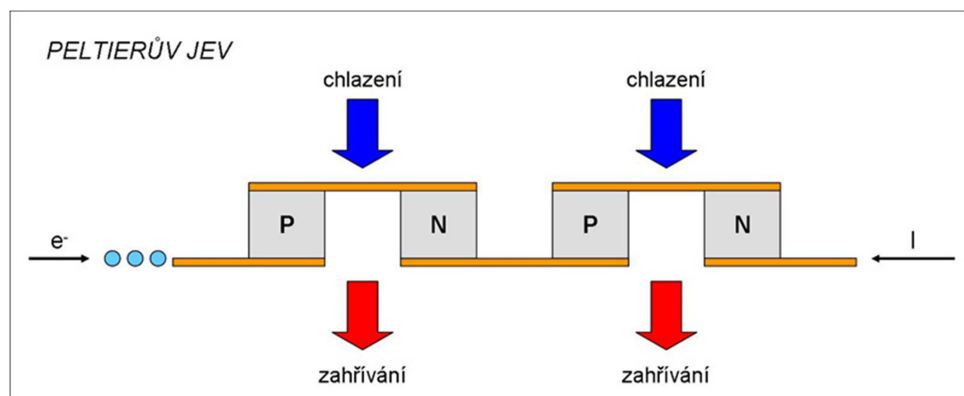
U plynových oběhů nedochází ke změnám skupenství, protože procesy chlazení probíhají v oblastech vzdálených od mezní křivky v diagramu $p - h$. Plynový kompresor nasává plyn, který adiabaticky stlačí z (1) do (2). Ve vysokotlakém chladiči se stlačený plyn ochladí (3) a odtud proudí zpět do expandéru, ve kterém se ochladí (4). Plyn vyvolá v chladiči chladicí efekt (1). Plynové chlazení se vyskytuje velmi zřídka pro svou malou objemovou chladivost a vysoké energetické nároky. Obr. 7 znázorňuje děje v plynovém kompresoru.



Obr. 7: Plynové chlazení znázorněno v diagramu $p-v$

Termoelektrické chlazení

Princip termoelektrického chlazení spočívá ve využití jevu, který objevil v roce 1834 Jean Charles Athanase Peltier. Po něm je tento jev i nazván. Protéká-li elektrický proud nehomogenním vodivým obvodem, vzniká na jednom ze spojů ohřev a na druhém ochlazení. Na využití Peltierova jevu pro chlazení poukázal v roce 1911 Edmund Altenkirch, který vypracoval základní teorii. Teprve objevem polovodičů byly položeny základy pro praktické využití. Fyzikální podstatou Peltierova jevu je působení elektrického pole na pohyb elektronů, při jejichž přechodu z vyšší energetické hladiny na nižší se přebytek energie vybavuje na příslušném rozhraní (spoji) ve formě tepla, na druhém nedostatek energie ve formě ochlazení.



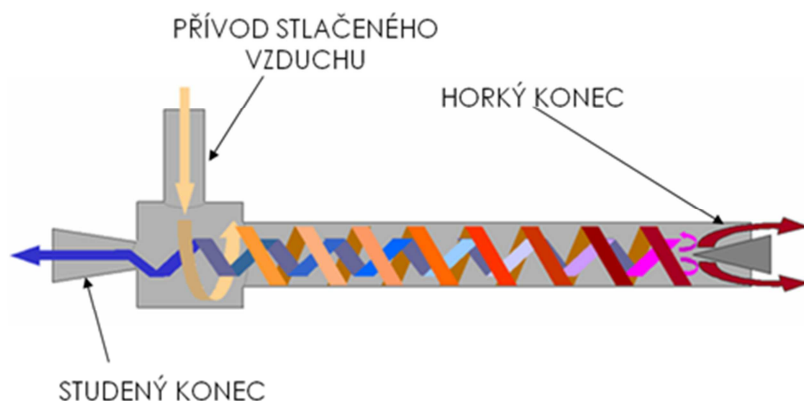
Obr. 8: Schéma zapojení dvou Peltierovo článků

Polovodičové články (P a N) jsou navzájem spojeny měděnými destičkami připojenými ke sloupkům s minimálním elektrickým odporem. Průtokem stejnosměrného proudu 10 až 25 A o nízkém napětí vzniká na studeném spoji ochlazení. Pro ilustraci je na obr. 15 fotografie Peltierova článku.

Chlazení vířivou trubicí – Ranqueho trubicí

Vírové trubice řeší tisíce průmyslových problémů při chlazení nebo ohřívání použitím pouze stlačeného vzduchu jako zdroje síly. Vírová trubice upravuje obyčejný stlačený vzduch do dvou vzduchových proudů, jeden horký a druhý studený. Bez pohyblivých částí, bez elektrické energie, bez freonu mohou vírové trubice vyrábět chlazení až do 1758 W nebo teploty v rozsahu -46 °C až $+100\text{ °C}$ použitím pouze filtrovaného stlačeného vzduchu o teplotě 20 °C a tlaku 6.9 bar. Řídící ventil na výfuku horkého vzduchu reguluje teploty a proudění v širokém rozsahu.

První objev učinil úplně náhodou francouzský fyzik Georges Ranque v roce 1930, ve čtyřicátých letech se jevem zabýval v USA Rudolf Hilsch. V odborné literatuře bylo uveřejněno množství článků, ale princip vírové trubice je stále ještě pro mnohé nevysvětlitelný. Společnost VORTEC Corporation ze Cincinnati (Ohio, USA) byla první kdo vyvinul technologii pro využití vírové trubice v praxi - efektivní řešení chlazení a ohřívání v různých průmyslových aplikacích. Přes 40 let společnost VORTEC vyvíjí patenty a technologie pro rozšíření a vytříbení aplikací vírové trubice.



Obr. 9: Schéma vířivé trubice

Popis činnosti

Stlačený vzduch vstupuje do tangenciálně vrtaného stacionárního generátoru (kde dosahuje až rychlosti zvuku), který nutí vzduch rotovat trubicí podél vnitřní stěny směrem k horkému řídicímu ventilu při rychlosti až 1.000.000 ot. /min. Část tohoto vzduchu vystupuje přes jehlový ventil jako horký výfuk vzduchu. Zbývající vzduch je tlačěn zpět středem proudu vzduchu, kde stále se točící se pohybuje pomalejší rychlostí při konání jednoduché (přirozené) výměny tepla. Vnitřní pomaleji se pohybující sloupec vzduchu nechává teplo vnějšímu rychleji se pohybujícímu sloupci vzduchu. Když pomalejší vnitřní sloupec vzduchu prochází středem stacionárního generátoru a vystupuje studeným výfukem, dosáhne extrémně nízké teploty

Obr. 9: Princip vířivé trubice

Praktické využití trubice

Trubice se využívá ve speciálních případech chlazení. Je to zejména tam, kde nemůžeme z různých důvodů použít běžné chlazení.

Příklady použití:

- chlazení nástrojů při obrábění kovů, plastů, gumy, dřeva
- chlazení skříní elektronických řídicích systémů nebo rozváděčů při přehřívání
- chlazení nebo ohřívání dělníků (jejich obleků) v horkých nebo studených prostorách
- vysoušení vzorků plynů, laboratorní experimenty, chlazení vzorků v nádobách (mléko)
- vytvrzování lepidel, ohřívání a sušení materiálů (inkoustů při tisku na speciální etikety)
- chlazení spoje po svařování plastových sáčků

- chlazení materiálů při ultrazvukovém svařování
- chlazení materiálů při navařování plazmou
- chlazení horkého roztaveného lepidla při vytváření knižní vazby
- a ve spoustě dalších oborech

A.3.7 Komponenty chladicího okruhu

a. Kompresory

Kompresor bývá označován srdcem kompresorového chladicího okruhu je tedy zřejmé že je jeho nejdůležitější částí. Zvyšuje tlak u nasávaných par chladiva a distribuuje chladivo chladicím zařízením. Při jejich návrhu musíme dbát na hranice použitelnosti. Řadíme je mezi pracovní stroje a můžeme je rozdělit do skupin podle Tab. 3.

Tab. 1: Rozdělení kompresorů

KOMPRESORY OBECNĚ				
OBJEMOVÉ			ENERGETICKÉ	
PÍSTOVÉ	ROTAČNÍ	SPECIÁLNÍ	LOPATKOVÉ	PROUDOVÉ
s křížákem bez křížáku	jednostupňové vícestupňové	volné písty membránové	axiální radiální diagonální	s ejektory injektory

Objemové kompresory

Vlivem práce objemových kompresorů dochází ke změnám objemu a tlaku pracovních látek. Objemové kompresory používané v chladicí technice můžeme dále rozdělit dle konstrukce:

Pístové (hermetické, polohermetické)

- Jednočinný souproutý
- Jednočinný protiproutý
- Dvojčinné stojaté
- Dvojčinné ležaté

Rotační

- Křídlové
- S valivým pístem

- Šroubové
- Scroll

Spirálové

Šroubové

Sdružené kompresorové jednotky

Sdružené zapojení kompresorů je charakterizováno tím, že více kompresorů pracuje v jednom společném chladicím okruhu.

Výhody sdružených jednotek jsou:

- Optimální přizpůsobení výkonu aktuální potřebě
- Menší instalovaný výkon strojů tím, že se na něm podílejí všechny kompresory
- Menší zátěž sítě, protože jsou postupně zapínány jednotlivé válce nebo kompresory
- Menší náklady na montáž
- Rozšíření typů zařízení tím, že se zkombinuje použití jednotlivých kompresorů
- Udržení nouzového chodu při výpadku jednoho kompresoru
- Úspory energie a stavebních nákladů, protože jsou kompaktní
- Méně časté poruchy

Mezi nevýhody můžeme zařadit:

- Při výpadku celé sdružené jednotky dojde k výpadku chlazení
- Nečistoty při rozkladu oleje a chladiva včetně kyselin a jejich produkty se dostanou do celého okruhu
- Větší náklady na regulačně technické zařízení
- Nutnost použít zařízení varující před ztrátou chladiva

Montážní charakter sdružených kompresorových jednotek

Nejjednodušší sdružené zapojení je tandemové uspořádání kompresorů. Je pravidlem, že počet kompresorů nepřekračuje počet chlazených míst. Sdružená jednotka je smontována do společného rámu a kromě kompresorů obsahuje zásobník kapalného chladiva, odlučovač oleje, centrální přístrojový panel, jistič tlaku a manometry a elektronickou spínací a řídicí skříňku.

Pro bezproblémové fungování sdruženého chladicího zařízení se musíme držet několika připomínkami. Například kompresory se musí pevně namontovat na rám a vyrovnávací potrubí namontovat do absolutně stejné úrovně. Pro snížení hlučnosti se rám uloží na základ pomocí pružných podložek. Na Obr. vidíme sestavu:

- 4ks + 2 kompresorů Lunite Hermetique – model TAG 4553Z
- médium R 404A
- olejový systém – odlučovač oleje ALCO, Trax-Oil systém
- sběrač chladiva – Frigomec
- silový rozvaděč s regulací kompresorů a ventilátorů kondenzátoru Dixell XC 911
- vzduchem chlazený kondenzátor ACE 52B2
- výparníky ECO – model CTE, EVS a MIC
- podružné rozvaděče PRCH2 s řídicími regulátory Dixell XR 60D
- termické a magnetické ventily – Flica Honeywell
- kulové uzavírací ventily, indikátory vlhkosti média a filtrdehydrátory – IRD Italy



Obr. 10: Příklad sestavy sdružené chladicí jednotky - výkon 19kW

b. Výměníky tepla

1) výparníky

Výměníky tepla v chladícím zařízení slouží k přenosu tepla mezi chladičem a teplotonosnou látkou, nebo mezi chladičem a chlazenou látkou, popřípadě mezi teplotonosnou a chlazenou látkou. Výměníky můžeme rozdělit:

Podle způsobu sdílení tepla:

- souproudé – proudění látek předávající teplo je souběžné, má stejný směr
- protiproude
- křížové

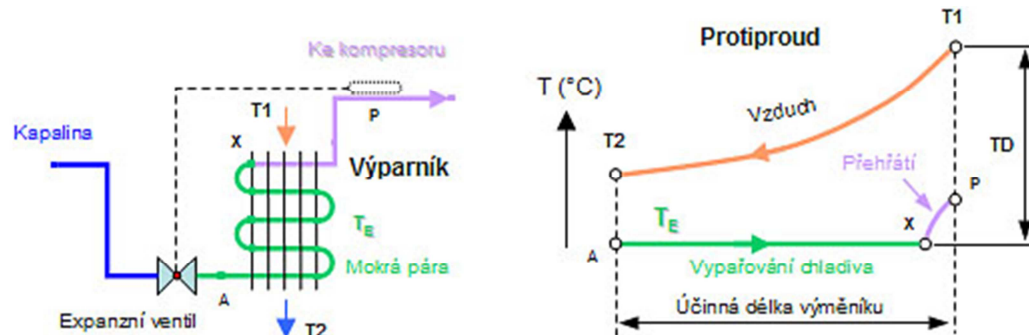
Podle způsobu výměny tepla:

- rekuperační – látky sdílející teplo nepřicházejí do přímého kontaktu, sdílení se děje
- prostupem tepla dělicí stěnou výměníku
- regenerační – hmota výměníku je střídavě ohřívána a ochlazována látkami sdílejícími teplo
- směšovací – látky se při předávání tepla mísí

Podle pracovní látky:

- chladiivo – vzduch (výparníky, kondenzátory)
- vzduch - vzduch
- teplovodní – voda - vzduch
- horkovodní
- parní
- sálavé – plynové, elektrické
- podlahové, stěnové, stropní

Výparníky dále rozlišujeme dle konstrukčního provedení, použitých materiálů, pevnostního dimenzování, atd. Ve výparnících dochází k rozstřiku chladiva, které odebírá teplo v chlazeném prostoru, kdy vypařovací teplota je nižší než teplota chlazené látky.



Obr. 11: Příklad zapojení výparníku pro chlazení vzduchu v protiproudém uspořádání

Popis funkce:

Vzduch se průchodem přes výměník postupně ochlazuje z teploty T_1 na teplotu T_2 . Vypařování chladiva ve výparníku probíhá za konstantního tlaku a teploty T_E (často se také používá termín vypařovací tlak a vypařovací teplota). Mokrě páry chladiva z bodu A se postupně mění na suchou páru v bodě X. O úplné vypaření chladiva ve výparníku a jeho přehřátí až do bodu P se stará expanzní ventil. Důvodem je aby kompresor nasával přehřáté páry. Důležitým pracovním parametrem všech výparníků je vstupní teplotní spád TD (K). Je to rozdíl mezi vstupní teplotou ochlazované látky T_1 a vypařovací teplotou T_E . Hodnota se uvádí v Kelvinech (K).

2) kondenzátory

Úkolem kondenzátoru je ochlazovat a zkapalňovat kompresorem stlačené páry chladiva.

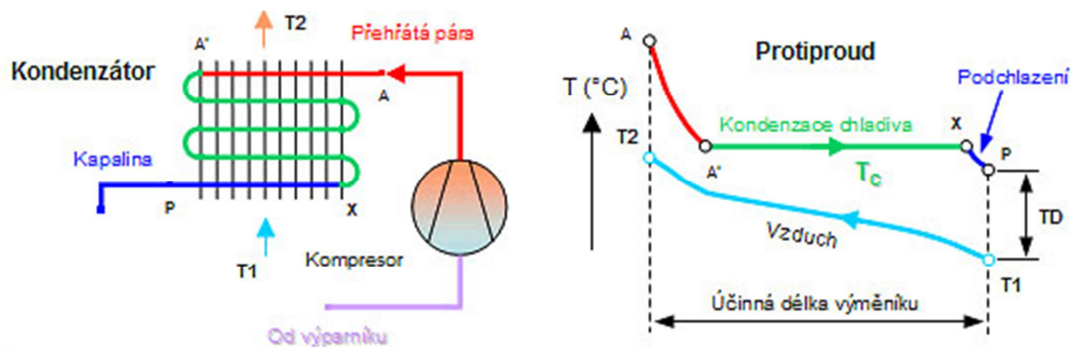
Podle použití se dělí kondenzátory na dva základní typy:

Vzduchem chlazený – velmi rozšířené univerzální použití

Kapalinou chlazený – chlazený vodou nebo nemrznoucí směsí

Při chlazení vzduchem obstarává proudění přes lamelovou plochu vhodný ventilátor.

Při chlazení kapalinou se využívá trubkových (kotlových či koaxiálních, sprchových) nebo vysoce účinných deskových výměníků.



Obr. 12: Typické zapojení vzduchem chlazeného kondenzátoru

Popis funkce:

Přehřáté páry chladiva vstupují do kondenzátoru v bodě A. Dochází k rychlému zchlazení horkých par. Od místa A' začíná kondenzace chladiva. Kondenzace probíhá za konstantní teploty T_c (kondenzační teplota) až do bodu X. V bodě X je veškeré chladivo v kapalném stavu. Postupující kapalina je dále ještě podchlazena a opouští kondenzátor v bodě P. Kondenzátor dodává podchlazené kapalně chladivo. Chladicí vzduch se průchodem přes výměník postupně ohřívá z teploty T_1 na teplotu T_2 . Ochlazování a kondenzace chladiva probíhá po celou dobu za konstantního tlaku (často se také používá termín kondenzační tlak resp. kondenzační teplota). Důležitým pracovním parametrem kondenzátoru je vstupní teplotní spád TD (K). Je to rozdíl mezi vstupní teplotou chladicího media T_1 (např. teplota okolního vzduchu) a kondenzační teplotou T_c . Hodnota se uvádí v Kelvinech (K). Pro vzduchem chlazené kondenzátory bývá typická hodnota $TD=15K$.

Vzduchem chlazené kondenzátory

Volba kondenzátoru s axiálními nebo radiálními ventilátory se řídí dle podmínek uspořádání, jako jsou prostor, který máme k dispozici, dle požadavků na hlučnost atp. Kondenzátory s axiálními ventilátory jsou umísťovány do vnějšího prostředí, vyrábějí se jako jedno nebo dvojřadé. Výkon kondenzátoru se dá regulovat zapínáním a vypínáním ventilátorů. To ovlivňuje i hladiny hluku, který kondenzátor vydává při svém provozu. Kondenzátory s radiálními ventilátory jsou montovány převážně ve strojovnách chladíren a jsou dodávány s množstvím doplňkového příslušenství jako žaluziové klapky, tlumiče hluku.



Obr. 13: Vzduchem chlazený kondenzátor s axiálními ventilátory

Vodou chlazené kondenzátory

Druhy:

- Chladicí věže - otevřené, uzavřené
- Hybridní chladič

Chladicí věž otevřená:

Chlazená kapalina (obvykle voda) protéká trubkami tepelného výměníku a přichází do přímého kontaktu s vnějším ovzduším.

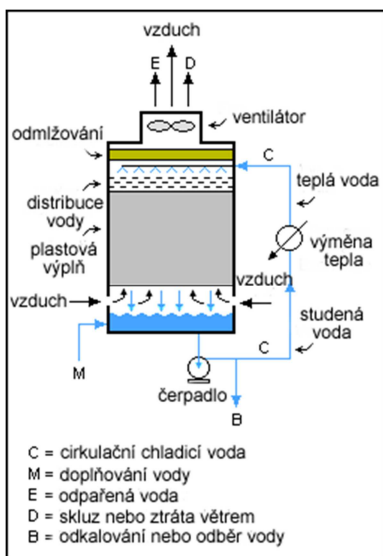
Kotlové trubkové kondenzátory se dají použít i jako ohřivače vody, které chladiivu odeberou teplo přehřátí, následně využité k ohřevu teplé užitkové vody. Samotná kondenzace chladiiva pak musí proběhnout v přiřazeném, vzduchem chlazeném kondenzátoru.



Obr. 14: Chladicí věž otevřená

Chladicí věž uzavřená:

Chlazená kapalina (obvykle voda) protéká trubkami tepelného výměníku, aniž by přišla do přímého kontaktu s vnějším ovzduším. Tím je zamezeno vstupu nečistot a polutantů do primárního okruhu. Teplo se z chlazené kapaliny přenáší přes stěny trubkovnice do skrápěcí vody, která je rovnoměrně rozstříkována po povrchu trubek tepelného výměníku. Ventilátor v horní části věže přivádí vzduch v protisměru proudění skrápěcí vody. Dochází k odparu malé části cirkulující (skrápěcí) vody, čímž se odvádí potřebné teplo z chlazeného media do atmosféry. Zbytek skrápěcí vody stéká do nádrže, odkud je hnán čerpadlem zpět do rozstříkovací trysky (sekundární okruh). Malé množství tepla se přenáší konvekcí do vnějšího ovzduší pouze v případě, že je okolní vzduch chladnější. V zimním období při nízkých teplotách okolního vzduchu je přenos tepla konvekcí natolik účinný, že je možno chladicí věž provozovat bez skrápěcího (sekundárního) okruhu. Tím dochází k úspoře vody a chemikálií pro úpravu vody

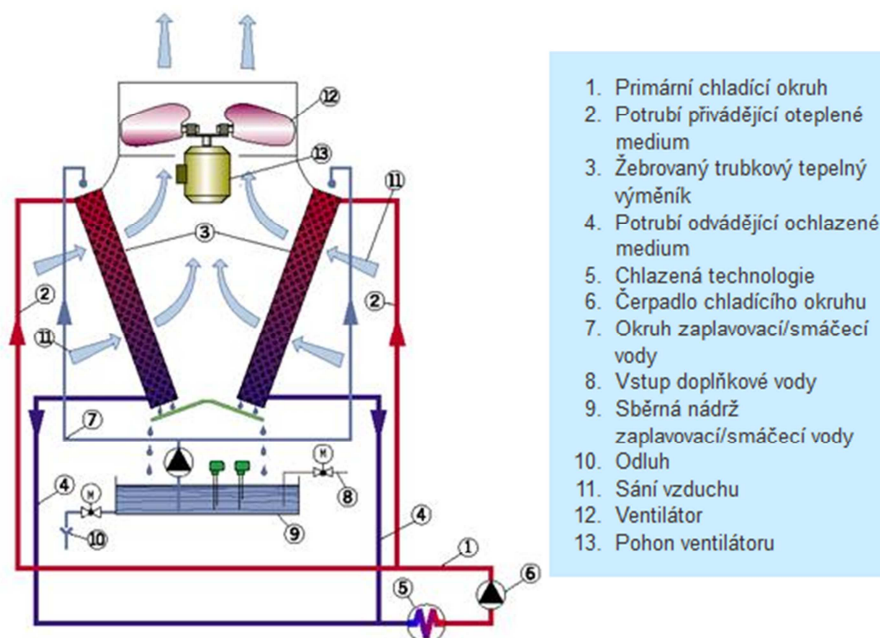


Obr. 15: Chladicí věž uzavřená- odpařovací kondenzátor vybavený skrápěnou trubkovnicí.

Hybridní chladič

Hybridní chladič je vzduchem chlazený tepelný výměník, který odvádí teplo z provozního chladicího media do okolí prostřednictvím kombinace suchého a mokrého chlazení. Každý hybridní chladič je konstruován pro určitou prahovou teplotu. Vzroste-li okolní teplota nad tuto hodnotu, nastává přechod od suchého k mokrému chlazení a při poklesu teploty pod prahovou hodnotu je tomu naopak.

V případě mokrého způsobu chlazení je žebrovaný povrch trubkového výměníku postupně zaplavován/smáčen vodou. Při nižších teplotách se teplo odvádí do ovzduší částečně konvekcí a odpařováním. Jestliže teplota vzduchu dále stoupá, rychlost průtoku zaplavující vody se zvětšuje, dokud k odvodu tepla nedochází převážně odpařováním.



Obr. 16: Schéma hybridního chladiče

c. Sběrače chladiva

Sběrače chladiva jsou tlakové nádoby, dodávané stojaté nebo ležaté, ve kterých se shromažďuje zkapalněné chladivo z kondenzátoru. Odtud je dále distribuováno do systému. Od určité velikosti se sběrače osazují průhledítky, mohou být osazeny ukazateli stavu kapaliny se stupnicí, s elektrickým ukazatelem minimálního stavu, který při nedostatku chladiva uvede v činnost alarm. Dále se na sběrače montuje pojistný ventil v případě, že by mohlo dojít ke stoupení tlaku chladiva.



Obr. 17: Provedení a velikosti sběračů chladiva

d. Komponenty pro řízení a ošetření průtoku chladiva

Filtr-dehydrátor

Pracuje na principu molekulárního síta. Odstraňuje z chladiva přebytečnou vodu, která má negativní účinky na jeho vlastnosti.

Hledítko s indikátorem vlhkosti

Hledítko slouží k vizuální kontrole chladiva, zda neobsahuje vzduch a vodu.

Kapilára s čidlem

Slouží k řízení termostatického vstřikovacího ventilu s vnějším vyrovnáním tlaku a tím udržuje tlakový rozdíl v chladivovém systému. Umisťuje se na výstupu z výparníku a propojuje se vstřikovacím ventilem.

Kulový kohout

Kulové kohouty umisťujeme na rozvody chladiva před jednotlivá zařízení a na jednotlivé větve okruhu, abychom byli schopni je odstavit v případě poruchy

Tlakoměr

Slouží k měření tlaku v systému, na základě jeho naměřených hodnot jsou ovládány řídicí prvky v systému.

Odlučovač oleje

Funkcí odlučovače je odstranění oleje ze směsi chladiva. Olej se usazuje na dně odlučovače, jakmile dosáhne určité hladiny, otevře se plovákový ventil a olej je rozdílem tlaků mezi výtlačnou a sací stranou přepuštěn vratným potrubím zpět do klikové skříně kompresoru.

Presostat

Může řídit chod zařízení podle nastaveného tlaku – například sacího, kdy ovládá výkonové stupně soustavy, ale může být použit i jako jistící, kdy hlídá bezpečnost provozu proti neoprávněnému překročení, nebo poklesu tlaku v systému.

Prostorový termostat

Hlídá a řídí teplotu v chlazeném prostoru. Je napojen na systém měření a regulace.

Solenoid

Elektromagnetický kulový ventil řízený systémem měření a regulace.

Teploměr

Teploměr měří a hlídá teplotu v systému chlazení.

Termostatický expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku MOP

Zajišťuje, že při spouštění zařízení z teplého stavu nedojde ke zvýšení vypařovacího tlaku (a teploty) nad nejvyšší provozní přetlak ve výparníku (danou příslušnou hodnotou MOP - minimal operating pressure), a tedy k přetížení zařízení, především k přetížení elektromotoru kompresoru, ale i kondenzátoru s následným vzrůstem kondenzačního tlaku nad přípustnou hodnotu (nad kterou je provoz blokován vysokotlakou částí kombinovaného presostatu)

Zpětný ventil

Zabraňuje vracení teplotnosného média v systému proti uvažovanému směru.

A.3.8 Pracovní látky chladicí techniky

Chladivo je látka nebo směs, cirkulující v chladícím okruhu, převádějící teplo z jednoho prostředí do druhého. V jednom z těchto prostředí je potom teplota nižší, než je teplota okolí. Obecně se jedná o látku kapalnou, která při normálním tlaku vře obvykle pod teplotou 0°C. Jeden z nejdůležitějších požadavků pro chladiva je vhodná vypařovací teplota při vhodném tlaku.

Požadavky na teplotonosné látky:

- nesmí měnit své chemické složení v průběhu pracovního cyklu
- nesmí dojít ke skupenské přeměně v průběhu pracovního cyklu
- vysoká měrná tepelná kapacita (z důvodu minimalizace obíhajícího množství v systému)
- nízká hustota a viskozita (z důvodu snížení průtočných odporů)
- nesmí mít korozivní účinky na materiál v systému

Základní rozdělení:

- směsi s ledem a některými solemi
- směsi solných roztoků
- vodní roztoky organických látek

Druhy pracovních látek:

Voda:

Pro chlazení na nadnulové teploty lze použít jako teplotonosné látky vodu.



Obr. 18: Závislost entalpie vody ve třech skupenstvích na teplotě

Solanky:

Solanky jsou vodní roztoky různých solí. U solanek je nutné zamezit jejich vzájemnému mísení z důvodu zabránění jejich znehodnocení. V tab. 1 je přehled solanek včetně způsobu použití.

Tab. 2: Druhy solanek

Druh	Název - základní látka	Chemická značka	Hlavní příměsi	Použití
A	uhličitan draselný	K ₂ CO ₃	K ₂ O min 19 %	Do -12 °C pro CrNi oceli, ne pro Zn, Pb, Al a jeho slitiny
R	chlorid vápenatý	CaCl ₂	CaO + MgO min 13,5 %	Do -45 °C pro konstr. oceli, pro speciální oceli nutno ověřit
O	chlorid sodný	NaCl		Do -14 °C pro konstr. oceli, nevhodné pro nerezavějící oceli

Vodní roztoky organických látek:

Jsou to zejména: metylalkohol, etylalkohol, etylenglykol, propylenglykol, glycerin. V tab. 2 jsou uvedeny druhy těchto roztoků.

Tab. 3: Druhy vodních organických látek

Obchodní název	Základní látka	Použití
Termofrost P	monopropylenglykol	Do -32 °C – chladič systémy
Termofrost E	monoethylenglykol	Do -32 °C chladič systémy
Termofrost L	etylalkohol	Do -32 °C chladič systémy

Chladiva:

Chladiva jsou specifikována jako látky, které v chladičím okruhu přijímají teplo při nízkém tlaku a nízké teplotě a odevzdávají je při vyšším tlaku a vyšší teplotě. Přijímání a odevzdávání tepla je současně spojeno se změnou skupenství chladiva (vypařováním při přijímání tepla a kondenzací při jeho odvádění). Výjimku tvoří pouze voda.

Požadavky na chladiva:

- termomechanické – vhodný tlak a teplota vypařování, dobré výparné teplo
- fyzikální vlastnosti – elektrické vlastnosti, rozpustnost s vodou a oleji
- chemické vlastnosti – hořlavost, výbušnost, stabilita, korozní účinky
- fyziologické působení na lidský organismus
- cena

V Tab. 4 je uveden přehled některých druhů chladiv v závislosti odpovídající vlivu na životní prostředí.

Tab. 4: Druhy chladiv

Chladivo	Označení	Chem. vzorec	Směs [%]	Teplota varu [°C při 10 ⁵ Pa]	ODP	GWP	Poznámka
Voda		H ₂ O		99,6			
Čpavek	R 717	NH ₃		-33,7	0	0	výbušný, jedovatý
Oxid uhličitý	R 744	CO ₂		-78,5	0	1	
Etan	R 170	C ₂ H ₆		-88,6	0	3	hořlavý, výbušný
Propan	R 290	C ₃ H ₈		-42	0	3	hořlavý, výbušný
Etylen	R 1150	C ₂ H ₄		-103,5	0		hořlavý
Metanová řada	R 12	CCl ₂ F ₂		-29,8	1	8500	zakázané
	R 22	CHClF ₂		-40,8	0,06	1700	pouze pro servis
	R 32	CH ₂ F ₂		-51,7	0	650	
Etanová řada	R 125	CHF ₂ CF ₃		-48,1	0	2800	
	R 134a	CH ₂ FCF ₃		-26,2	0	1300	
	R 143a	CH ₃ CF ₃		-47	0	3800	
Směsi	R 404A	R-125/143a/134a	44/52/4	-46,5 až -45,7	0	3260	
	R 407C	R-32/125/134a	25/15/60	-39,4 až -32,7	0	1420	
	R 410A	R-32/125	50/50	-51,6 až -51,5	0	1720	
	R 502	R-22/115	48,8/51,2	-45,4	0,33	4400	
	R 507A	R-125/143a	50/50	-46,7	0	3300	

ODP – potenciál poškozovat ozonovou vrstvu (Ozone Depleting Potential)

GWP – potenciál způsobovat klimatické změny (Global Warming Potential)

100 let, CO₂ = 1

Značení chladiv

Chladiva můžeme začlenit do skupin dle jejich označení. U jednosložkových chladiv vycházejících z uhlovodíků popisuje kód počty atomů jednotlivých složek v molekule chladiva. Každé chladivo má mezinárodní kód Rxyz, kde „R“ je od anglického slova refrigerant, v překladu chladivo a xyz představují čísla:

X...množství atomů uhlíků v molekule -1, (C-1)

Y...množství atomů vodíků +1, (H+1)

Z... množství atomů fluoru, F

- R10 až R50 skupina chladiv na bázi metanu
- R216 až R290 propanová skupina chladiv
- R400 až R411b zeotropní směsi chladiv
- R500 až R509 azeotropní směsi chladiv
- R630 až R631 sloučeniny dusíku
- R702 až R764 anorganická chladiva

Použijeme-li více jednosložkových chladiv do směsi, vytváří se různé kombinace s rozdílnými vlastnostmi. Dle podílu složek ve směsi se liší i účel použití a vlastnosti chladiva z hlediska bezpečnosti a chemického působení na konstrukční materiály.

Tab. 5: Vybrané fyzikální vlastnosti nepoužívanějších chladiv

Chladivo	Bod varu při tlaku 0,1013 MPa[°C]	Kritická teplota [°C]	Kritický tlak [MPa]
R-23	-82,03	25,9	4,836
R-410A	-51,58	72,1	4,92
R-422A	-46,50	71,75	3,747
R-404A	-46,70	72,1	3,732
R-507	-46,50	70,9	3,79
R-407C	-43,60	86,7	4,6
R-134a	-26,10	101,1	4,06
R-227	-15,6	101,6	2,943
R-290	-42,10	96,8	4,25
R-600a	-11,70	135	3,645
R-717	-33,30	132,4	11,7

Tab. 6: Chladiva v průmyslových a potravinářských objektech

Chladivo	Vhodná odpařovací teplota °C							
	-50	-40	-30	-20	-10	0	+10	+20
R-404A		chladírny, mrazírny, chlazení vody apod.						
R-410A		chladírny, mrazírny, chlazení vody apod.						
R-507		chladírny, mrazírny, chlazení vody apod.						
R-417		velké chladírny a mrazírny						
R-422D		chladírny, mrazírny, chlazení vody apod.						
R-407C		chladírny, mrazírny, chlazení vody apod.						
R-134A		chladírny						
R-717		velké chladírny, chlazení ledových ploch apod.						

A.4 Aktuální technická řešení v praxi

V této kapitole shrnu základní technická řešení v praxi pro aplikace do jatečného průmyslu. Zaměřím se především na problematiku chlazení technologických prostor tj. zchlazoven, chlazených skladů, bouráren a výrobních prostor, které vyžadují snížené teplotní podmínky. Okrajově se zmíním též o aplikacích větrací, chladicí případně vytápěcí techniky do ostatních provozních částí těchto typů objektů.

A.4.1 Popis provozu jatek a základní údaje z oblasti chlazení

a) Chlazení a zmrazování masa

Po porážení skotu a rozčtvrcení mas podléhá činnosti mikroorganismů, které působí na jeho kvalitu negativně. Proto je nutné mas ochladit a udržovat snížené teploty. Pro delší skladování se maso zmrazuje, pro krátkodobé se používá teplot nad bodem tuhnutí. Naproti jiným potravinám je nutné při chlazení či zmrazování masa brát v úvahu i průběh posmrtných biochemických změn, které výrazně ovlivňují kvalitu masa. Při pozvolném přirozeném chladnutí masa na okolní teplotu, dochází k nežádoucím změnám, především mikrobiálním, proto je maso nutné intenzivně chladit. Snížením teploty se zpomaluje i pronikání mikroorganismů do masa, při poklesu teploty na 4 °C je toto pronikání zcela zastaveno. Přehled mikroorganismů podle nároků na teplotu přináší Tab. 7. (1)

Tab. 7: Přehled mikroorganismů podle nároků na teplotu (1)

[°C]	
+15	<i>Clostridium perfringens</i>
12	<i>Bacillus cereus</i>
10	<i>Bacillus, Clostridium, Cl.botulinum A,B, Staph. aureus</i>
7	<i>Proteus, Escherichia</i>
5	<i>Micrococcus, Citrobacter, Salmonella, Staph.aureus</i>
3	<i>Clostridium botulinum E,B</i>
2	<i>Lactobacillus sake, Leuconostoc</i>
0	<i>Lactobacillus, Streptococcus, Micrococcus, Escherichia, Listeria monocytogenes, Proteus, Enterobacter, Campylobacter</i>
-2	<i>Brochothryx thermosphacta, Y.enterocolitica</i>
-4	<i>Pseudomonas putida, Pseudomonas fluorescens</i>
-5	<i>Pseudomonas, Flavobacterium</i>
-6	<i>Pseudomonas putrefaciens</i>
-7	kvasinky
-8	<i>Mucor, Rhizopus</i>
-12	<i>Cladosporium</i>
-18	<i>Fusarium, Penicillium</i>

b) Rychlost chlazení

Jatečně opracované kusy nebo za tepla vybourané části masa je vhodné z hlediska údržnosti chladit co možná nejrychleji. Vysoká rychlost chlazení je žádoucí i pro dosažení nízkých hmotnostních ztrát. Rychlost chlazení má však svá omezení a je ovlivňována řadou faktorů:

- teplotou chladicího media
- rychlostí proudění vzduchu
- relativní vlhkostí vzduchu
- hmotností jatečných kusů
- tukovým krytím

Během ochlazování a chladiřenském skladování dochází k hmotnostním ztrátám a to jednak uvolnění masové šťávy (odkapem), jednak odparem vlhkosti z povrchu masa. Tyto ztráty znamenají zhoršení jakosti masa. S ohledem na nízké hmotnostní ztráty by bylo nejvhodnější chladit co možná nejrychleji a udržovat relativní vlhkost vzduchu co možná nejvýše.

Požadavek vysoké vlhkosti se však dostává do rozporu s hlediskem hygienickým. Vysoká aktivita vody na povrchu působí negativně (maso by oslizlo). Je proto tedy vhodné volit určitý kompromis. (1)

Tab. 8: Naměřené hmotnostní ztráty hovězího (3)

Plemeno	čtvrtě	průměr	medián	směrodatná odchylka	variční rozpětí
Charolay		%	%	%	%
	levá přední	2,73	2,68	1,09	4,03
	pravá přední	3,04	3,09	0,66	2,13
	levá zadní	3,33	3,06	0,73	3,13
	pravá zadní	3,28	2,97	0,96	4,35
Angus	levá přední	2,57	2,70	0,82	2,85
	pravá přední	2,69	2,66	0,75	3,30
	levá zadní	2,77	2,75	0,51	1,86
	pravá zadní	3,46	3,58	0,36	1,07
Limousine	levá přední	2,50	2,54	0,62	1,78
	pravá přední	2,85	2,88	0,22	0,82
	levá zadní	2,97	2,94	0,6	1,88
	pravá zadní	3,16	3,07	0,35	1,17
Galloway	levá přední	3,01	2,68	0,67	1,62
	pravá přední	3,11	3,00	0,48	1,19
	levá zadní	3,08	3,11	0,37	1,03
	pravá zadní	3,38	3,40	0,38	1,07

c) Způsoby chlazení

K ochlazování jatečně opracovaných těl je možné využít různá chladicí média, nejčastěji se využívá studeného vzduchu nebo ledové vody, úspěšně však bylo využito i solanek, kapalného dusíku a tuhého oxidu uhličitého. Zatímco velká jatečná zvířata (skot, prasata) se obvykle chladí studeným vzduchem, drůbež se většinou chladí vodou nebo kombinovanými způsoby; ve vodě se rovněž zchlazují droby. (1)

Chlazení vzduchem

Zchlazování studeným vzduchem je pomalejší (menší součinitel přestupu tepla). Nevýhodou je, že dochází k poměrně velkému odparu vody, čímž se zvyšují hmotnostní ztráty. Pro rychlost chlazení i odpar vody má kromě teploty vzduchu velký význam relativní vlhkost vzduchu a rychlost jeho proudění. Hmotnostní ztráty při chlazení lze snížit opakovaným sprchováním jatečně opracovaných těl během zchlazování. Současně se odparem vody z povrchu urychluje i chlazení. Podle rychlosti se rozlišuje několik typů chlazení vzduchem: Dvoustupňové neboli stupňovité chlazení - je to původní způsob, kdy se jatečně opracované kusy ponechaly nejprve několik hodin vychladnout v odvěšovně (kde byla teplota +10°C nebo více) na teplotu 15 – 20°C a teprve potom se přemístily do chladírny o teplotě 0 – 4°C. Místo odvěšovny nebo v návaznosti na ni se využívalo předchladíren (6 – 8°C). Důvodem zařazení odvěšoven byly zejména energetické úspory, které vyplývaly z toho, že maso zchladlo samovolně z původní teploty 38 – 40°C na zmíněných 15 – 20°C. Velkou nevýhodou stupňovitého chlazení byla dlouhá doba trvání, velké hmotnostní ztráty a časté mikrobiální problémy.

Rychlochlazení se vyvinulo s rozvojem chladicí techniky (u nás v 70. letech). Důvodem pro jeho zavedení byla vyšší rychlost zchlazování a v důsledku toho i snížení ztrát odparem. Zatímco při dvoustupňovém chlazení činily tyto ztráty obvykle 2 - 2,5 % hmotnosti jatečně opracovaných kusů, při rychlochlazení je možné snížit ztráty na 1 - 1,5 %. Kromě toho dojde při rychlejším zchlazování k menšímu pomnožení mikroorganismů na povrchu masa. Neméně důležité je i dokonalé vychlazení masa uvnitř. (1)

Chladírenské skladování

Při vlastním chladírenském skladování jsou optimální teploty kolem 0 °C, konkrétně -1 °C až +2 °C, v praxi je dosud běžné použití teplot do +4 °C. Pokud jde o relativní vlhkost vzduchu, je nutné volit kompromis mezi hygienickými a ekonomickými hledisky. Z hlediska hmotnostních ztrát je žádoucí, aby byla vlhkost dostatečně vysoká, kolem 95 %. Při této hodnotě by však byla příliš vysoká aktivita vody na povrchu masa, následkem čehož by došlo k růstu mikroorganismů na povrchu a maso by oslзло. Proto se volí kompromisní hodnota relativní vlhkosti vzduchu kolem 90 %. V našich chladírnách je doposud běžná relativní vlhkost 80 - 90 %. Na relativní vlhkost vzduchu má vliv i zavezení skladu. Při plně zavezeném skladu je vlhkost vzduchu vyšší, protože se odpařuje voda z většího množství masa, zatímco při neúplně zavezeném skladu je toto množství menší a vlhkost vzduchu tudíž nižší. Absolutně bezvýznamná je relativní vlhkost vzduchu v případě, že je maso vakuově balené. Problémy činí i kolísání teplot v chladírně a velké rozdíly mezi teplotou v chladírně a teplotou výparníku. Tento problém nastává, pokud je povrch výparníku poddimenzován, na výparníku se pak intenzivně vytváří námraza z vlhkosti, která je odebírána ze skladu. Vychlazený vzduch je pak příliš suchý a dochází tak k většímu vysychání vody z masa. Doba skladování masa v chladírnách by měla být taková, aby proběhly v maso v dostatečné míře procesy zrání. V praxi však bývá doba chladírenského skladování určena většinou kapacitou chladíren, popř. potřebou masa ve výrobě. Maximální doby skladování masa za chladírenských teplot jsou (při vakuovém balení a teplotě kolem 0 °C) u hovězího masa kolem 10 - 12 týdnů. (1)

A.4.2 Hospodárnost provozu chladírenských zařízení

Dobré hospodaření, prováděné školeným a uvědomělým personálem může vést k významným úsporám a ntady není ákladů. Mezi některé příklady správné praxe hospodaření u strojovny chlazení a chlazených prostorech patří:

Kolem strojovny chlazení

Jestliže nejsou kondenzátory udržovány čisté, kondenzační teplota vzrůstá. Jeden stupeň zvýšení kondenzační teploty může zvýšit provozní náklady o 2 - 4%. Chladicí výkon klesá také a požadovaná teplota nemusí být dosažena. Čím je teplejší vzduch vstupující do kondenzátoru, tím vyšší bude kondenzační teplota. Kondenzátory lze zastínit, je-li to nutné a může se zabránit recirkulaci teplého vzduchu. Vše, co brání průtoku vzduchu lze odstranit.

Bublanky v průhledítkách okruhu chladiva při stabilním provozu systému obvykle znamenají, že systém netěsní. Není to jen nezákonné a škodlivé pro životní prostředí, ale zvyšuje to provozní náklady systému a chladivo pak musí být vyměněno. Netěsnosti lze nalézt a opravit, než se systém znovu naplní chladivem.

Hladina oleje kompresoru může být kontrolována v průhledítku. Kompresor bude pravděpodobněji selhávat, je-li hladina oleje příliš vysoká nebo nízká. Ani chladivo ani olej se provozem zařízení nespotřebují. Chladivo se může ztrácet pouze netěsnostmi. Olej může unikat netěsnostmi nebo se zachycovat někde v systému.

Potrubí, které se otřásá, se pravděpodobněji zlomí a způsobí velký únik chladiva. Opatření antivibračního (tlumícího) upevnění/uspořádání a/nebo kusu pružného potrubí tomu může zabránit.

Spolehlivost a výkonnost klesne, když se zařízení provozuje za vyšší teploty, než je nutné. Strojovnu lze větrat např. odsávacím ventilátorem, který se zapíná, když teplota příliš stoupne.

Zajištění, že jsou nastavené hodnoty regulace zařízení optimální, vyznačeny a dají se snadno zjistit, může povzbudit personál, aby udržoval efektivní provozní podmínky.

V chlazených prostorech

Jedny otevřené dveře stojí na ztrátách energie. Led kolem dveří signalizuje špatné těsnění, s nevyhnutelným zvýšením tepelného zatížení. To může znamenat, že kapacita systému nemůže snášet toto zvýšené zatížení a teplota ve skladu může růst. Takovéto problémy lze opravit tak, že se přestane produkt nechávat ve dveřích a opraví se těsnění dveří. Mají-li se dveře pravidelně používat, lze namontovat a udržovat pásové clony.

Brání-li se proudění vzduchu ve studeném skladu tím, a brání se proudění vzduchu kolem výparníku, vede to ke zvýšení teploty v celém skladu a následkem toho systém odebírá více elektřiny, než je nutné, nebo možná nedosáhne požadované teploty.

Systém odmrazování podle potřeby, který spouští odmrazování když je potřebné, a nikoli časovým spínačem,

údajně snižuje v některých aplikacích spotřebu energie o 30%. Výparníky, které pracují za teplot pod 0°C, je třeba zcela odmrazit dříve, než led začne pokrývat žebra. To může být každých několik hodin, nebo každých několik dnů. Když je výparník pokrytý ledem, klesá výparná teplota. Klesne-li výparná teplota o 1°C, může to zvýšit provozní náklady o 2 – 4%. Výkon také klesá a sklad se nemusí dostat na potřebnou teplotu. Pokud odmrazovací články nepracují správně, bude se namrzání výparníku zhoršovat.

Ostatní zdroje tepla ve studeném skladu, např. světla, vysokozdvížné vozíky, jiné motory a nakládací zařízení stojí peníze za elektřinu, kterou spotřebují a ještě za provoz chladicího systému, který musí odstranit teplo, které produkují. Teplo vnáší do skladu také personál.

Tvorba ledu na podlaze a stěnách studeného skladu ukazuje, že do skladu vnikají spousty vzduchu, který vnáší vlhkost, kondenzující na výparníku a konstrukci. Také to může ukazovat na problémy s odmrazováním.

Studené sklady se často drží na zbytečně nízké teplotě z obav z poruchy. Avšak studený sklad udržovaný na nižší, než nezbytné teplotě mívá poruchu častěji. Je-li teplota nižší o 1°C, může to údajně zvýšit provozní náklady o 2 – 4%.

Monitoring

Monitoring umožňuje zjišťovat tendence a rozvíjející se závady, než se z nich stane větší a nákladný problém, např. monitoring úniků chladiva.

Monitoring pro velmi malé výroby

I v malých a jednoduchých zařízeních může montáž měřidel pro zápis sacích a výtlačných tlaků v denním, nebo nejhůře týdenním režimu stát několik korun a ušetřit tisíce. Každá změna, jako je pokles sacího tlaku, ukazuje na problém, jako je únik chladiva. Jestliže roste výtlačný tlak a okolní teplota ne, může to znamenat ucpání kondenzátoru.

Vedení deníku údajů pomáhá zjistit problém brzy a pomáhá to dodavateli (opravy) problém rychleji diagnostikovat.

Monitoring pro většinu výroben

Pro většinu zařízení může být cenný podrobnější monitoring. V některých případech je odůvodnitelný i počítačový monitoring.

Harmonogramy údržby

Údržba závisí na velikosti a složitosti zařízení/závodu stejně, jako na použitých komponentách. Uvádí se, že je třeba kontrolovat přinejmenším toto:

Kompresory	<ul style="list-style-type: none">• hladina oleje• sací a výtlačný tlak a teplota
Kondenzátory	<ul style="list-style-type: none">• ventilátory a čerpadla pracují• ochranné kryty ventilátorů jsou bezpečné a zajištěné• kondenzátoru nic nepřekáží, vyčistěte jej, je-li to nutné
Měřidla	<ul style="list-style-type: none">• na přesnost
Zásobník	<ul style="list-style-type: none">• má-li průzor pro měření hladiny, nebo měřidlo, zda obsahuje správné množství chladiva
Výparník	<ul style="list-style-type: none">• jako u kondenzátoru, navíc nakolik je pokryt ledem• průzor v kapalinové lince, zda obsahuje správné množství chladiva
Bezpečnost a efektivita	<ul style="list-style-type: none">• všechny bezpečnostní ovládací prvky• ovládací spínače zkontrolujte, zda „neujely“ z optimálního nastavení• přehřívání sání pro potvrzení, že správně pracují expanzní ventily• tlakové nádoby, např. zásobníky kapaliny, mohou mít podle zákona předepsaný program inspekce, prováděných oprávněnou osobou
Ostatní	<ul style="list-style-type: none">• žádné zlověstné vibrace jakékoli části systému• izolace potrubí je stále v dobrém stavu• na netěsnost, únik např. látek poškozujících ozonovou vrstvu• izolace proti poškození, máte-li studený sklad nebo box• bezpečnostní uvolňovací zařízení dveří studených skladů

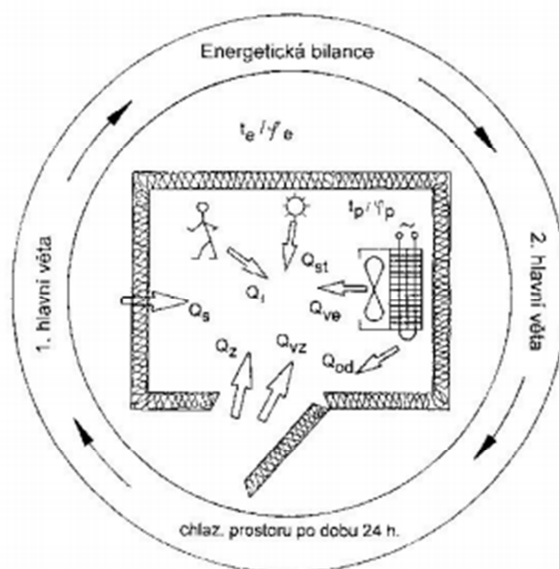
Regulace

Uvádí se, že udržování jednoduchých ovládacích prvků a správných hodnot nastavení může být velkým krokem k dosažení co nejefektivnějšího provozu chladírenského závodu, například nastavení termostatu tak, aby dosahoval nejlepší energetické efektivnosti pro zařízení, aniž by

se snížila jeho spolehlivost. Vyznačení normálních hodnot na měřidlech pomáhá včasnému zjištění nesprávné funkce zařízení. Existuje řada nenákladných ovládacích prvků, kterými lze zařízení doplnit s dobrým výsledkem, jak se tvrdí. Automatické ovládací prvky mohou vypínat chladicí zařízení nebo osvětlení, když nejsou potřebná. Automatické spínače nebo pohony s proměnnými otáčkami mohou být namontovány na ventilátory a čerpadla, které zajišťují cirkulaci vzduchu, chlazené vody a nemrznoucích směsí. Uvádí se návratnost jeden rok a kratší. U zařízení s více kondenzátory nebo chladicími věžemi umožněte dosáhnout nejnižších možných teplot kondenzace. To umožní výhodné úspory na nákladech v chladnějším počasí.

A.4.3 Základní výpočty při návrhu chlazení, veličiny a pojmy

Dále se již budu zabývat popisem jen části, týkající se chlazení prostor budov. Při výpočtu spotřeby chladu vycházíme z energetické bilance prostoru, tzn., že energie odvedená se rovná energii dodané. Jedná se o souhrn všech zdrojů tepla, které musí být chladicím zařízením odvedeno z chlazených prostor. K tomu je ještě zapotřebí stanovit tepelné toky do a z chlazeného prostoru. Spotřebu chladu počítáme pro časový úsek, charakterizující dobu chlazení. Nejčastěji se jedná o dobu 24 hodin.



Obr. 20: Energetická bilance chlazeného prostoru (2)

1) Potřeba chladu Q_0

$$Q_0 = \frac{\sum Q_i}{\tau} = \frac{Q_S + Q_Z + Q_{VZ} + Q_{VE} + Q_{OD} + Q_{ST} + Q_1 + Q_R}{\tau} \quad [W]$$

Zdroje tepla jsou následující:

Q_S	prostup tepla stěnami, podlahou a stropem	[Wh]
Q_Z	teplo odnímané ochlazovanému zboží	[Wh]
Q_{VZ}	teplo od pronikajícího okolního vzduchu	[Wh]
Q_{VE}	teplo od ventilátorů	[Wh]
Q_{OD}	teplo od topení odtávacího zařízení	[Wh]
Q_{ST}	teplo od osvětlení, strojů a ostatních zařízení	[Wh]
Q_1	teplo od lidí	
Q_R	rezerva	[Wh]
τ	čas	[h]

Výpočet prostupu tepla Q_S

Prostup tepla počítáme pro všechny konstrukce, které obklopují chlazený prostor ze vztahu:

$$Q_S = U \cdot S \cdot (t_e - t_p) \cdot 24h \quad [Wh]$$

t_e	Okolní teplota	[°C]
t_p	Teplota chlazeného prostoru	[°C]
S	Velikosti ploch	[m ²]
U	Součiniteli prostupu tepla	[W/m ² K]

Výpočet ochlazení zboží Q_Z

Zboží ochlazujeme z počáteční teploty na požadovanou, při které bude skladováno.

Pro zjištění množství tepla, které má být odvedeno použijeme vztah 1-3.

$$Q_Z = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta t}{3,6} \quad [Wh]$$

m	Hmotnost ochlazovaného zboží	kg]
c_p	Měrnou tepelnou kapacitu zboží	[kJ/kg.K]

Δt	Rozdíl počáteční a koncové teploty [K]	
3,6	Tepelná energie	[kJ/Wh]

Výpočet tepla od pronikání okolního vzduchu Q_{vz}

Okolní vzduch se dostává do chlazených místností otevíráním dveří a jejich netěsnostmi, stejně jako netěsnostmi stěn. Pro výpočet použijeme vztah 1-4.

$$Q_{vz} = \frac{n \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} \quad [Wh]$$

V	objem chlazených místností [m ³]	
N	četnost výměny vzduchu	[l/den]
Δh	rozdíl entalpií vzduchu	[kJ/kg]
ρ	hustotu	[kg/m ³]
3,6	Tepelná energie	[kJ/Wh]

Četnost výměny vzduchu

$n = \frac{70}{50}$ mrazírny a chladiřenské sklady ovoce, běžná četnost vstupů

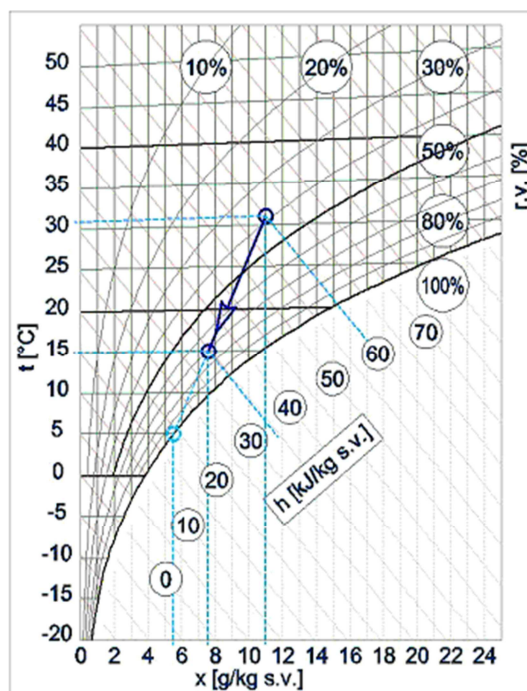
$n = \frac{50}{\sqrt{V}}$ mrazířenské sklady a chladiřny, nízká četnost vstupů

$n = \frac{30}{\sqrt{V}}$ mrazírny a chladiřenské sklady ovoce, běžná četnost vstupů

Rozdíl entalpií vzduchu

Obr. 2: Mollierův diagramu $h - x$ pro vzduch

Vycházíme z Mollierova diagramu $h - x$ pro vlhký vzduch. Jelikož známe počáteční i koncový stav pronikajícího vzduchu, můžeme jednoduše odečíst odvedené teplo jako úsečku mezi oběma stavy na ose entalpie v grafu.



Obr. 21: Mollierův diagram $h - x$

Výpočet tepla od ventilátorů Q_{VE}

Ventilátory zabezpečují cirkulaci vzduchu v chlazeném prostoru. Část příkonu ventilátorů v závislosti na jejich účinnosti je přeměňována na teplo vlivem tření v ložiskách. Příkon ventilátorů zjistíme z tabulek výrobce. Teplo od ventilátorů vypočteme ze vztahu:

$$Q_{VE} = n \cdot P_{el} \cdot \tau \quad [\text{Wh}]$$

P_{el}	Příkon ventilátorů	[W]
n	Počet ventilátorů	[-]
τ	Doba chodu ventilátorů	[h]

Teplo od odtávacího zařízení Q_{OD}

Pro odtávání námrazy výparníků v chlazených prostorech nejčastěji používáme elektrické topné tyče, jejichž parametry udává výrobce. Teplo od odtávacího zařízení vypočteme ze vztahu :

$$Q_{OD} = n \cdot P_{el} \cdot \tau \quad [\text{Wh}]$$

P_{el}	Příkon odtávacího zařízení	[W]
----------	----------------------------	-----

n	Počet	[-]
τ	Doba chodu odtávacího zařízení	[h]

Teplo od osvětlení Q_{st}

Elektrická energie, nespotřebovaná pro svícení se bezezbytku přemění na tepelnou energii. Výpočet provádíme stejně jako u výpočtu tepla od ventilátorů ze vztahu:

$$Q_{st} = n \cdot P_{el} \cdot \tau \quad [Wh]$$

P_{el}	Příkon ventilátorů	[W]
n	Počet ventilátorů	[-]
τ	Doba chodu ventilátorů	[h]

Teplo od lidí Q_l

Každý člověk vyzařuje část energie do svého okolí, a to vlivem vedení, konvekce a sáláním tepla. Intenzita předávání je závislá na činnosti a teplotě prostoru, ve kterém pobývá. Počítáme podle vztahu:

$$Q_l = n \cdot q_l \cdot \tau \quad [Wh]$$

q_l	Tepelný výkon jedné osoby	[W]
n	Počet osob	[-]
τ	Doba pobytu v chlazeném prostoru	[h]

Tepelný výkon dle druhu činnosti

$q_l = 100 \text{ W}$ - klidné sezení

$q_l = 150 - 250 \text{ W}$ - lehká práce

$q_l = 350 - 450 \text{ W}$ - těžká práce

Rezerva Q_r

Rezerva spotřeby chladu je připočítávána pro pokrytí nepředpokládaných tepelných toků do chlazeného prostoru. Vypočítá se jako 5 % navýšení ze součtu tepelných ztrát, tepla odnímaného chlazeného zboží, od pronikajícího vzduchu, tepla od ventilátoru, odtávání a osvětlení.

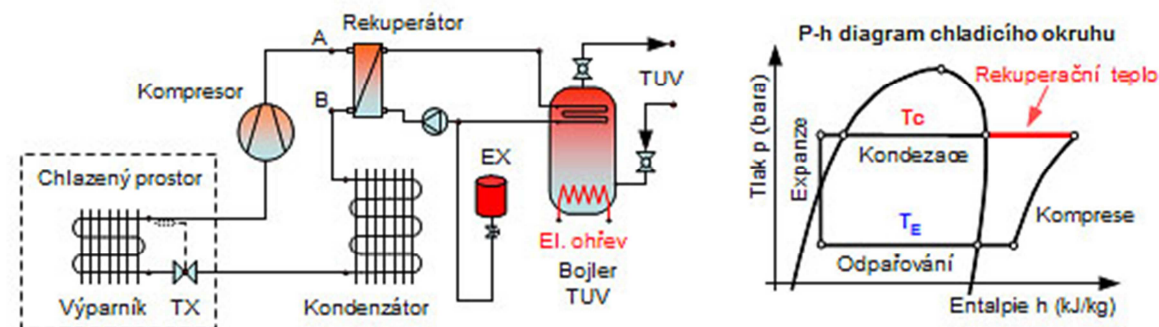
$$Q_r = 0,05 \cdot (Q_S + Q_Z + Q_{VZ} + Q_{VE} + Q_{OD} + Q_{ST}) \quad [\text{Wh}]$$

Q_S	prostup tepla stěnami, podlahou a stropem	[Wh]
Q_Z	teplo odnímané ochlazovanému zboží	[Wh]
Q_{VZ}	teplo od pronikajícího okolního vzduchu	[Wh]
Q_{VE}	teplo od ventilátorů	[Wh]
Q_{OD}	teplo od topení odtávacího zařízení	[Wh]
Q_{ST}	teplo od osvětlení, strojů a ostatních zařízení	[Wh]

2) Využití odpadního tepla

Odebrané teplo z chladicího prostoru bývá bez užítu rozptýleno do okolí. Jednoduchým způsobem lze ale část tepla získat zpět k dalšímu využití.

Do chladicího okruhu na výtláčnou stranu kompresoru se zařadí vhodně dimenzovaný výměník. Procházející přehřáté páry chladiva předávají své teplo ohřívané vodě. Nedochozí ke kondenzaci, ale odebrané teplo je pouze z přehřátých par. Takto nastavený proces umožňuje ohřát vodu na teplotu vyšší než je kondenzační teplota (+45°C).



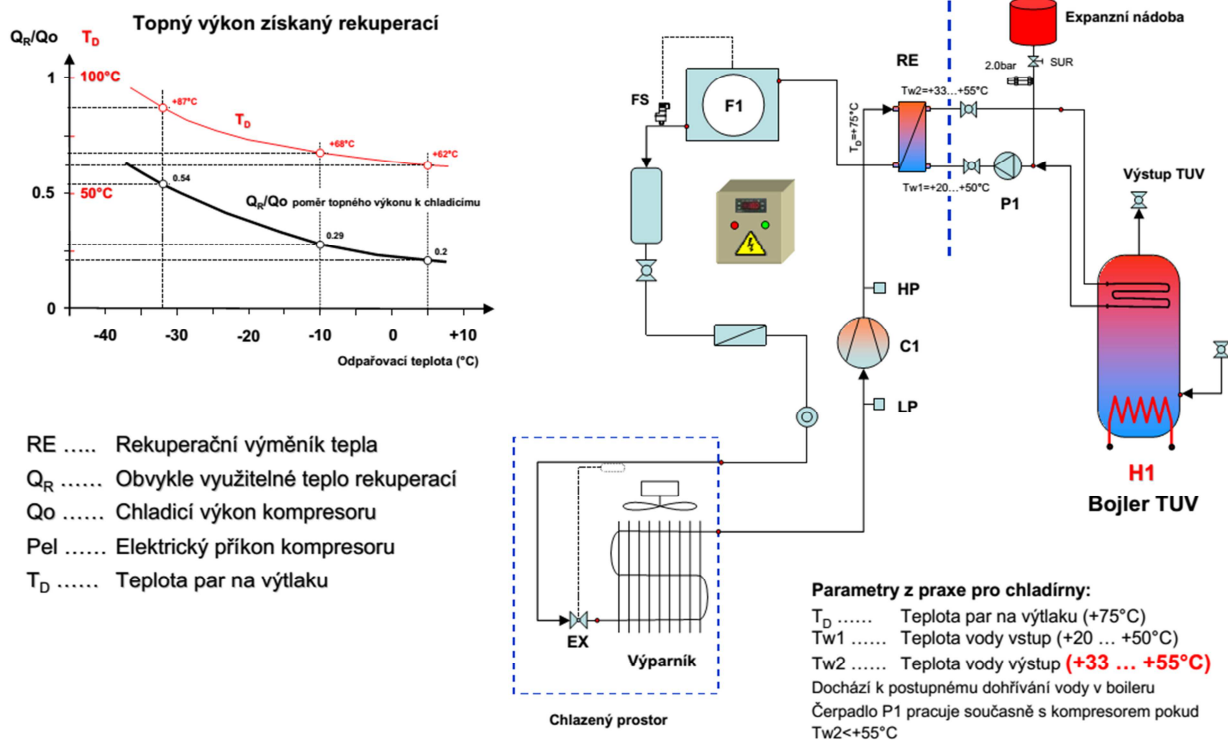
Obr. 22: Schema zapojení výměníku tepla (4)

Množství rekuperovaného tepla, které lze tímto způsobem získat vztažené k chladicímu výkonu je:

Pro chladírny cca 20 až 25%

Pro mrazírny až 50%

Teplota ohřáté užitkové vody (TUV) bude vyšší u mrazírenských aplikací kde teplota přehřátých par na výtlaku kompresoru dosahuje vysokých hodnot. Obvyklá konečná teplota ohřáté TUV vody se pohybuje od +50°C do +65°C.



Obr. 23: Návrhové schéma pro rekuperaci (4)

Návrh výměníku tepla:

Pro návrh typového trubkového výměníku postačí použití návrhový software Cairo.

Mezi základní parametry výpočtu výměníku patří Rezerva, Teplosměnná plocha a Vypočtená tlaková ztráta.

Rezerva uvádí poměr spočtené rychlosti prostupu tepla oproti potřebné, vycházející ze zadaných vstupních údajů a vyjadřuje tepelnou rezervu ve výkonu při zachování vnitřních poměrů ve výměníku. V případě trubkových spirálových výměníků tepla JAD lze rezervu na daném typu výměníku korigovat:

1. volbou zkrácené či dlouhé verze daného typu výměníku,
2. volbou výměníku s větším průměrem trubek (označení 10, pokud je dostupná),
3. volbou hladkých (JAD (X)) nebo vrubovaných (JAD(X)K) trubek (teplosměnná plocha je v obou případech totožná).

Tlakové ztráty vyjadřují hydrodynamický odpor při proudění tekutin a jsou proto dostupné pouze pro výpočty bez změny skupenství (na straně pláště vždy, na straně trubek jen v případě výpočtu "kapalina-kapalina"). Výměníky JAD (X(K)) vykazují rozdílné tlakové ztráty na straně trubek a straně pláště vlivem většího pracovního objemu v mezi trubkovém prostoru. Tlakovou ztrátu na straně trubek u daného typu výměníku lze korigovat:

1. volbou zkrácené či dlouhé verze výměníku,
2. volbou výměníku s větším průměrem trubek (označení 10, pokud je dostupná) a

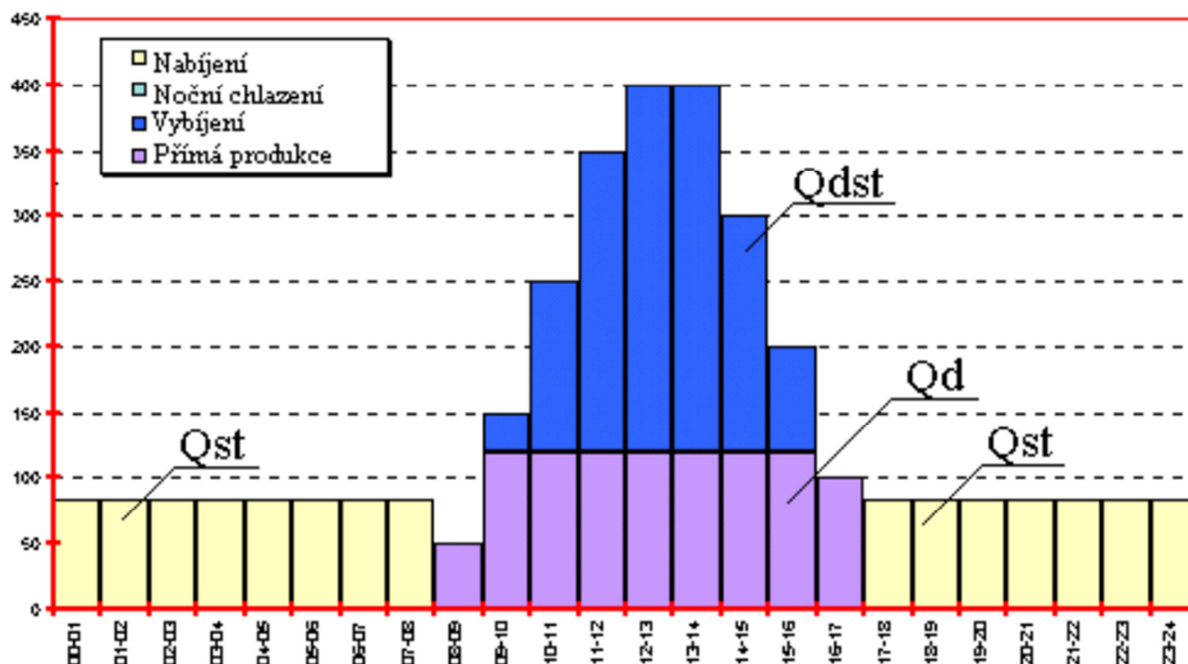
3. volbou hladkých trubek místo vrubovaných. Deskové výměníky tepla mají stejný objem obou pracovních prostorů a vykazují proto při stejném hydrodynamickém zatížení stejné tlakové ztráty.

3) Akumulace chladu

Výpočet akumulátoru chladu je závislý na mnoha faktorech. Jedním z podstatných faktorů je ekonomická část, která určuje množství akumulované. Akumulátor navrhuji metodou malého chladičho zdroje s pokrytím špiček chladičho výkonu.

1. Vstupní údaje, histogram spotřeby chladu

- druh systému
- využití odpadního tepla
- teplotní spád chlazení
- chladičho výkon



Obr. 24: Histogram spotřeby s návrhem akumulace chladu (13)

2. Výběr typu kuliček

Volím dle teplotního spádu.

$$T_{st} < T_d - 4^{\circ}\text{C} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

T_{st} teplota fázové změny kuliček [$^{\circ}\text{C}$]

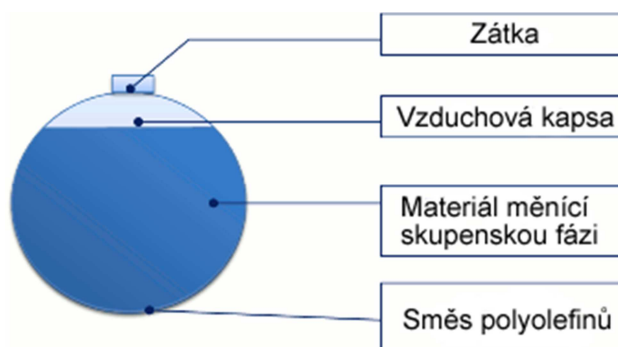
T_d teplota teplotnosné látky na výstupu [$^{\circ}\text{C}$]

Tab. 12: Druhy použití a velikosti kuliček (13)

Vnější průměr kuličky (mm)	Použití	Potřebná plocha kuliček k akumulaci 1kWh (m ² /kWh)	Počet kuliček na 1m ³ (ks/m ³)
77	Průmyslové chlazení	1,0	2548
78	Průmyslové chlazení	1,0	2444
98	Vzduchotechnika a klimatizace	0,6	1222

Tab. 13: Technické charakteristiky kuliček (na 1m³ akumulátoru) (13)

Typ	Teplota skupenské přeměny T _{st} (°C)	Latentní teplo Q ₁ (kWh)	Citelné teplo		Koeff. přenosu tep. energie – tání (kW/°C)	Koeff. přenosu tep. energie – krystalizace (kW/°C)	Váha (kg/m ³)	Toxicita hodnota LD50	Provozní teplota (°C)
			Pevná fáze Q _{ss} (kWh/°C)	Tekutá fáze Q _{sl} (kWh/°C)					
SN 33	-33	44.6	0.70	1.08	1.6	2.2	724	2600	až +60
SN 29	-28.9	39.3	0.80	1.15	1.6	2.2	681	1200	
SN 26	-26.2	47.6	0.85	1.20	1.6	2.2	704	1200	
SN 21	-21.3	39.4	0.70	1.09	1.6	2.2	653	1300	
SN 18	-18.3	47.5	0.90	1.24	1.6	2.2	706	2700	
IN 15	-15.4	46.4	0.70	1.12	1.6	2.2	602	8400	-25 až +60
IN 12	-11.7	47.7	0.75	1.09	1.6	2.2	620	5000	
IN 10	-10.4	49.9	0.70	1.07	1.6	2.2	617	11000	
IN 06	-5.5	44.6	0.75	1.10	1.6	2.2	625	18000	
IN 03	-2.6	48.3	0.80	1.20	1.6	2.2	592	58000	
IC 00	0	48.4	0.70	1.10	1.6	2.2	558	85000	+60
AC 00	0	48.4	0.70	1.10	1.15	1.85	560	85000	
IC 27	+27	44.5	0.86	1.04	1.6	2.2	867	2500	



Obr. 25: Schéma akumulční kuličky (13)

3. Velikost chladicího zařízení a akumulátoru chladu

Maximální denní spotřeba chladu

$$Q_j = \sum_{i=1}^{24} P(i) \quad [kWh]$$

Q_j denní spotřeba chladu [kWh]

P max. potřeba chladu [kW]

Minimální výkon chladicího zařízení (teor.)

$$P_{min} = \frac{Q_j}{24} \quad [kW]$$

Koeficient snížení výkonu chladicího zařízení

$$f = 1 - 0,03 \cdot T_3 + 0,03 \cdot T_2 \quad [-]$$

T_3 vybíjecí teplota na výstupu z akumulátoru

T_2 vstupní teplota do zdroje chladu

Výkon chladicího zařízení při nabíjení

$$P_{r1} = f \cdot P_1 \quad [kW]$$

Minimální výkon chladicího zařízení

$$P_{r2} = \frac{Q_j}{t_{st} \cdot f + t_{pd}} \quad [kW]$$

t_{st} doba dobíjení

t_{pd} doba přímé produkce zdroje chladu

Maximální akumulovaná energie

$$Q_{st} = P_{r2} \cdot t_{st} \quad [kWh]$$

Maximální energie k vybití

$$Q_{dst} = 6 \cdot P_1 - 6 \cdot P_{r2} \quad [kWh]$$

Podmínka 1

$$Q_{st} \geq Q_{dst}$$

4. Akumulační objem

Teplotná kapacita akumulátoru

$$DSTL = Q_1 + [Q_{s1} \cdot (T_3 - T_{st})] + [Q_{ss} \cdot (T_m - T_{st})] \quad [kWh/m^3]$$

- Q1 latentní teplo kuliček
Qs1 citelné teplo kuliček při tekutém stavu
Qss citelné teplo kuliček při pevném stavu
Tm teplota akumulátoru na konci nabíjení

Objem akumulátoru

$$V_a = \frac{Q_{st}}{DSTL} \quad [m^3]$$

5. Tepelné kapacity zásobníku

a. Nabíjení

Střední rozdíl teplot při nabíjení

$$lmtd1 = \frac{(T_2 - T_{st}) - (T_1 - T_{st})}{\ln \cdot \frac{(T_2 - T_{st})}{(T_1 - T_{st})}} \quad [^\circ C]$$

- T1 výstupní teplota ze zdroje chladu

Maximální energie uložená do akumulátoru

$$P_{st} = V_a \cdot kvcr \cdot lmtd1 \quad [kW]$$

- kvcr koeficient přenosu tep. energie v procesu krystalizace

Podmínka 2.

$$P_{st} > P_{r1}$$

b. Vybíjení

Střední rozdíl teplot při vybíjení

$$lmtd2 = \frac{(T_4 - T_{st}) - (T_3 - T_{st})}{\ln \cdot \frac{(T_4 - T_{st})}{(T_3 - T_{st})}} \quad [^\circ C]$$

- T4 vybíjecí teplota na vstupu do akumulátoru

Maximální energie odebraná z akumulátoru

$$P_{dst} = V_a \cdot kvfu \cdot lmtd2 \quad [kW]$$

kvfu koeficient přenosu tep. energie v procesu tání

Podmínka 3.

$$P_{dst} + P_{r1} > P_1$$

Pokud veškeré podmínky návrhu vyhoví je splněna správná funkce systému akumulace chladu.

6. Výběr zásobníku výrobce

Tab. 14: Parametry akumulčních zásobníků (13)

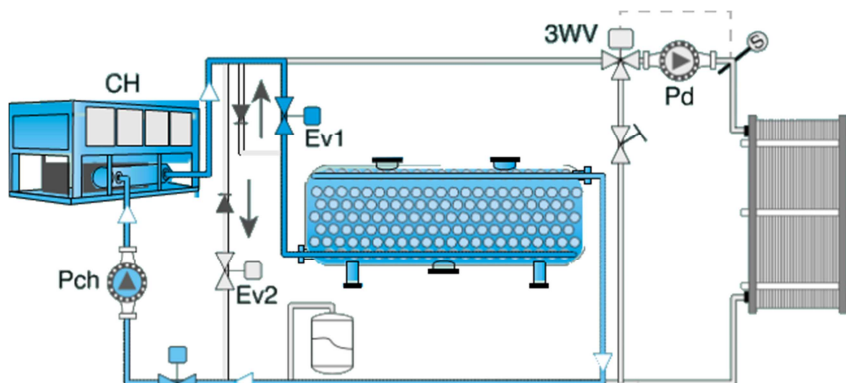
Volume in m ³	External diameter D mm	Total length without flanges L mm	External surface to be insulated m ²	Inlet and outlet flanges ES mm	Number of cradles	Empty weight PE 4.5 bars kg	Heat transfer fluid volume m ³
2	950	2,980	10	40	2	660	0.77
5	1,250	4,280	18	50	2	1,050	1.94
10	1,600	5,240	29	80	2	1,890	3.88
15	1,900	5,610	37	100	2	2,540	5.82
20	1,900	7,400	47	125	3	3,200	7.77
30	2,200	8,285	61	150	3	4,580	11.64
50	2,500	10,640	89	175	4	6,860	19.40
70	3,000	10,425	106	200	4	8,400	27.16
100	3,000	14,770	147	250	6	11,700	38.80

7) Schéma zapojení a funkce

Tab. 15: Popis funkce regulace akumulace (13)

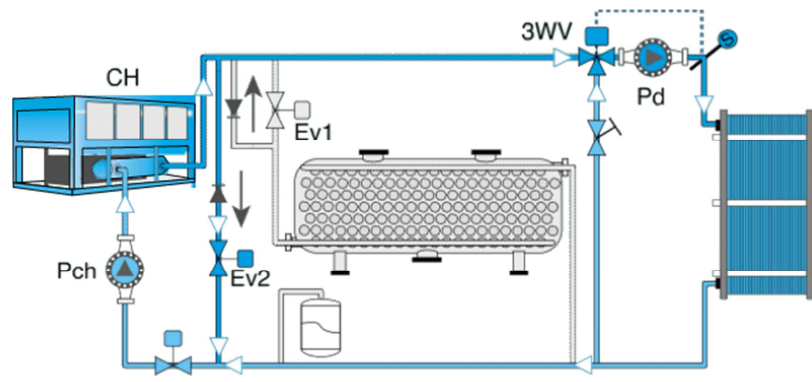
Operační mód	Komponent systému							
	Pd	Pch	Ev1	Ev2	Ev3	3WV	CH	Doba
Nabíjení	0	1	1	0	1	0	1	Noc
Přímá produkce	1	1	0	1	1	R	1	Den
Vybíjení	1	0	0	0	0	R	0	/
Přímá produkce + vybíjení	1	1	0	1	1	R	1	Den
Přímá produkce + nabíjení	1	1	1	0	1	R	1	Noc

Legenda: R – regulace, 0 – vypnutí / uzavření, 1 – zapnutí / otevření

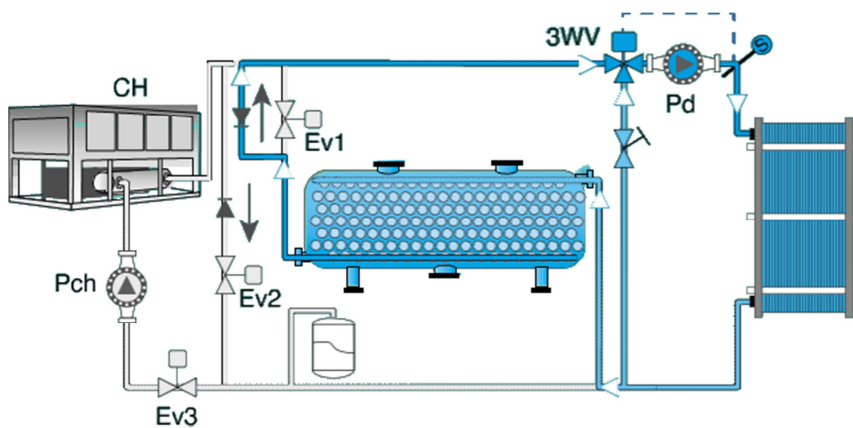


Obr. 26: Schéma zapojení při nabíjení (13)

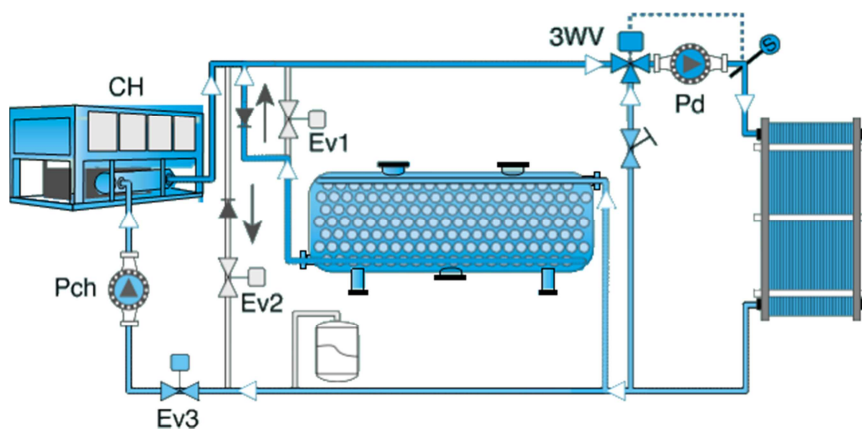
..



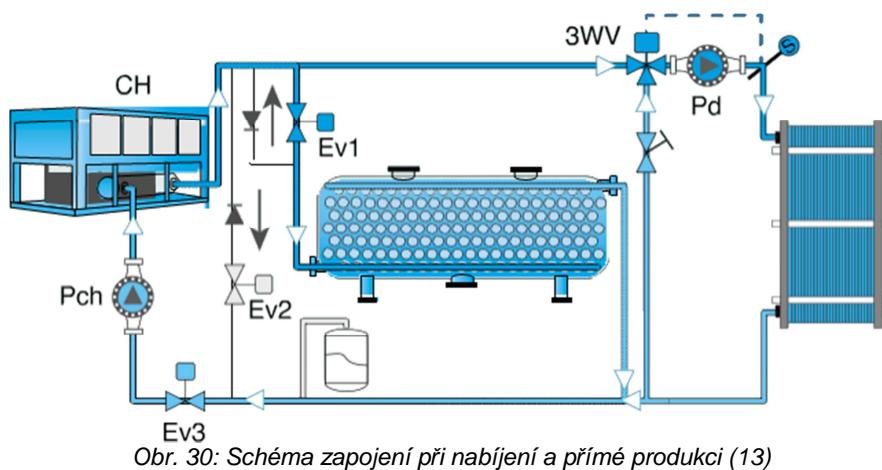
Obr. 27: Schéma zapojení při přímé produkci (13)



Obr. 28: Schéma zapojení při vybití (13)



Obr. 29: Schéma zapojení při vybíjení a přímé produkci (13)



Obr. 30: Schéma zapojení při nabíjení a přímé produkci (13)

A.4.4 Návrh a dimenzování distribučního potrubí

Spojovací potrubí patří mezi další hlavní části chladicího zařízení a dělá z něj jeden uzavřený chladicí systém. V potrubní síti proudí chladivo, které má v různých úsecích různé teploty a tlaky. Nejčastěji se v chladicích systémech pro tyto účely používá měděného potrubí, které má kromě dobré zpracovatelnosti i výhody ve vysoké životnosti a ochraně proti korozi. V případě čpavku se smí používat i bezešvé ocelové trubky.

a) typy potrubí v systému chlazení

Sací potrubí

Dopravuje obíhající olej a přehřáté páry chladiva z výparníků zpět do kompresoru, v případě sdružených jednotek do vyrovnávacího potrubí.

Výtlačné potrubí

Slouží k transportu par chladiva z kompresoru do kondenzátoru. Tlumí vlivy tepelného namáhání a kmitání vznikajícího při stlačování par chladiva.

Potrubí kondenzátní

Směs zkondenzovaného a kapalného chladiva jím proudí z kondenzátoru do sběrače chladiva. V některých případech se dá znovu použít pro zpětné proudění par do kondenzátoru.

Kapalinové potrubí

Transportuje směs kapalného chladiva a transportního oleje ze sběrače k expanznímu ventilu.

Potrubí nastříknutého chladiva

Část potrubního systému od expanzního ventilu ke vstupu do výparníku. Toto potrubí navrhujeme co nejkratší, aby nedošlo k předčasnému vypařování již v potrubí.

Obtoková potrubí

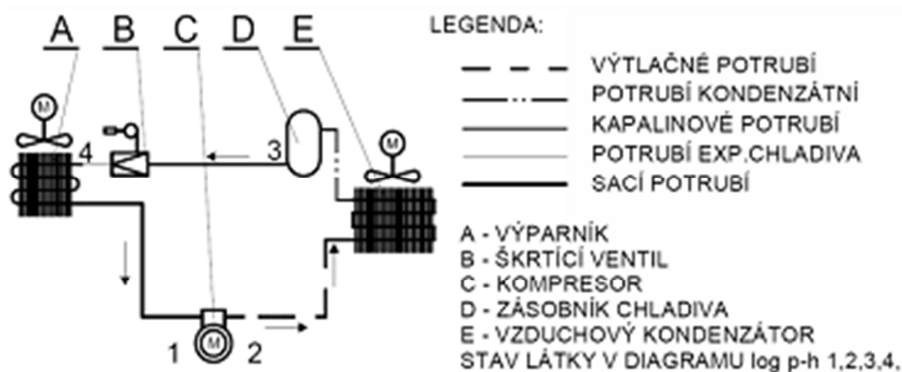
Slouží k regulaci výkonu nebo odtávání podle typu zařízení, u kterého je použito.

Zpětná olejová potrubí

Dopravují olej z odlučovače oleje zpět do kompresorů, aby nešlo k jejich poškození.

Vyrovňovací potrubí

Vyrovňovací potrubí se montuje u zařízení se dvěma a více kompresory a slouží k rovnoměrnému rozdělení oleje a přehřátých par vracejících se z výparníku do kompresoru.



Obr. 31: Popis potrubního chladicího okruhu (6)

b) dimenzování potrubí

Pečlivé dimenzování potrubí a správné uspořádání mají rozhodující vliv na funkci chladicího zařízení a jeho ekonomický provoz. Nejčastější závadou u nových zařízení je špatné vracení oleje a jeho nedostatku v kompresorech. Olej je v trubkách přemísťován po jejich stěnách proudícím chladivem. Je-li rychlost chladiva příliš malá, může dojít k nedostatečnému nástřiku chladiva, popřípadě při velké dimenzi sacího potrubí se olej nebude vracet a bude se shromažďovat převážně ve výparnicích, čímž sníží jejich výkon a dojde k nedostatečnému mazání kompresoru a jeho poruše. V případě malých rozměrů potrubí dojde k velkým tlakovým ztrátám a tím ke ztrátám na výkonu chladicího zařízení, Příliš velké rozměry znamenají vysoké pořizovací náklady. Rozhodující pro návrh potrubí je vracení oleje. Toho docílíme dodržením určité rychlosti chladiva, která je dána typem potrubí (sací, kapalinové,...) a typem chladiva.

Tab. 16: Doporučené rychlosti chladiva v potrubí (6)

	Sací potrubí	Výtlačné potrubí	Kapalinové potrubí	Potrubí kondenzátu
R 22	5,5 - 11	4,0 - 11	0,2 - 0,8	< 0,5
R 134a	5,0 - 11	3,0 - 14	0,2 - 0,8	< 0,5
R 404A	5,0 - 15	2,0 - 15	0,3 - 0,8	< 0,5
R 407C	5,0 - 11	4,0 - 11	0,3 - 0,8	< 0,5
R 410A	4,0 - 18	3,0 - 16	0,4 - 0,8	< 0,5
R 507	5,0 - 16	2,0 - 16	0,3 - 0,8	< 0,5
NH ₃	15 - 20	16 - 25	0,5 - 2	< 0,5

Dimenzování rozměrů potrubí výpočtem

Úspěšný návrh chladivového potrubí vyžaduje dobré znalosti funkce chladicího okruhu a jeho jednotlivých komponent. Mimo určení správné dimenze potrubí je také důležité uplatňovat a dodržovat zásady správného vedení propojovacího potrubí. Z pohledu maximalizace výkonu chladicího systému se požaduje navrhnout sací a výtlačné potrubí tak, aby tlakové ztráty zbytečně nesnižovaly účinnost kompresoru. Splnění tohoto požadavku vede k volbě nižších rychlostí proudění tj. větších dimenzí potrubí. Současně je však třeba mít na mysli, že spolu s obíhajícím chladivem vždy cirkuluje také malé množství oleje. Je nutné dbát na to, aby za všech provozních stavů bylo dosaženo plynulé vracení oleje. Pro spolehlivý transport oleje ve výtlačném, sacím potrubí a ve výparníku je nutné udržovat minimální rychlost proudících par chladiva. Pouze při dostatečně vysoké rychlosti proudění par chladiva je olej unášen po stěně trubky. Volba průměru sacího a výtlačného potrubí je pak vždy z tohoto pohledu kompromisem. V kapalinovém potrubí tvoří olej s HFC chladivý homogenní směs a je spolehlivě unášen. Kapalinové potrubí od sběrače ke vstřikovacímu ventilu musí vždy spolehlivě zásobovat vstřikovací ventil kapalnou fází chladiva bez obsahu parní složky. Dovolená tlaková ztráta je závislá na velikosti pracovního podchlazení kapaliny. Vzniklá tlaková ztráta na kapalinovém potrubí pak nijak neomezuje výkon chladicího systému. Při volbě vyšších rychlostí v kapalinovém potrubí může v případě použití ON/OFF solenoid ventilu docházet k nebezpečným kapalným rázům. Naopak při volbě nízkých rychlostí (použití větších průměrů potrubí) velký vnitřní objem kapalinové soustavy zvyšuje celkovou potřebnou náplň chladiva v systému a navyšuje investiční náklady. Správná volba je tedy opět kompromisem.

Výpočet:

1. Hmotnostní průtok

Stanovujeme pro celý systém

$$m = \frac{Q_0 3,6}{q_0} \quad [kg \cdot h^{-1}]$$

Q_0	chladicí výkon	[W]
m	hmotnostní průtok	[kg/h]
q_0	měrná chladivost	[kJ/kg]

3,6 tepelná energie [kJ/Wh]

2. Objemový průtok

Stanovujeme pro jednotlivé stavy chladiva dle typu potrubí z diagramu h - p

$$V_j = m \cdot v_j \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

m hmotnostní průtok [kg/h]

 v_j lokální měrný objem [m^3/kg]

3. Průřez potrubí

Počítáme pro jednotlivé typy potrubí dle objemového průtoku a rychlosti

$$S = \frac{V}{w \cdot 3600} \quad [\text{m}^2]$$

 V_j objemový průtok [m^3/h] W_j rychlost v i-tém potrubí [m/s]

Po výpočtu průřezů všech typů potrubí přiřadíme odpovídající trubky tak, aby byly zachovány minimální a maximální rychlosti. V případě malých chladících zařízení může být tento výpočet zdouhavý, a proto můžeme odpovídající průřezy navrhnout z diagramů v závislosti na vypařovací teplotě, chladícím výkonu a délce potrubí.

Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty mají vliv na výkon a tím na kvalitu chladicího zařízení. Jsou závislé na rychlosti proudění chladiva v potrubí. Aby se zabránilo velkým ztrátám, navrhujeme spojovací potrubí co nejkratší, s co nejmenším počtem kolen, odboček a zdrojů škrcení.

Pro tlakovou ztrátu přímého potrubí platí vztah:

$$\Delta_{p_1} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [\text{Pa}]$$

 Δ_{p_1} délková tlaková ztráta [Pa]

λ	součinitel tření potrubí	[-]
l	délka potrubí	[m]
d	světlý průměr trubky	[m]
ρ	měrná hmotnost média	[kg/m ³]
w	rychlost chladiva	[m/s]

Pro tlakovou ztrátu vřazenými odpory platí vztah:

$$\Delta_{p\xi} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa]$$

$\Delta_{p\xi}$	tlaková ztráta vřazenými odpory	[Pa]
ξ	součinitel odporu armatury	[-]
ρ	měrná hmotnost média	[kg/m ³]
w	rychlost chladiva	[m/s]

Hodnoty λ a ξ bereme z tabulek od konkrétního výrobce armatur.

U kapalinového potrubí musíme k tlakové ztrátě prouděním chladiva připočítat hydrostatický rozdíl daný rozdílnou výškovou úrovní v případě dopravy kapalného chladiva do vyšších úrovní objektu.

Pro hydrostatický tlak platí následující vztah:

$$\Delta_{p\xi} = g \cdot h \cdot \rho \quad [Pa]$$

Δ_{pstat}	hydrostatický tlak	[Pa]
g	zemské zrychlení	[m/s ²]
ρ	měrná hmotnost média	[kg/m ³]
h	výškový rozdíl	[m]

Tlakové ztráty ve spojovacím potrubí by neměly přesáhnout tyto hodnoty:

Sací potrubí	1,5 – 3 bar	0,15 – 0,3 MPa
Kapalinové potrubí	3,5 bar	0,35 MPa
Výtlačné potrubí	3 bar	0,3 MPa

U velkých chladicích systémů s rozsáhlými a rozvětvenými potrubními sítěmi a při velkých geodetických výškových rozdílech v objektu jsou pro vyrovnání tlakových ztrát používána chladivová čerpadla.

c) Návrh tepelné izolace potrubí

Návrh dle vyhl. č. 193/2007Sb.

$$U = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot D} + \frac{1}{2\lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{d}{D} + \frac{1}{2\lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{\alpha_{iz} \cdot d_{iz}}} \quad [\text{W/mK}]$$

U	součinitel prostupu tepla vztažený na jednotku délky	[W/mK]
D	vnitřní průměr trubky	[m]
d	vnější průměr trubky	[m]
d _{iz}	vnější průměr izolace	[m]
α _{iz}	součinitel přestupu tepla na povrchu izolace	[W/m ² K]
α _i	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky	[W/m ² K]
λ _{iz}	součinitel tepelné vodivosti tepelné izolace	[W/m.K]
λ _{tr}	součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky	[W/mK]
t _e	teplota okolního vzduchu	[°C]
t _{iz}	povrchová teplota tepelné izolace	[°C]

A.5 Experimentální řešení

V experimentální části jsem prováděl 3 druhy měření. Termografický průzkum, měření okolních a povrchových teplot a měření okolních teplot, vlhkostí a teploty rosného bodu.

a) termografické měření

Postupy použití termografické diagnostiky budov z oblasti stanovení výchozích parametrů považujeme ČSN 730540-2 Tepelná ochrana budov - Požadavky a pro samotné postupy použití IR termografie v oblasti budov důsledně vycházíme z ČSN EN 13187

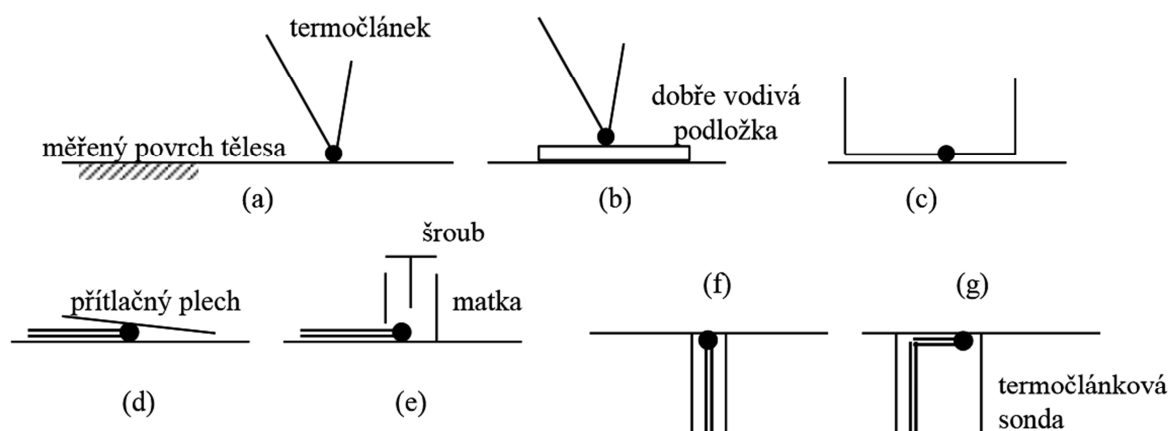
Přestože infrakamery nejsou schopné „vidět“ dovnitř konstrukce, ale snímají teplotní reliéf pouze na jejím povrchu, lze použitého principu při vhodném uspořádání měření využít i pro nepřímé „nahlížení“ do konstrukce, aniž by bylo třeba odstraňovat povrchové vrstvy (omítky, obklady, ochranné krycí desky apod.). Toto „vhodné uspořádání měření“ ovšem často využívá měřících a vyhodnocovacích postupů, které se účelově odklánějí od korektních postupů termografie, protože na rozdíl od kvantifikace tepelných mostů není třeba pro dané účely provádět pečlivé zohlednění a eliminaci všech vnějších faktorů termografie. Zpravidla postačí založit tento typ měření na vlivu reflexního chování snímaných povrchů a parazitního záření okolních zdrojů na zdánlivou teplotu povrchu snímaného tělesa a schopnosti vhodně je využít pro daný účel. Popsaný princip lze aplikovat jak ve fázi přípravy stávajícího objektu před rekonstrukcí, tj. při průzkumu objektu v rámci jeho celkové diagnostiky, tak ve fázi kontroly kvality dokončené stavby nebo její části. Infračervenou termodiagnostiku je velmi efektivní použít i jako předběžnou přípravu pro destruktivní diagnostické metody, kdy lze jednoznačným určením vhodných míst pro odběr vzorků výrazně omezit rozsah destruktivních zásahů do konstrukce, kdy není třeba rozkrývat omítku nebo opláštění konstrukce pro vyhledání zájmových míst metodou pokus – omyl. Jak je zřejmé z termogramů v tomto příspěvku, mnohé z nich byly pořízeny v letním období, protože obecné použití infračervené termografie není závislé na zimních teplotách (na rozdíl od kvantifikace tepelných mostů, při které jsou přesně vymezené teplotní podmínky).

b) měření povrchových teplot

Postup měření:

Při kontaktním měření teploty je teplotní čidlo, nejčastěji termočlánek, v přímém kontaktu s měřeným povrchem. Volba čidla a způsob jeho připevnění k měřenému povrchu musí být zvoleny tak, aby teplota měřeného povrchu nebyla tímto čidlem ovlivněna a zároveň čidlo mělo s povrchem dobrý kontakt. Při měření povrchových teplot se používá obvykle buď povrchových či podpovrchových termočláneků. Různé způsoby ukazuje Obr. 1. Případy (a), (b), (c) s připájením nebo přivařením měřícího konce termočlátku k měřenému povrchu lze použít pouze tehdy, je-li teplotní spád mezi povrchem a okolním prostředím malý. Nejvhodnější je (c), kdy jsou vodiče

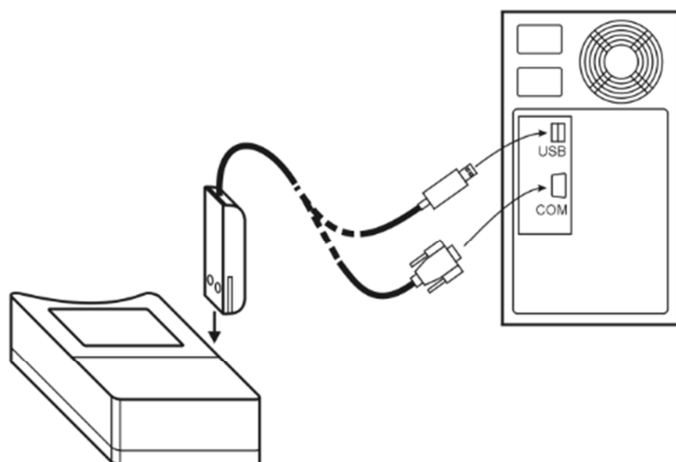
termočlátku v blízkosti měřícího konce vedeny po povrchu, tj. na teplotě blízké měřené a omezuje se chyba způsobená odvodem tepla z měřícího konce. Za tím účelem se, pokud je to možné, vždy vyvádí termočlánek ve směru minimálního tepelného toku, tj. ve směru izoterm.



Obr. 32: Způsoby měření povrchových teplot termočláanky

Případy (d), (e) se používají, když je potřeba zesílit mechanické spojení čidla s povrchem. Způsob (d), kdy je kontakt čidla vytvořen k povrchu přibodovaným tenkým přítlačným plechem, se používá při laboratorních experimentech pro malé průměry termočláneků. Naopak způsob (e) – přichycení pomocí šroubu a k povrchu navažené matky se používá u velkých průměrů termočláneků při měření velkých obrobků nebo výkovek. Často je potřeba zabezpečit, aby měřený povrch nebyl umístěním termočláneku nebo jeho vedení ovlivněn. V tom případě je možné k měřenému povrchu čidlo přivést z druhé strany měřeného tělesa přímo otvorem jen pro termočlánek (f) nebo větší sondou ze stejného materiálu jako těleso, v níž je termočlánek u povrchu veden rovnoběžně tj. ve směru izoterm (g).

Příkladem přístroje pro kontaktní měření teploty je datalogger Comet S0842. Přístroj je určen pro měření a záznam teploty ze tří externích teplotních sond, přičemž současně zaznamenává změny stavu binárního signálu. Teplotní sondy i binární signál jsou připojeny pomocí konektorů. Naměřené hodnoty teploty a aktuální stav binárního vstupu jsou zobrazovány na dvouřádkovém LCD displeji a jsou ukládány v nastavitelném časovém intervalu do vnitřní, energeticky nezávislé paměti.



Obr. 33: Připojení přístroje k počítači pomocí komunikačního adaptéru

Na přístroj lze umístit snímače teplot s kabelem pro měření povrchových teplot pevných látek např. TG7 Pt 1000/3850 s teplotním rozsahem - 30 až 200 °C viz obr. č. Nebo snímač povrchové teploty kruhových povrchů s teplotním rozsahem -30 až 130 °C viz obr. Č.



Obr. 34: Snímač povrchových teplot potrubí



Obr. 35: Snímač povrchových teplot TG7

Montáž snímače a)

1. Do měřeného materiálu zhotovte jeden až dva otvory se závitem M4 pro uchycení snímače. Nejmenší doporučená síla materiálu je 3 mm. U tenčích materiálech, do nichž nejde vyřezat závit, vyvrtejte otvory 4,2 mm skrz.
2. V případě, že na měřeném povrchu se vyskytují nerovnosti, upravte povrch tak, aby byl rovný a hladký, případně naneste teplotně vodivou pastu nebo vazelinu.
3. Snímač teploty umístěte na povrch měřeného materiálu a připevněte montážními šroubky M4. U materiálu, jejichž tloušťka je menší než 3 mm, použijte šroubek a matici.

4. Vodiče přívodního kabelu připojte k vyhodnocovacímu zařízení podle schématu zapojení. Stínění přívodního kabelu není vodivě spojeno s vnějším pouzdem snímače ani čidlem teploty.

5. Po montáži a připojení na navazující elektrické měřicí zařízení je snímač připraven k provozu. Pracovní poloha je libovolná. Pro zajištění uváděné přesnosti měření se doporučuje snímač zakrýt dodatečnou izolací, která snižuje vliv okolního prostředí na měření.

Montáž snímače b)

1. Montážní pásek s uzávěrem pro strčte otvory v ochranném pouzdře snímače. Délku pásku upravte dle průměru trubky nebo potrubí.

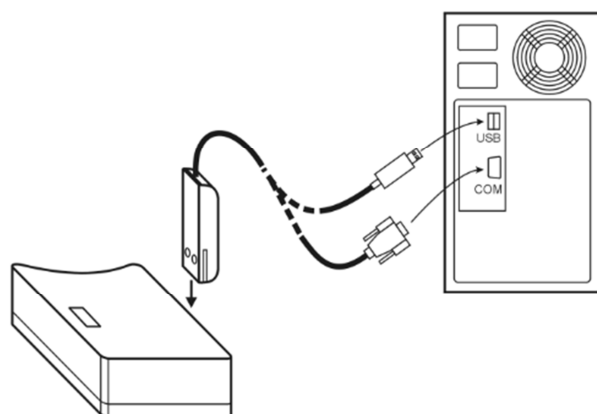
2. Snímač teploty umístěte na povrch trubky nebo potrubí a upevněte uzávěrem. Pro dotažení použijte plochý šroubovák.

3. Vodiče přívodního kabelu připojte k vyhodnocovacímu zařízení podle schématu zapojení. Stínění přívodního kabelu není vodivě spojeno s vnějším pouzdem snímače ani čidlem teploty.

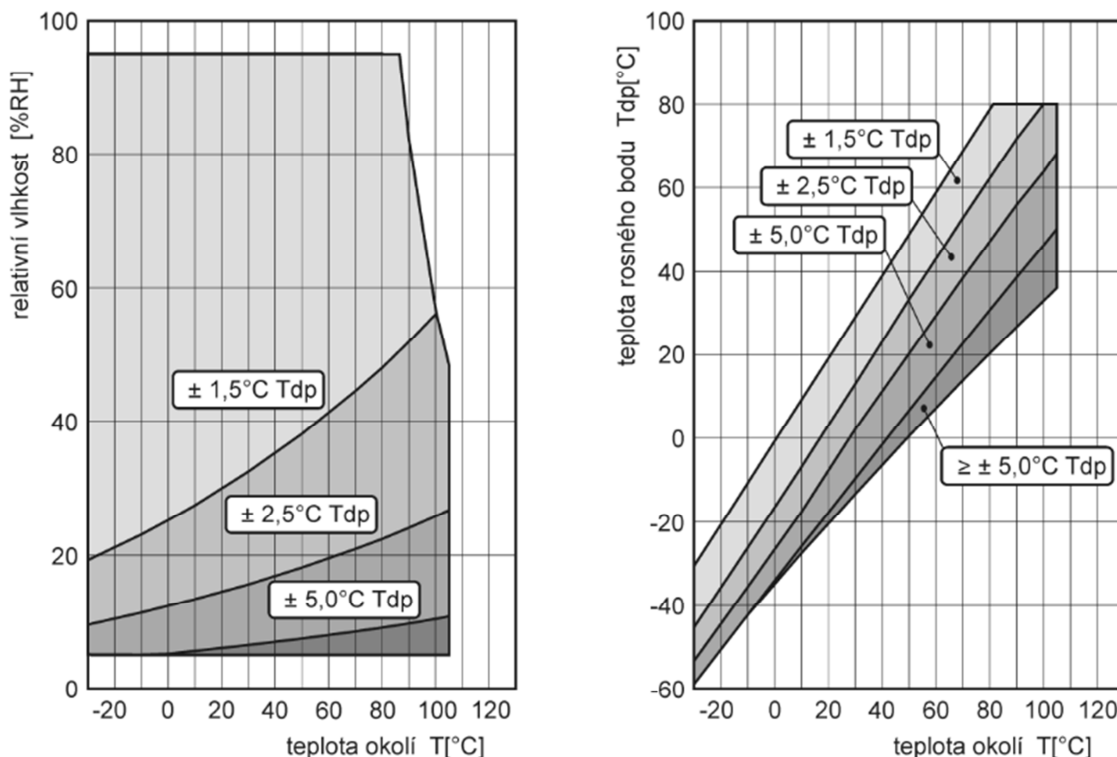
4. Po montáži a připojení na navazující elektrické měřicí zařízení je snímač připraven k provozu. Snímač nevyžaduje speciální obsluhu ani údržbu. Pracovní poloha je libovolná.

c) měření okolních teplot, relativní vlhkosti a teplot rosného bodu

Pro záznam okolních teplot, relativních vlhkostí a teplot rosného bodu byl použit záznamník teploty Comet R3120. Měřicí senzory teploty i vlhkosti jsou neodnímatelnou součástí přístroje. Naměřené hodnoty jsou ukládány v nastavitelném časovém intervalu do vnitřní, energeticky nezávislé paměti. Veškerá nastavování a ovládání záznamníku se provádějí pomocí počítače.



Obr. 36: Připojení přístroje k počítači pomocí komunikačního adaptéru



Obr. 37: Přesnost měření teploty rosného bodu

A.6 Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

Dle výsledků z experimentálního řešení byla zvolena simulace v softwaru CalA.

Teoretický základ softwaru

Software CalA (Calculation Area) je založen na numerickém řešení diferenciální rovnice (1) popisující transport obecné veličiny W s koeficienty c metodou kontrolních objemů. Využití softwaru je typicky ve stavebnictví a to při výzkumu, nebo v technické praxi při řešení úloh a problémů 2D vedení tepla dle rovnice (2). Pro tyto účely je software ověřen dle ČSN EN ISO 10211. (11)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(c_x \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(c_y \frac{\partial W}{\partial y} \right) + c_\tau \frac{\partial W}{\partial \tau} + S = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau}$$

Software lze také využít k simulaci dalších jevů jako je transport vlhkosti ve stavebních materiálech, řešení potenciálního, izoentropického proudění, nebo plně vyvinutého rychlostního pole při laminárním proudění vazké tekutiny v potrubí a podobně.

Software obsahuje vlastní preprocesor, procesor a postprocesor a lze jej tak použít samostatně bez nutnosti využití externích softwarů. Preprocesor umožňuje tvorbu geometrie, výpočetní sítě a definice všech vstupních parametrů výpočtu. Procesor sestává z několika algoritmů aplikujících finitní a iterační metody řešení soustav rovnic a umožňuje též provést výpočet multigradní technikou. Postprocesor nabízí celou řadu grafických a číselných výstupů včetně automatizovaného zpracování výsledků simulací časově neustálených dějů.

Tepelně-technické vlastnosti použitých materiálů – c , ρ , λ a vnitřní zdroje tepla jsou uvažovány jako konstantní, izotropní a nezávislé na teplotě. Vnitřní zdroje jsou do softwaru zadávány ve [W.m-1] a proto musí být před zadáním přenásobeny plochou kontrolního objemu.

Ověření softwaru pro neustálené sdílení tepla bylo provedeno srovnáním s analytickou metodou výpočtu 1D symetrického chlazení homogenní stěny dle vztahu 3. Vstupní hodnoty výpočtu jsou uvedeny na Obr. 9. Použitá numerická metoda pro 2D neustálené sdílení tepla byla též ověřena v (11)

$$\frac{T_{s\tau} - T_0}{T_a - T_0} = \frac{\Theta_{s\tau}}{\Theta_a} = \sum \frac{2 \cdot \sin(\delta_i)}{\delta_i + \sin(\delta_i) \cdot \cos(\delta_i)} \cdot \cos\left(\delta_i \cdot \frac{x}{0,5 \cdot s}\right) \cdot e^{-\delta_i^2 \cdot F_0}$$

kde

$T_{s,\tau}$...teplota v obecné poloze s a čase τ

T_0 ...teplota na počátku chlazení

T_a ...teplota okolního prostředí

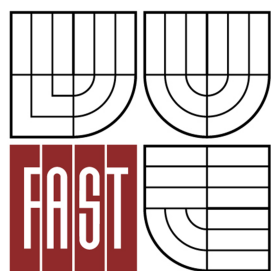
τ ...posuzovaná doba chlazení [s]

δ ...kořeny transcendentní rovnice $\operatorname{tg}(\delta) = \frac{Bi}{\delta}$

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{\left(\frac{s}{2}\right)^2} \dots \text{Fourierovo číslo}, \quad Bi = \frac{\alpha \cdot \frac{s}{2}}{\lambda} \dots \text{Biotovo číslo}$$



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘEŠENÍ VYBRANÝCH ASPEKTŮ CHLAZENÍ JATEK APPLICATION FOR A SPECIFIC THEME BUILDING

B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ ANALYSIS OF THE THEME, OBJECTIVES AND METHODS OF THE SOLUTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MILAN SNOPEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2014

B.1 Analýza objektu

Výpočtová část této práce zahrnuje návrh technologie průmyslového chlazení pro skladové místnosti a návrh vzduchotechnických systémů prostor hovězích jatek ve třech variantách. Návrh chlazení a vzduchotechniky musí respektovat stavební zákon, právní zákon, technické, hygienické, požární, ekologické a další související předpisy. Vymezení stavu interního mikroklimatu místností a technologických provozů specifikují vstupní údaje vyplývající z účelu objektu, jeho provozu, dispozičního i konstrukčního řešení a lokality budovy.

B.1.1 Konceptní řešení objektu

B.1.1.1 Dispoziční řešení

Navrhovaný provoz hovězích jatek lze rozčlenit do těchto základních činností: porážka, bourání, balení, výroba, administrativní a hygienická část.

Objekt je navržen pro případný paralelní provoz porážky, bourárny i výroby současně. Provoz bude jednosměrný (v budoucnu možná dvousměrný) o osmi pracovních hodinách. Hygienické zázemí je zdvojeno pro zaměstnance mužského i ženského pohlaví. Přístup pro muže je navržen z jižní části objektu jednoramenným schodištěm. Toto schodiště zároveň poslouží jako přístup pro řidiče chladírenského vozu do prostoru expedice. Pracovníci (muži) přichází na směnu v civilním oděvu skrze zádveří pro muže. Zaměstnanci pokračují dále dveřmi do civilní šatny, kde začíná tzv. hygienická smyčka s průchozí sprchou. V civilní šatně si zaměstnanci odloží svůj oděv a obuv, pokračují přes umývárnu, kde provedou kompletní očistu těla sprchováním. V okamžiku, kdy pracovníci vstupují do pracovní šatny, nachází se již v čisté části. V pracovní šatně se zaměstnanci převlékají do pracovního oděvu.

Veterinář(ka) se vysvléká z civilního oděvu v příslušné šatně dle pohlaví, kde bude mít k dispozici vlastní skříň. Postup očisty veterináře je shodný, jako v případě zaměstnanců. Pracovní šatna mužů je propojena s denní místností. Ta bude využita pro vaření a stravování zaměstnanců (mužů i žen zároveň). Umytí, převlečení a připravení pracovníci (veterinář) pokračují přes místnost sanitace. Zde bude umístěn desinfekční rošt pro sterilizaci podrážek pracovní obuvi a turniket s nucenou očištěnou rukou. Na sanitační chodbu navazuje zázemí WC. To je opět zdvojeno pro muže i ženy, má vlastní předsíň s umyvadlem, klozetovou a pisoárovou mísu (pisoár u mužů) v oddělených kabinkách. Pro hygienického zázemí je součástí WC žen také úklidová místnost s výlevkou a skříň na mycí prostředky. V případě potřeby návštěvy WC v průběhu pracovní činnosti je zamezeno přímé propojení hlavních provozních prostor (porážka, bourárna a výrobná) s toaletami - pracovník musí projít vždy znovu přes sanitaci. Princip očisty a převlékání žen průchodem skrze hygienickou smyčku je

shodný jako u mužů s tím, že probíhá v ženské části. Pro veterináře vznikne vlastní kancelář s průhledem do porážky. Veterinář(ka) musí projít přes hygienickou smyčku dle pohlaví a do kanceláře se dostane sanitační chodbou. Vstupy do jednotlivých provozů jsou oddělené. Porážecí, bourací a výrobní zaměstnanci pokračují ze sanitační chodby na pracoviště vlastním vstupem. Vzájemné ovlivnění provozů je zamezeno členěním do samostatných prostor.

K dispozici jsou dva prostory odvěšoven pro poražený skot, jedna odvěšovna pro případnou zvěřinu a dva skladové prostory pro zrání bouraného vakuovaného masa. Pro expedici masa ze skladů slouží chodba do expedice, která je využívána jako vchod do skladů špinavých a čistých přepravek. Objekt má samostatnou technickou místnost se vstupem z exteriéru.

B.1.2.2 Konstrukční řešení

Jedná se o jednopodlažní, nepodsklepenou budovu obdélníkového tvaru o půdorysném rozměru 25,750 x 18,500 m zastřešenou sedlovou střechou se sklonem 15°. Nosnou konstrukci stavby tvoří ocelové rámy. Ocelové rámy jsou tvořeny z válcovaných nosníků. Sloupy tvoří profily HEA. Střešní vazníky, táhla, krokve po vlašsku a zavětrování je tvořeno z profilů IPE. Střešní krytina je tvořena z trapézového plechu. Úroveň založení nosných sloupů je -1,000 m. Výška sloupů po nároží činí 3,100 m. Výška hřebene vazníků činí 5,500 m. Po obvodě stavby je vytvořena podezdívka z ŽB stěny šíře 0,5 m a výšky 0,8 m. Podlaha je tvořena klasickou skladbou s železobetonovou podkladní deskou, hydroizolací, mazaninou a povrchovou úpravou. Úroveň ± 0,000 stavby je ve výšce +1,000 m nad úrovní upraveného terénu. Výškové uspořádání stavby je dosaženo hutněným násypem šterku skladbou podlahy na zhutněném terénu. Světlá výška v administrativních prostorách je 2,650 m, v technologických provozech činí 3,000 a 3,450 m. Světlá výška v případě manipulační věže činí 7,500 m. Manipulační věž vystupuje ze sedlové střešní roviny v první třetině severní poloviny střechy. Nosná konstrukce je tvořena z válcovaných profilů. Sloupy jsou navrženy ze svařence profilu „U“. Konstrukce střešní roviny, zavětrování a nosník pro uložení elevačního mechanismu věže jsou navrženy z profilů IPE.

Obvodový plášť, příčky a podhledy místností jsou tvořeny sendvičovými opláštěnými PUR panely. PUR panely jsou plně omyvatelné a tak není zapotřebí zřizovat další povrchové úpravy. Prostor porážky je proveden z ŽB stěn s keramickým obkladem. Podlahy stavby jsou v úpravě keramickou dlažbou (mohou být i lité) a PVC. K objektu jsou přidruženy také přístavky. Jedná se o schodiště pro zaměstnance muže, expedici, schodiště pro zaměstnance ženy, schodiště pro rampu na špinavé přepravky, rampu pro odvoz odpadů a kůží, naháněcí šikmou rampu pro skot a přístavek technologické místnosti.

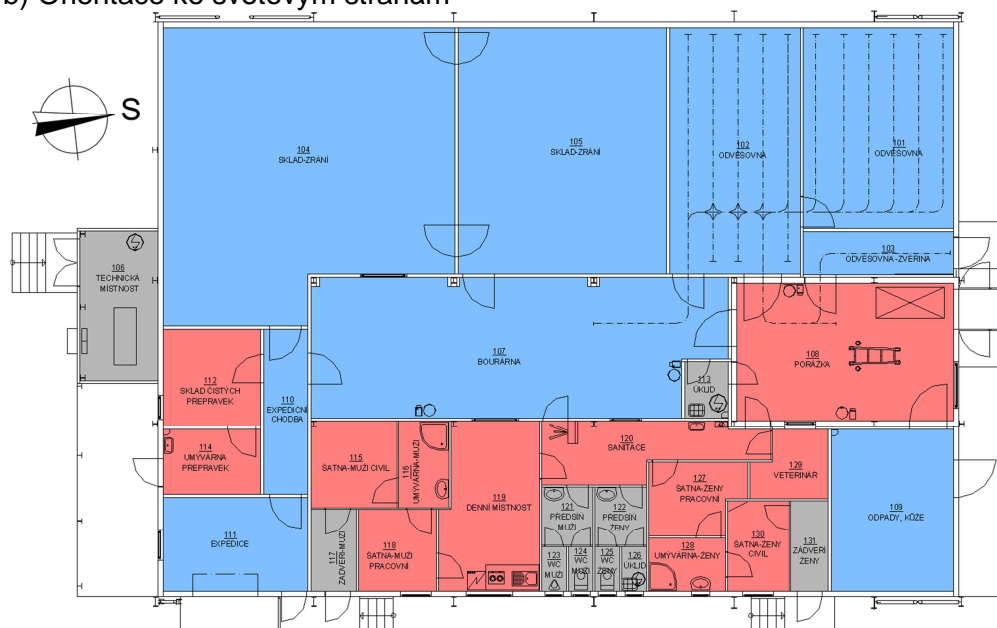
B.1.2 Vstupní údaje

a) Poloha objektu:



Obr. 38: Mapa s vyjádřením polohy objektu

b) Orientace ke světovým stranám



Obr. 39: Orientace ke světovým stranám

d) Klimatické poměry

Teplota vnějšího vzduchu v létě: 30°C (dle statistických klimatických údajů Mú Kraslice)

Teplota vnějšího vzduchu v zimě: -18°C

e) Vnitřní výpočtové teploty vzduchu

Tab. 17: Vnitřní výpočtové teploty dle ČSN EN 12 831 a doporučené relativní vlhkosti vzduchu dle ČSN 06 0210

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti			Výp. teplota vzduchu int.		Relativní vlhkost
		Plocha	Světlá výška	Objem	Léto	Zima	
					til [°C]	tiz [°C]	
S [m ²]	SV [m]	V [m ³]					
101	Odvěšovna	31,19	3,45	106,98	0	0	90
102	Odvěšovna	32,26	3,43	110,65	0	0	90
103	Odvěšovna-zvěřina	6,56	3,45	22,50	0	0	90
104	Sklad-zrání	82,10	3,45	281,60	0	0	90
105	Sklad-zrání	53,06	3,45	182,00	0	0	90
106	Technická místnost	12,00	3,45	41,16	40	8	80
107	Bourárna	60,90	3,45	208,89	8	8	80
108	Porážka	31,28	7,50	218,96	26	23	60
109	Odpady, kůže	20,42	3,00	61,26	0	0	90
110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	8	8	70
111	Expedice	14,03	3,00	42,09	8	8	70
112	Sklad čistých přepravků	9,67	3,00	29,01	17	22	70
113	Úklidová místnost	2,52	3,45	8,64	17	8	70
114	Umývárna přepravků	6,55	3,00	19,65	17	22	70
115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	26	23	60
116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	26	15	90
117	Zádveří - muži	3,84	2,65	10,18	17	15	70
118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	26	23	60
119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	26	23	60
120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	17	22	70
121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	17	15	70
122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	17	15	60
123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	17	15	60
124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	17	15	70
125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	17	15	70
126	Úklidová místnost	1,14	2,65	3,02	17	15	70
127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	26	23	60
128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	26	24	90
129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	26	23	60
130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	26	23	60
131	Zádveří - ženy	3,50	2,65	9,28	17	15	60

B.1.3 Vstupní výpočty

Základními vstupními výpočty ovlivňující veškeré další volby optimálního systému vzduchotechniky a úpravy interního mikroklimatu zahrnují návrh tloušťek jednotlivých konstrukcí, určení průtoků vzduchu (vnějšího, přiváděného, odváděného) a řešení tepelně-hmotnostní bilance objektu.

B.1.3.1 Návrh tloušťky konstrukcí

b) Údaje o materiálech

Údaje o materiálech jsou v tabulce č. . Materiály jsou označeny „materiálovými kódy“, které jsou užity jako referenční v následující tabulce č. pro U-hodnoty stavebních částí

Tab. 18: Údaje o stavebních materiálech

Součinitelé tepelné vodivosti stavebních materiálů				
Kód stavebního materiálu	Popis	Součinitel tepelné vodivosti	Měrná tepelná kapacita	Hustota
		λ	c	ρ
		[W/m.K]	[J/kg.K]	[kg/m ³]
1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR	0,029	1510	35
2	Pěnový polystyren extrudovaný - EXP	0,034	2060	30
3	Železobeton	1,740	1020	2500
4	Štěrka	0,650	750	1650
5	Keramická dlažba, obklad	1,010	840	2000
6	Hydroizolace (Bitagit S)	0,200	1470	1110
7	Hydroizolace (IPA 500SH)	0,200	1470	1280
Tepelný odpor při přestupu tepla (mezi vzduchem a stavební částí)				
Kód stavebního materiálu	Popis	R_{si}, R_{se}		
		m ² .K/W		
8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (stěna)	0,25		
9	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (okno)	0,17		
10	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorov. konstrukce (nahoru)	0,10		
11	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorovné konstrukce (dolů)	0,17		
12	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (zima)	0,04		
13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)	0,07		

Poznámka:

V otevřené, slabě větrané, vzduchové vrstvě (např. dvouplášťová obvodová konstrukce) uvažujeme tepelný odpor při přestupu tepla jako polovinu z odpovídající hodnoty pro uzavřenou vzduchovou vrstvu a tepelný odpor vrstev vně odvětrané se započte nejvýše hodnotou 0.15 m²K/W. U konstrukcí se silně větranou vzduchovou vrstvou se vrstvy vně větrané zanedbávají a odpor při přestupu se uvažuje hodnotou pro vnitřní stranu konstrukce (podrobněji viz ČSN EN ISO 6946).

b) Údaje o stavebních částech

V tabulce č. je výpočet U-hodnot pro každou stavební část. U-hodnoty dveří a oken jsou zvoleny od vybraného výrobce.

Tab. 19: Výpočet U-hodnot pro stavební části

Kódy		Popis	d	λ	R	U_k	
Stavební část	Materiál		m	[W/m.K]	m ² .K/W	[W/m ² .K]	
Kódy stavebních částí	Označení stavebních částí						
	Kód	Název vnitřní laminární vrstvy			R_{si}	/	
	Kód	Název materiálu			$R_1=d_1/\lambda_1$		
		
	Kód	Název materiálu			$R_n=d_n/\lambda_n$		
	Kód	Název vnější laminární vrstvy					
Celková tloušťka a U_k			Σd_i		ΣR_i	$1/\Sigma R_i$	
K1	Obvodový plášť PUR panel 180mm						
	8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (stěna)			0,250	/	
	1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR			0,180 0,029		6,207
	13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,070		
	Celková tloušťka a U_k			0,18	6,53		0,15
K2	Vnitřní příčka PUR panel 100mm, obv. plášť technické místnosti						
	8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (stěna)			0,250	/	
	1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR			0,100 0,029		3,448
	13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,070		
	Celková tloušťka a U_k			0,10	3,77		0,27
K3	Strop, střecha PUR panel 100mm						
	10	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorovné konstrukce (nahoru)			0,100	/	
	1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR			0,100 0,029		3,448
	13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,070		
	Celková tloušťka a U_k			0,10	3,62		0,28
K4	Vnitřní příčka PUR panel 60mm						
	8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (stěna)			0,250	/	
	1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR			0,060 0,029		2,069
	13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,070		
	Celková tloušťka a U_k			0,06	2,39		0,42

(pokračování)

Tab. 19: (dokončení)

K5	Stěna ŽB s PUR panelem				
	8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně svislé konstrukce (stěna)			0,250
	5	Keramická dlažba , obklad	0,005	1,010	0,005
	3	Železobeton	0,180	1,740	0,103
	1	Pěnový polyuretan tuhý, plášťovaný - PUR	0,100	0,029	3,448
	13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,070
Celková tloušťka a Uk		0,10		3,88	0,26
K6	Konstrukce podlahy				
	11	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorovné konstrukce (dolů)			0,170
	5	Keramická dlažba, obklad	0,010	1,010	0,010
	3	Železobeton	0,150	1,740	0,086
	6	Hydroizolace (Bitagit S)	0,001	0,200	0,005
	2	Pěnový polystyren extrudovaný - EXP	0,200	0,034	5,882
	7	Hydroizolace (IPA 500SH)	0,002	0,200	0,010
	3	Železobeton	0,200	1,740	0,115
13	Odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce (léto)			0,000 *)	
Celková tloušťka a Uk		0,20		6,28	0,16
K7	Vnitřní a venkovní dveře - obyčejné				
	Uk	-		-	1,30
K8	Okna				
	Uk	-		-	1,60
K9	Vnitřní a venkovní dveře - chladírenské				
	Uk	-		-	0,39

*) neuvažujeme, pokud konstrukce přiléhá např. k zemině

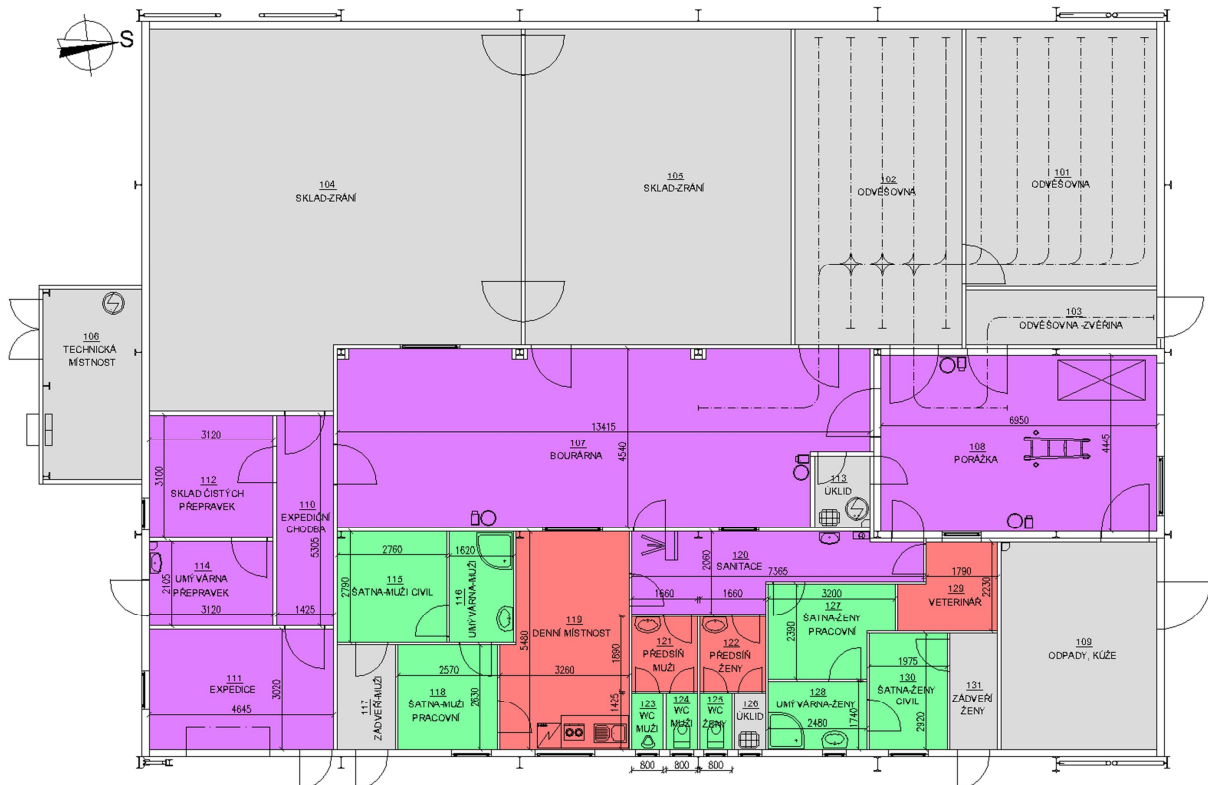
B.1.3.2 Určení průtoků vzduchu a volba tlakových poměrů

Průtok byl určen pro jednotlivé místnosti dle zákonných či doporučených dávek vnějšího vzduchu Y či intenzit výměny n , X v závislosti na aktivitě živých bytostí. viz přehledová Tab. 20. a grafické znázornění tlakových zón na Obr. 40. Podrobný výpočet viz příloha P1 a P2.

Tab. 20: Průtoky vzduchu a návrh tlakových poměrů v místnosti

č.m	Název místnosti	Údaje o místnosti				Výměna vzduchu			Objemový průtok V [m ³ /h]	Tlakové poměry [-]
		Plocha S [m ²]	Světlá výška SV [m]	Objem V [m ³]	Počet osob N [-]	Zákonná dávka vzduchu n [h ⁻¹ , m ³ /h]	Doporučená násobnost výměny X [h ⁻¹]	Min. dávka čerstvého vzduchu Y [m ³ /h]		
101	Odvěšovna	31,19	3,45	106,98	1	50	0,5	50	53,8	-
102	Odvěšovna	32,26	3,45	110,65	1	50	0,5	50	55,65	-
103	Odvěšovna-zvěřina	6,56	3,45	22,50	1	50	0,5	50	50,00	-
104	Sklad-zrání	82,10	3,45	281,60	1	50	0,5	50	141,62	-
105	Sklad-zrání	53,06	3,45	182,00	1	50	0,5	50	91,53	-
106	Technická místnost	12,00	3,45	41,16	1	0	0	0	0,00	-
107	Bourárna	60,90	3,45	208,89	2	70	10	60	2101,05	$V_p > V_o$
108	Porážka	31,28	7,50	218,96	3	70	10	60	2346,00	$V_p > V_o$
109	Odpady, kůže	20,42	3,00	61,26	1	50	0,5	50	50,00	-
110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	3	50	3	20	150,00	$V_p > V_o$
111	Expedice	14,03	3,00	42,09	3	70	3	50	210,00	$V_p > V_o$
112	Sklad čist. přepravek	9,67	3,00	29,01	1	50	1	50	50,00	$V_p > V_o$
113	Úklidová místnost	2,52	3,45	8,64	1	0	0	0	0	-
114	Umývárna přepravek	6,55	3,00	19,65	1	70	1	50	70,00	$V_p > V_o$
115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	4	30	4	50	120,00	$V_p < V_o$
116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	30	4	150	150,00	$V_p < V_o$
117	Zádveří - muži	3,84	2,65	10,18	2	0	0	0	0	-
118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	4	30	4	50	120,00	$V_p < V_o$
119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	70	10	60	442,29	$V_p = V_o$
120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	50	3	20	100,00	$V_p > V_o$
121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	30	4	40	60,00	$V_p > V_o$
122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	30	4	40	60,00	$V_p > V_o$
123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	25	10	30	30,21	$V_p < V_o$
124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	50	10	30	50,00	$V_p < V_o$
125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	50	10	30	50,00	$V_p < V_o$
126	Úklidová místnost	1,14	2,65	3,02	1	0	0	0	0,00	-
127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	30	4	50	72,82	$V_p < V_o$
128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	30	4	150	150,00	$V_p < V_o$
129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	50	4	50	50,00	$V_p = V_o$
130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	30	4	40	61,16	$V_p < V_o$
131	Zádveří - ženy	3,50	2,65	9,28	2	30	0	0	30,00	-

Poznámka: V_p – Průtok vzduchu přivodní, V_o – průtok vzduchu odváděný



Obr. 40: Půdorys větraných prostor

Legenda:

červená – VZT 1 – rovnotlaké větrání prostor šaten, umýváren, kanceláře a denní místnosti

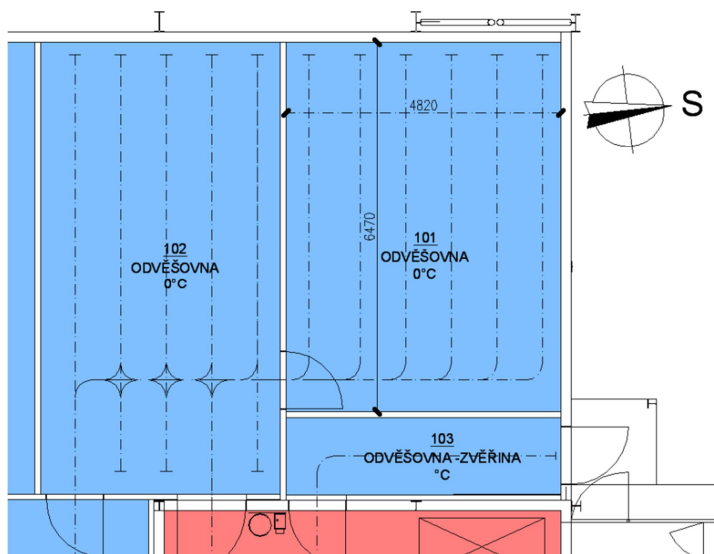
fialová – VZT 2 – přetlakové větrání chodeb, skladů,

zelená – VZT 3 – podtlakové větrání prostor WC

šedá – prostory větrané přirozeně

B.1.3.3 Tepelné bilance budovy

Podrobný výpočet tepelné bilance bude proveden pro místnost 101 – Odvěšovna. Výpočet ostatních místností je shrnut v Tab. 23. Výpočet tepelné bilance.



Obr. 41: Půdorys místnosti 101

1) Tepelná zátěž vnějších stěn Q_s

- tloušťka stěn $d = 180 \text{ mm} \Rightarrow$ středně těžká stěna \Rightarrow korekce na lehkou stěnu (PUR)

$$Q_s = U \cdot S \cdot (t_r - t_i) \quad [W]$$

kde U je součinitel prostupu tepla ve $W/m^2.K$
 S plocha konstrukce v m^2
 t_r rovnocenná sluneční teplota ve $^\circ C$
 t_i teplota interiéru ve $^\circ C$

Tab. 21: Pomocná tabulka

Číslo konstrukce	Konstrukce	S [m^2]	U [$W/m^2.K$]	t_r [$^\circ C$]	t_i [$^\circ C$]	Δt [K]	Q_s [W]
K1	Stěna SZ	22,32	0,15	46,4	0	46	155,35
K1	Stěna JZ	16,63	0,15	54,4	0	54	135,69
							Σ 291,04

2) Tepelná zátěž vnitřních stěn Q_{si}

$$Q_s = U \cdot S \cdot (t_{io} - t_i) \quad [W]$$

kde U je součinitel prostupu tepla ve $W/m^2.K$
 S plocha konstrukce v m^2
 t_{io} teplota za konstrukcí ve $^\circ C$
 t_i teplota interiéru ve $^\circ C$

Tab. 22: Pomocná tabulka

Číslo konstrukce	Konstrukce	S [m^2]	U [$W/m^2.K$]	t_{io} [$^\circ C$]	t_i [$^\circ C$]	Δt [K]	Q_s [W]
K3	Strop	31,19	0,28	25	0	25	218,33
K6	Podlaha	31,19	0,16	10	0	10	49,90
							Σ 268,23

2) Produkce tepla lidí Q_l

- s korekcí na teplotu $t_i = 0^\circ C$

$$Q_l = n_l \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) \quad [W]$$

kde n_l je počet osob
 t_i teplota interiéru ve $^\circ C$

$$Q_l = n_l \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) = 1 \cdot 6,2 \cdot (36 - 0) = 223,20 \text{ W}$$

3) Tepelná produkce svítidel Q_{sv}

$$Q_{sv} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \quad [W]$$

kde P_s je měrný příkon svítidel pro intenzitu $I_x = 120 \text{ lx}$, zářivky $\Rightarrow 30 \text{ W/m}^2$

- c_1 součinitel současnosti používání svítidel (1,0)
 c_2 zbytkový součinitel při použití odsávaných svítidel (1,0)
 S_s osvětlovaná plocha místnosti v m^2

$$Q_{sv} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 = 31,19 \cdot 9 \cdot 1 \cdot 1 = 280,71 \text{ W}$$

4) Tepelný zisk od zchlazovaného zboží Q_{zb}

$$Q_{zb} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta t}{\tau} \quad [W]$$

- kde τ je časová konstanta
 c_p měrná tepelná kapacita poraženého masa v J/kg.K
 Δt rozdíl počáteční a konečné teploty masa ve °C
 m hmotnost nabouraného naváženého zboží v kg vyjádřena vztahem:

$$m = n_z \cdot m_z \quad [kg]$$

- kde m_z je poměrná hmotnost chlazeného zboží v kg
 n_z počet bouraných kusů zboží ve visu vyjádřen ze vztahu:
 S_z průměrná plocha pro bourané maso uložené ve visu ($0,81 \text{ m}^2$)

$$n_z = \frac{S}{S_z} \quad [-]$$

- kde S je plocha místnosti
 S_z průměrná plocha pro bourané maso uložené ve visu ($0,81 \text{ m}^2$)

$$n_z = \frac{S}{S_z} = \frac{31,19}{0,81} = 38,5 \Rightarrow 39 \text{ ks}$$

$$m = n_z \cdot m_z = 39 \cdot 150 = 5850 \text{ kg}$$

$$Q_z = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta t}{\tau} = \frac{5850 \cdot 2,85 \cdot (39 - 4)}{24} = 24314,05 \text{ W}$$

5) Tepelný zisky od ventilátorů a odtávání Q'_{vo}

- návrh 20%

$$Q'_{vo} = (Q_s + Q_{zb} + Q_{vz}) \cdot 0,2 \quad [W]$$

- kde Q_s je tepelný zisk prostupem ve W
 Q_z tepelný zisk od zchlazovaného zboží ve W
 Q_{vz} tepelný zisk od pronikání okolního vzduchu ve W

$$Q'_{vo} = (Q_s + Q_{zb} + Q_{vz}) \cdot 0,2 = (559,27 + 24314,05 + 0) \cdot 0,2 = 4974,66 \text{ W}$$

6) Tepelné ztráty

- výpočet vychází z ČSN EN 12 831
 - podrobný výpočet viz příloha

$$Q_z = 274,95 \text{ W}$$

7) Přehled vypočtených hodnot

Tepelné zisky oken radiací	$Q_{or} =$	0,00 W
Tepelné zisky oken konvekce	$Q_{ok} =$	0,00 W
Tepelná zátěž vnějších stěn	$Q_s =$	291,04 W
Tepelná zátěž vnitřních stěn	$Q_{si} =$	268,23 W
Tepelná produkce lidí	$Q_l =$	223,20 W
Tepelná produkce svítidel	$Q_{sv} =$	280,71 W
Tepelný zisk od zchlazovaného zboží	$Q_{zb} =$	24314,05 W
Tepelný zisk od pronikání okolního vzduchu	$Q_{vz} =$	0,00 W
Tepelný zisk od ventilátorů a odtávání	$Q'_{vo} =$	4974,66 W

Celková tepelná zátěž	$Q_1 =$	30351,95 W
Tepelné ztráty	$Q_z =$	274,95 W

Tab. 23: Výpočet tepelné bilance

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti					Teploty vzduchu		Úprava vzduchu	
		Plocha S	Světlná výška SV	Objem V	Počet osob max	Hmotnost naváženého zboží	LÉTO ti	ZIMA ti	LÉTO	ZIMA
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]	m _z [kg]	ti [°C]	ti [°C]	[-]	[-]
101	Odvěšovna	31,19	3,45	107,61	1	5850,00	0	0	chlazení	chlazení
102	Odvěšovna	32,26	3,45	111,30	1	6000,00	0	0	chlazení	chlazení
103	Odvěšovna-zvěřina	6,56	3,45	22,63	1	1200,00	0	0	chlazení	chlazení
104	Sklad-zrání	82,10	3,45	283,25	1	9090,00	0	0	chlazení	chlazení
105	Sklad-zrání	53,06	3,45	183,06	1	5940,00	0	0	chlazení	chlazení
106	Technická místnost	12,00	3,45	41,40	0	0,00	40	8	žádná	žádná
107	Bourárna *)	60,90	3,45	210,11	2	1800,00	8	8	chlazení	chl/vtp
108	Porážka	31,28	7,50	234,60	3	1000,00	21	23	chlazení	chl/vtp
109	Odpady, kůže **)	20,42	3,00	61,26	1	500,00	0	0	chlazení	chl/vtp
110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	2	0,00	8	8	chlazení	chl/vtp
111	Expedice	14,03	3,00	42,09	2	0,00	8	8	chlazení	chl/vtp
112	Sklad čistých přepravků	9,67	3,00	29,01	1	0,00	17	15	chlazení	vytápění
113	Úklidová místnost	2,52	3,45	8,69	1	0,00	17	8	žádná	žádná
114	Umývárna přepravků	6,55	3,00	19,65	1	0,00	17	15	chlazení	vytápění
115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	4	0,00	26	23	chlazení	vytápění
116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	0,00	26	24	žádná	žádná
117	Zádvěří - muži	3,84	2,65	10,18	2	0,00	17	15	žádná	žádná
118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	4	0,00	26	23	chlazení	vytápění
119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	0,00	26	23	chlazení	vytápění
120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	0,00	17	15	chlazení	vytápění
121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	0,00	17	15	chlazení	vytápění
122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	0,00	17	15	chlazení	vytápění
123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	0,00	17	15	žádná	žádná
124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	0,00	17	15	žádná	žádná
125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	0,00	17	15	žádná	žádná
126	Úklidová místnost	1,14	2,65	3,02	1	0,00	17	15	žádná	žádná
127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	0,00	26	23	chlazení	vytápění
128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	0,00	26	24	žádná	žádná
129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	0,00	26	23	chlazení	vytápění
130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	0,00	26	23	chlazení	vytápění
131	Zádvěří - ženy	3,50	2,65	9,28	2	0,00	17	15	žádná	žádná

Poznámka:

*) v bourárně se počítá manipulační plochou max 10m² od které se odvíjí hmotnost naváženého zboží, teplota zchlazeného masa je 4°C, bourání probíhá při teplotě 8°C

***) v místnosti odpadů a kůží je umístěn stůl na kůže o ploše 9m², od které se odvíjí hmotnost umístěného zboží, teplota kůže je 38°C a zchlazení probíhá na teplotu 4°C

(pokračování)

Tab. 24: Výpočet tepelné bilance (pokračování)

č.m.	Název místnosti	Tepelná zátěž					Tepelné ztráty			Celková tepelná zátěž	Tepelné ztráty	Vodní zisky
		Teplo odnímané ochlazovanému zboží	Tepelné zisky oken, stěn	Tepelná produkce lidí	Tepelné zisky větráním	Tepelný zisk od pronikání okolního vzduchu	Tepelná produkce od svítidel	Tepelná ztráta prostupem	Tepelná ztráta větráním			
101	Odvěšovna	24314,1	633,0	160,0	0,0	0,0	280,7	275,0	0,0	25387,8	275,0	6,771
102	Odvěšovna	24937,5	642,0	160,0	0,0	11444,1	290,3	237,5	0,0	37473,9	237,5	6,944
103	Odvěšovna – zvěřina	4987,5	199,0	160,0	0,0	10443,1	59,0	-34,6	18,4	15848,7	-16,2	1,389
104	Sklad-zrání	3545,1	741,0	160,0	0,0	8910,1	738,9	413,9	0,0	7047,6	413,9	0,056
105	Sklad-zrání	2316,6	572,0	160,0	0,0	537,3	477,5	156,7	0,0	4063,5	156,7	0,056
106	Technická míst.	0,0	428,0	0,0	0,0	0,0	108,0	650,6	0,0	536,0	650,6	0,000
107	Bourárna	-855,0	948,0	480,0	0,0	4704,2	548,1	576,5	0,0	5825,3	576,5	2,083
108	Porážka	2256,3	1034,0	720,0	2951,3	0,0	281,5	2066,8	2361,0	7243,0	4427,8	1,327
109	Odpady, kůže	2018,8	373,0	160,0	0,0	17181,0	183,8	54,5	18,4	19916,5	72,9	0,579
110	Expediční chodba	0,0	110,0	320,0	99,0	1584,5	68,0	68,5	185,1	2181,5	253,6	0,059
111	Expedice	0,0	883,0	280,0	0,0	8913,9	126,3	394,2	0,0	10203,2	394,2	0,059
112	Sklad čistých př.	0,0	251,0	160,0	59,0	0,0	87,0	286,1	0,0	557,0	286,1	0,030
113	Úklidová místnost	0,0	-2,0	140,0	0,0	0,0	50,4	27,2	0,0	188,4	27,2	0,030
114	Umývárna přepravek	0,0	10,0	160,0	33,0	0,0	59,0	221,3	0,0	262,0	221,3	0,030
115	Šatna - muži civil	0,0	-42,0	560,0	-82,0	0,0	69,3	243,4	88,1	505,3	331,6	0,119
116	Umývárna - muži	0,0	-62,0	140,0	-65,0	0,0	90,4	133,9	123,9	103,4	257,8	0,030
117	Zádveří - muži	0,0	35,0	280,0	99,0	0,0	76,8	109,3	0,0	490,8	109,3	0,059
118	Šatna - muži prac.	0,0	414,0	560,0	-97,0	0,0	132,0	229,6	107,7	1009,0	337,3	0,119
119	Denní místnost	0,0	574,0	560,0	-233,0	0,0	1251,0	514,4	402,7	2152,8	917,1	0,119
120	Sanitační chodba	0,0	33,0	320,0	-102,0	0,0	104,6	130,0	0,0	355,6	130,0	0,059
121	Předsíň - muži	0,0	20,0	280,0	-41,0	0,0	62,8	37,5	0,0	321,8	37,5	0,059
122	Předsíň - ženy	0,0	22,0	280,0	-176,0	0,0	62,8	37,8	0,0	188,8	37,8	0,059
123	WC - muži pisoár	0,0	101,0	140,0	-13,0	0,0	22,8	26,7	20,3	250,8	47,0	0,030
124	WC - muži klozet	0,0	95,0	140,0	-13,0	0,0	22,8	41,2	33,7	244,8	74,9	0,030
125	WC - ženy klozet	0,0	95,0	140,0	-13,0	0,0	22,8	41,2	33,7	244,8	74,9	0,030
126	Úklidová místnost	0,0	107,0	140,0	-13,0	0,0	22,8	24,9	0,0	256,8	24,9	0,030
127	Šatna - ženy prac.	0,0	-26,0	280,0	207,0	0,0	137,4	207,3	58,8	598,4	266,0	0,059
128	Umývárna - ženy	0,0	19,0	140,0	135,0	0,0	84,4	191,8	151,5	378,4	343,3	0,030
129	Kancelář vet.	0,0	-52,0	140,0	-62,0	0,0	363,8	187,4	95,5	389,8	282,8	0,030
130	Šatna - ženy civil	0,0	428,0	280,0	-83,0	0,0	115,4	220,5	61,4	740,4	281,9	0,059
131	Zádveří - ženy	0,0	2,0	280,0	-32,0	0,0	70,0	121,3	0,0	320,0	121,3	0,059
										145285,8	11652,1	20,4

Poznámka:

- 1) ztráty a zisky větráním počítány na teplotu přivodního vzduchu $t_p = 8$ a 15°C
- 2) tepelné zisky od pronikání okolního vzduchu počítám pro prostory průmyslově chlazené, ostatní zanedbávám

B.2 Technické koncepční řešení ve variantách

Návrh řeší aplikace třech variant vzduchotechnických systémů a chlazení technologických prostor od dostačující po komfortní.

Tento variantní návrh bude řešen koncepčně v rozpracovanosti projektové dokumentace pro stavební povolení (DSP). Cílem návrhu variant je obeznámení se s různými možnostmi aplikací na konkrétním objektu. Tento postup technického řešení je často používán v praxi jako předběžná návrhová koncepce pro objednatele projekce případně realizace. Slouží k možnosti výběru varianty z různých hledisek (vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, pořizovacích nákladů apod.)

V závěrečném zhodnocení vyberu nejvhodnější variantu a zpracuji v rozsahu projektové dokumentace pro provedení stavby (DPS).

B.2.1 Nucené větrání s chlazením technologických prostor 1 - Varianta A

Varianta A zahrnuje návrh řízené výměny vzduchu v objektu, filtraci, teplotní úpravu přívodního vzduchu a zpětné využití tepla. Dále zahrnuje návrh chlazení do technologického provozu. Teploty vnitřního vzduchu v objektu jsou 5ti kategorií:

- 1) administrativní prostory, šatny, porážka – $t_{iZ} = 23^{\circ}\text{C}$, $t_{iL} = 26^{\circ}\text{C}$
- 2) toalety, chodby, zádveří – $t_{iZ} = t_{iL} = 15^{\circ}\text{C}$
- 3) umývárny – $t_{iZ} = t_{iL} = 24^{\circ}\text{C}$
- 4) zchlazovny, chlazené sklady – $t_{iZ} = t_{iL} = 0^{\circ}\text{C}$
- 5) bourárna, expediční chodba, expedice – $t_{iZ} = t_{iL} = 8^{\circ}\text{C}$

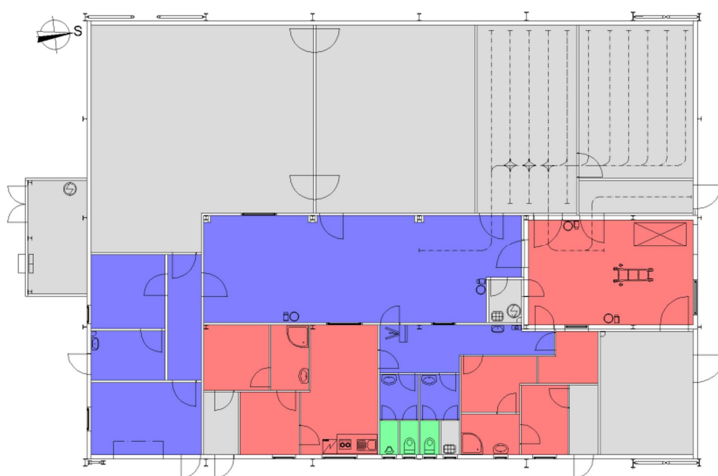
Teplota přívodního vzduchu je $t_p = 15^{\circ}\text{C}$. Do místnosti bourárny bude vzduch předeřhřát v případě léta dochlazen na teplotu $t_p = 8^{\circ}\text{C}$. Navržené teploty interiéru budou temperovány kombinovaným provozem s elektrickými přímotopy s akumulací.

Rozdělení VZT systému

Vzduchotechnický systém je rozdělen dle provozních požadavků objektu do čtyř funkčních celků dle Obr. 42.

Legenda:

- červená – VZT 1 – nucené větrání prostor šaten, umýváren, kanceláře a denní místnosti
- modrá – VZT 2 – nucené chodeb, skladů,
- zelená – VZT 3 – nucené větrání prostor WC
- šedá – prostory větrané přirozeně



Obr. 42: Rozdělení objektu do funkčních celků

Skladba VZT systému

- 1) koncové části – kruhové vyústky, žaluzie
- 2) přenosové části – kruhové potrubí SPIRO, ventilátory
- 3) úpravy vzduchu – absolutní filtry, ohřívače, chladiče
- 4) ochranné části – tlumiče hluku a chvění, izolace tepelné
- 5) regulační části – klapky, clony, čidla, monitorování, rozvaděče
- 6) pomocné části – podpěry

Skladba chlazení technologických prostor

- 1) koncové části – kondenzační jednotky (9 chlazených prostor)
- výparníky (9 chlazených prostor)
- 2) regulační části – čidla, regulátory, rozvaděče
- 3) přenosové části – měděné potrubí, PPR potrubí pro kondenzát, termostatický exp. ventily
- 4) ochranné části – izolace tepelné, tlumiče chvění
- 5) pomocné části - podpěry

B.2.1.1 Koncepční řešení nuceného větrání

- a) Účel – kombinace komfortního a průmyslového zařízení
- b) Tlakové poměry – kombinace rovnotlakého ($V_p = V_o$), podtlakového zařízení ($V_p < V_o$), a přetlakového ($V_p > V_o$)
- c) Skladba – zařízení ústřední tj. centrální
- d) Provoz – kombinovaný ($V_p = V_e + V_c$)
- e) Úprava vzduchu – zařízení s úpravou vzduchu

B.2.1.2 Řešení distribuce vzduchu

Distribuce je řešena kruhovými vyústkami na kruhovém SPIRO potrubí. Výška pracovní oblasti byla zvolena 1,5 m. Koncepčně navržené hodnoty shrnuty v Tab. 25.

a. Přívod vzduchu dvouřadými vyústkami pro místnost 107

1) Předběžná rozteč otvorů t_A, t_B

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta \quad [m]$$

kde L je dosah proudu vzduchu pro právní výšku v m (2m)
 β úhel proudu vzduchu (45°)

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta = 2 \cdot 2 \cdot \tan 45 = 4 \text{ m}$$

2) Předběžný počet přívodních vyústek n_A ve směru A

$$n_A = \frac{A}{t_A} \quad [ks]$$

kde A je šířka místnosti v m
 t_A předběžná rozteč otvorů v m

$$n_A = \frac{A}{t_A} = \frac{13,415}{4} = 3,35 \rightarrow 4 \text{ ks}, t_A = 3,35 \text{ m}, \beta = 40^\circ$$

3) Předběžný počet přívodních vyústek n_B ve směru B

$$n_B = \frac{B}{t_B} \quad [ks]$$

kde B je délka místnosti v m
 t_B předběžná rozteč otvorů v m

$$n_B = \frac{B}{t_B} = \frac{4,54}{4} = 1,14 \rightarrow 2 \text{ ks}, t_B = 2,27 \text{ m}, \beta = 48^\circ$$

4) Předběžný počet přívodních vyústek

$$n = n_A \cdot n_B \quad [ks]$$

$$n = n_A \cdot n_B = 4 \cdot 2 = 8 \text{ ks}$$

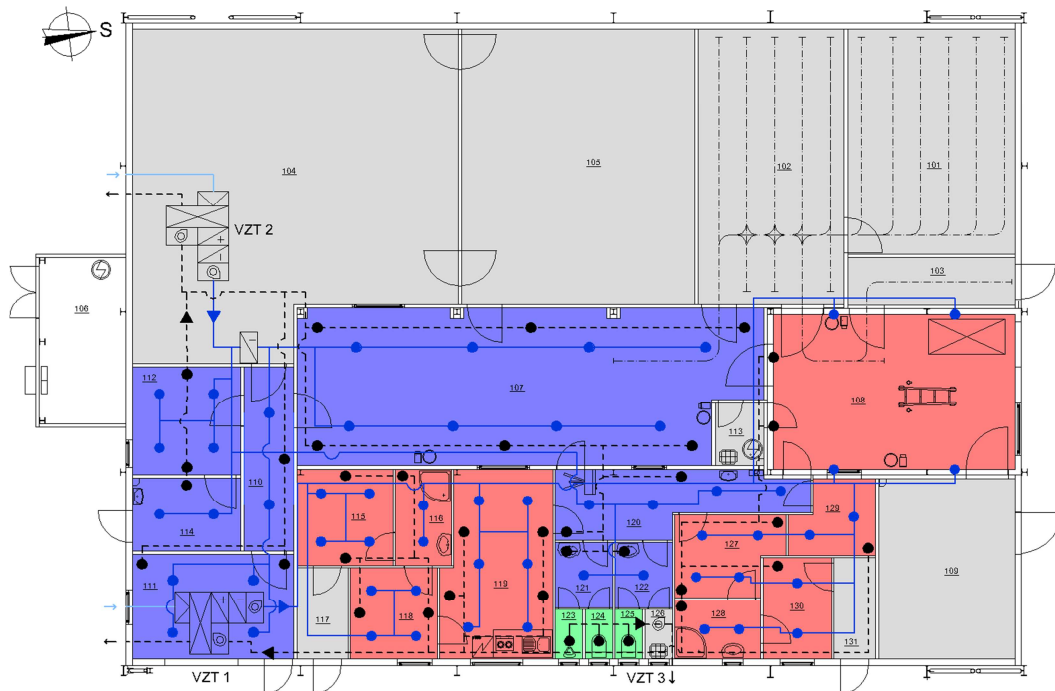
b. Odvod vzduchu dvouřadými vyústkami

- předběžně řešen dle dispozičních parametrů jednotlivých místností

Tab. 25: Řešení distribuce vzduchu

č.m.	Název místnosti	Výška pracovní oblasti		Úhel proudu vzduchu	Šířka místnosti	Délka místnosti	Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních výústek ve směru A		Předběžný počet přívodních výústek ve směru B		Předběžný počet odvodních výústek	Rozteč otvorů ve směru A		Rozteč otvorů ve směru B	
		h [m]	L [m]					n_A [ks]	n_B [ks]	n [ks]	n [ks]		t_A [m]	t_B [m]		
107	Bourárna	1,5	1,95	45	13,42	4,54	4,0	4	2	8	4	3,35	2,27			
108	Porážka	1,5	2	45	6,95	4,50	4,0	2	2	4	2	3,48	2,25			
110	Expediční chodba	1,5	1,5	45	1,43	5,30	3,0	1	2	2	1	1,43	2,65			
111	Expedice	1,5	1,5	45	4,65	3,02	3,0	2	2	4	2	2,32	1,51			
112	Sklad čistých přepravek	1,5	1,5	45	3,12	3,10	3,0	2	2	4	2	1,56	1,55			
114	Umývárna přepravek	1,5	1,15	45	3,12	2,10	2,3	2	1	2	1	1,56	2,10			
115	Šatna - muži civil	1,5	1,15	45	2,76	2,79	2,3	2	2	4	2	1,38	1,40			
116	Umývárna - muži	1,5	1,15	45	1,62	2,79	2,3	1	2	2	1	1,62	1,40			
118	Šatna - muži pracovní	1,5	1,15	45	2,57	2,63	2,3	2	2	4	2	1,29	1,32			
119	Denní místnost	1,5	1,15	45	3,26	5,48	2,3	2	3	6	3	1,63	1,83			
120	Sanitační chodba	1,5	1,15	45	7,37	2,06	2,3	4	1	4	2	1,84	2,06			
121	Předsíň - muži	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90			
122	Předsíň - ženy	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90			
123	WC - muži pisoár	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43			
124	WC - muži klozet	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43			
125	WC - ženy klozet	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43			
127	Šatna - ženy pracovní	1,5	1,15	45	3,20	2,39	2,3	2	2	4	2	1,60	1,20			
128	Umývárna - ženy	1,5	1,15	45	2,48	1,71	2,3	2	1	2	1	1,24	1,71			
129	Kancelář veterináře	1,5	1,15	45	2,52	2,23	2,3	2	1	2	1	1,26	2,23			
130	Šatna - ženy civil	1,5	1,15	45	1,97	2,92	2,3	1	2	2	1	1,97	1,46			

B.2.1.3 Ideové schéma potrubní sítě systému



Obr. 43: Ideové schéma potrubní sítě

B.2.1.4 Návrh zařízení úpravy vzduchu

Nucené větrání objektu zajistí tři vzduchotechnická zařízení VZT1, VZT2, VZT3. Zařízení VZT1 a VZT2 jsou navrženy softwarem AeroCad od firmy REMAK dle parametrů v Tab. . Zařízení VZT 3 je navrženo jako vestavný radiální ventilátor od výrobce SystemAir pro odvětrání místností WC a pisoárového stání. Letní i zimní provoz je ventilační s předeřhřevem a předchlazením. O konečné temperování teploty interiéru se budou starat elektrické přímotopy s akumulací.

Tab. 26: Návrh objemových průtoků pro VZT zařízení

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu ± 10%	
		Plocha	Světlá výška	Objem	Počet osob max				
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]				
VZT 1	108	Porážka	31,28	7,00	218,96	3	Vp > Vo	2189,60	1970,64
	115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	4	Vp < Vo	120,00	132,00
	116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	Vp < Vo	150,00	165,00
	118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	4	Vp < Vo	120,00	132,00
	119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	Vp = Vo	442,29	442,29
	127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	Vp < Vo	72,82	80,10
	128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	Vp < Vo	150,00	165,00
	129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	Vp = Vo	50,00	80,00
	130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	Vp < Vo	61,16	67,28
CELKEM:							3434,39	3282,83	

VZT 2	107	Bourárna	60,90	3,43	208,89	2	Vp > Vo	2088,87	1879,98
	110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	3	Vp > Vo	150,00	135,00
	111	Expedice	14,03	3,00	42,09	1	Vp > Vo	126,27	113,64
	112	Skład čistých přepravek	9,67	3,00	29,01	1	Vp > Vo	50,00	45,00
	114	Umývárna přepravek	6,55	3,00	19,65	1	Vp > Vo	70,00	63,00
	120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	Vp > Vo	100,00	90,00
	121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
	122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
CELKEM:							2705,14	2458,63	

VZT 3	123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	30,21
	124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
	125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
CELKEM:							0,00	130,21	

VZT 1

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 04
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 739 kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až $+40^{\circ}\text{C}$
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TUV SÚD Czech
- certifikát shody dle GOST R- vyvinuto a vyráběno v souladu s certifikovaným systémem řízení jakosti ISO 9001:2001

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

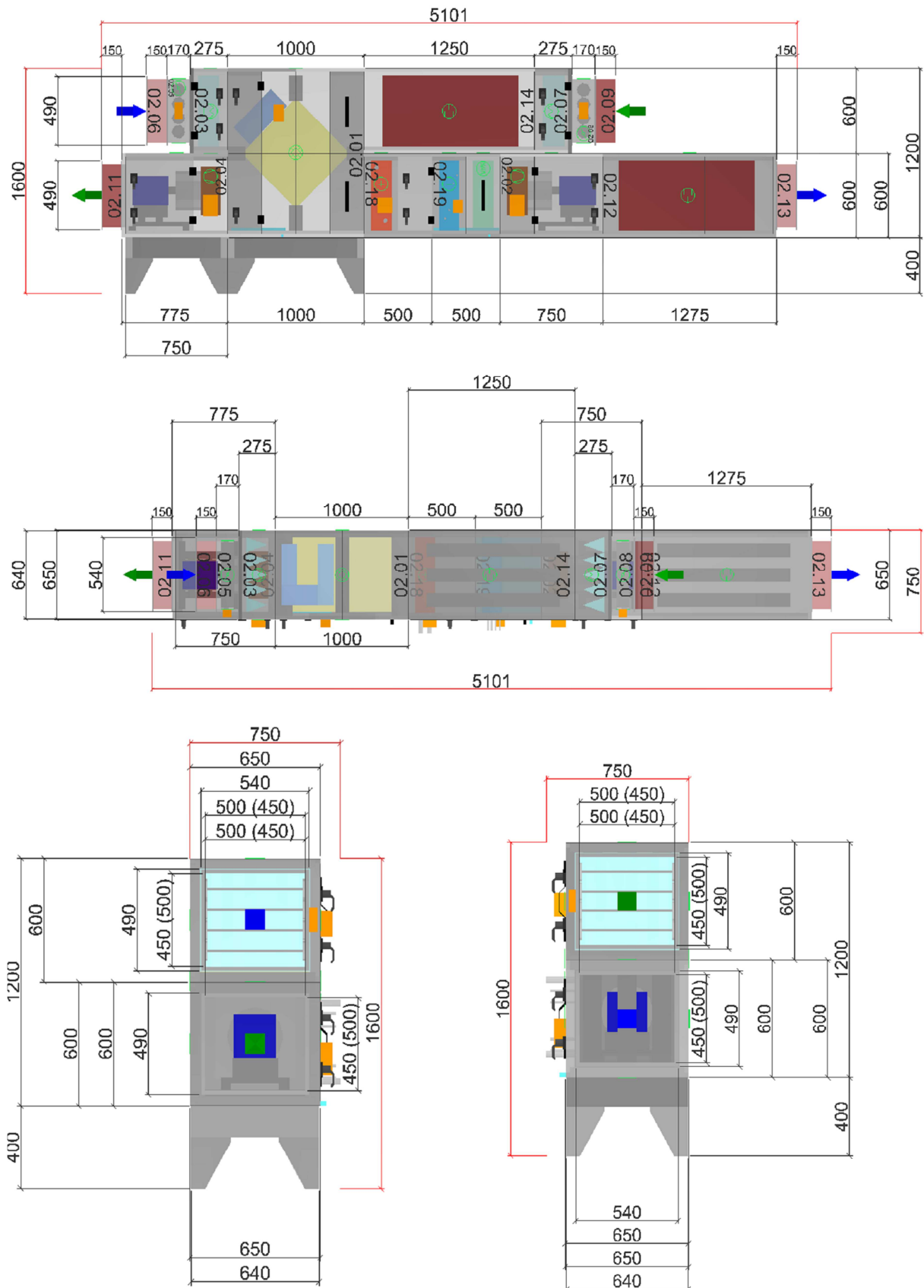
Teplota vzduchu (venkovní) [$^{\circ}\text{C}$]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
Teplota z místnosti [$^{\circ}\text{C}$]	20 / 23
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m^3/h]	2361 / 1995
Rychlost v průřezu [m/s]	2.39 / 2.02
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	1974 / 1167
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	-8 / +136
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	461 / 136
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [$^{\circ}\text{C}$]	16 / 20
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 93

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	2.93 / 1.36
Specifický výkon zařízení $\text{SFP}_{E, \text{IW}, \text{m}^{-3} \cdot \text{s}}$	6540
Součtové výkony pro ohřev [kW]	10 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	12 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	18



Obr. 44: Geometrie VZT 1

VZT 2

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 06
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 972kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až +40°C
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TUV SÚD Czech

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93

Teplota z místnosti [°C]	15 / 17
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

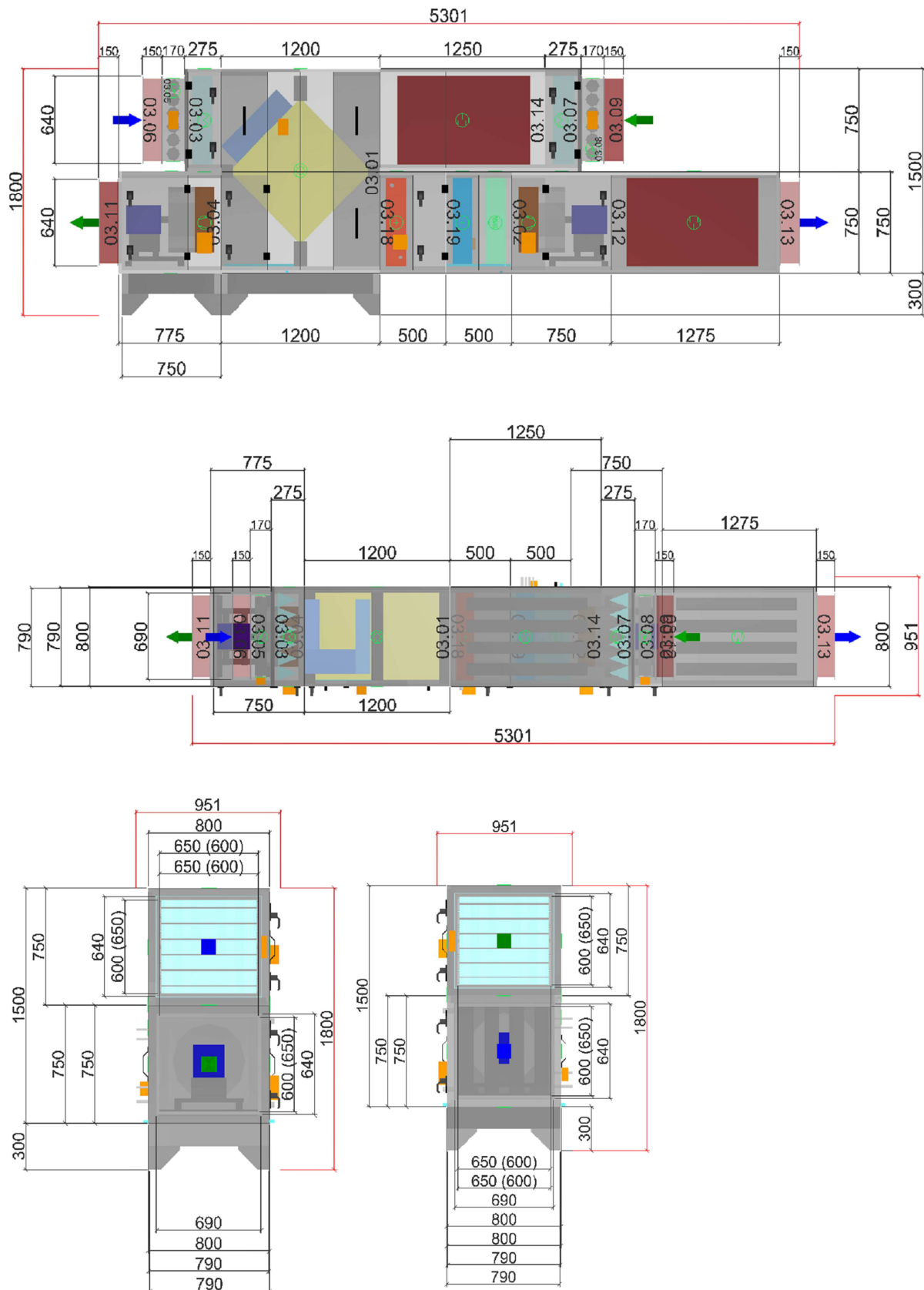
Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2365 / 2459
Rychlost v průřezu [m/s]	1.45 / 1.51
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	420 / 943
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	+23 / +190

Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	181 / 89
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	15 / 17
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 100

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

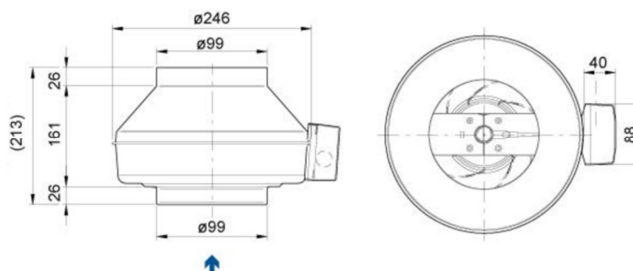
Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	0.73 / 1.28
Specifický výkon zařízení $SFP_{E, IW, m^{-3} \cdot s}$	2947
Součtové výkony pro ohřev [kW]	8 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	15 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	19



Obr. 45: Geometrie VZT 2

VZT 3

Návrh zařízení
Návrh proveden v aplikaci SystemAir Selection Program 3 výrobce SystemAir Pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji radiální ventilátor do kruhového potrubí typu K 100 XL 50 Hz
Hmotnost 2,9 kg



Obr. 46: Geometrie ventilátoru

B.2.1.4 Doplnkový návrh otopných těles

Jelikož nucené větrání pouze předejde/předchladí přívodní vzduch, je nutné použití dalších prostředků pro úpravu IM. Dokládám tedy doplnkový návrh OT pro přehled o potřebě el. energie.

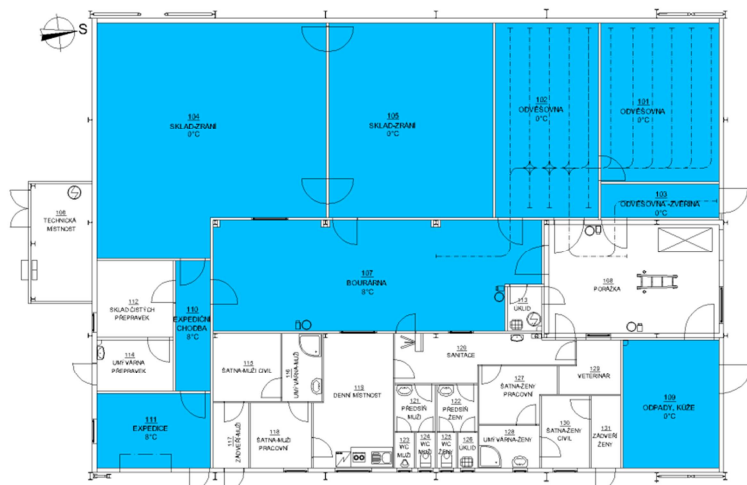
Tab. 27: Návrh elektrických otopných těles

č.m.	Název místnosti	Teplota interiéru - ZIMA		Tepelná ztráta	Průtok přívodního vzduchu	Potřebný výkon OT	Otopná tělesa	Počet OT	Výkon tělesa	Výkon celkem
		ti	tp							
		[°C]	[°C]	[W]	[m ³ /s]	Q _{OT} [W]		n	Q _{OT} [W]	Q _{OTC} [W]
108	Porážka	23	15	4427,8	0,652	10749,6	DXW 330	4	3000,0	12000,0
112	Sklad čistých přepravků	15	15	286,1	0,014	286,1	PLX 500	1	500,0	500,0
114	Umývárna přepravků	15	15	221,3	0,019	221,3	PLX 500	1	500,0	500,0
115	Šatna - muži civil	23	15	331,6	0,033	651,6	PLX 750	1	750,0	750,0
116	Umývárna - muži	24	15	257,8	0,042	715,9	PLX 750	1	750,0	750,0
118	Šatna - muži pracovní	23	15	337,3	0,033	657,3	PLX 750	1	750,0	750,0
119	Denní místnost	23	15	917,1	0,123	2109,7	PLX 1000	1	1000,0	1000,0
							PLX 1500	1	1500,0	1500,0
120	Sanitační chodba	15	15	130,0	0,028	130,0	PLX 500	1	500,0	500,0
121	Předsíň - muži	15	15	37,5	0,017	37,5	zanedbávám	0	0,0	0,0
122	Předsíň - ženy	15	15	37,8	0,017	37,8	zanedbávám	0	0,0	0,0
123	WC - muži pisoár	15	15	47,0	0,009	47,0	zanedbávám	0	0,0	0,0
124	WC - muži klozet	15	15	74,9	0,014	74,9	zanedbávám	0	0,0	0,0
125	WC - ženy klozet	15	15	74,9	0,014	74,9	zanedbávám	0	0,0	0,0
127	Šatna - ženy pracovní	23	15	266,0	0,020	459,9	PLX 500	1	500,0	500,0
128	Umývárna - ženy	24	15	343,3	0,042	801,4	PLX 1000	1	1000,0	1000,0
129	Kancelář veterináře	23	15	282,8	0,036	631,9	PLX 750	1	750,0	750,0
130	Šatna - ženy civil	23	15	281,9	0,017	446,7	PLX 500	1	500,0	500,0
									CELKEM: 21000,0	

Poznámka: OT jsou osazeny pod okenním parapetem, v místnosti 108 jsou osazeny vhodně, aby nebylo možné je při porážení poškodit.

B.2.1.5 Klasifikace systému chlazení

- 1) dle hnací energie – kompresorové chlazení
- 2) dle přenosu tepla – přímé chlazení



Obr. 47: Půdorys chlazených prostor

Legenda:

modrá – chlazené prostory s teplotou 0°C a 8 °C

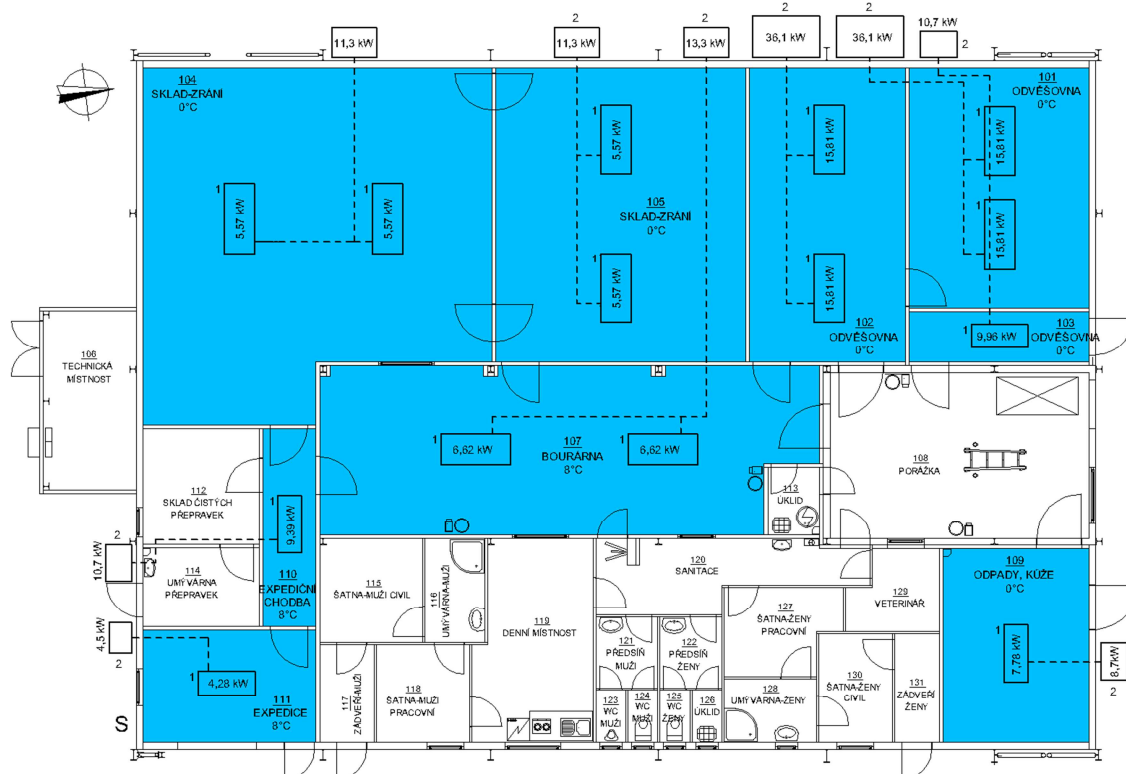
B.2.1.6 Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

V rámci studie zvolím jednotlivé komponenty chladicího okruhu dle tabulek výrobce. Volba spočívá ve výběru dle kritérií jednotlivých chlazených prostor znázorněné v Tab. 28 (požadovaná teplota interiéru, objem místnosti, účel místnosti).

Tab. 28: Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

č.m	Název místnosti	Údaje o místnosti		Volba komponent					
		Objem V	Teplota interiéru	Výparník	Chladicí výkon výparníku	Počet výparníků	Celkový chladicí výkon	Kondenzační jednotky	Výkon kondenzační jednotky
101	Odvěšovna	107,61	0	CE4 M125	15,81	2	31,62	JME-4SH-2500.10	13,3
102	Odvěšovna	111,30	0	CE4 M125	15,81	2	31,62	JME-4SH-2500.10	36,1
103	Odvěšovna-zvěřina	22,63	0	CE4 W080	9,96	1	9,96	JME-ZB-45	10,7
104	Sklad-zrání	283,25	0	CE4 R040	5,57	2	11,14	JHE-ZR-80	11,3
105	Sklad-zrání	183,06	0	CE4 R041	5,57	2	11,14	JHE-ZR-80	11,3
107	Bourárna	210,11	8	CN4 R040	6,62	2	13,24	JHE-ZR-100	13,3
109	Odpady, kůže	61,26	0	CE4 R064	7,78	1	7,78	JME-ZR-64	8,7
110	Expediční chodba	22,65	8	CN4 R064	9,39	1	9,39	JME-ZB-45	10,7
111	Expedice	42,10	8	CN4 R028	4,28	1	4,28	JME-ZB-19	4,5

B.2.1.7 Ideové schéma systému chlazení



Obr. 48: Ideové schéma systému chlazení

Legenda: 1 – výparník, 2 – kondenzační jednotka

B.2.1.8 Grafické řešení s technickou zprávou

Grafické řešení zahrnuje vykreslení půdorysů vzduchotechnického potrubí a chlazení v jednočarovém provedení s navrženými výkony a průtoky vzduchu. Výkresy naleznete v přílohové části. Označení příloh bude následující:

- B.2.1.8 – 1 – TECHNICKÁ ZPRÁVA – KONCEPCE A
- B.2.1.8 – 2 – PŮDORYS VZDUCHOVODU, M1:100
- B.2.1.8 – 3 – PŮDORYS CHLAZENÍ, M1:100

B.2.2 Teplovzdušné vytápění s chlazením technologických prostor 2 - Varianta B

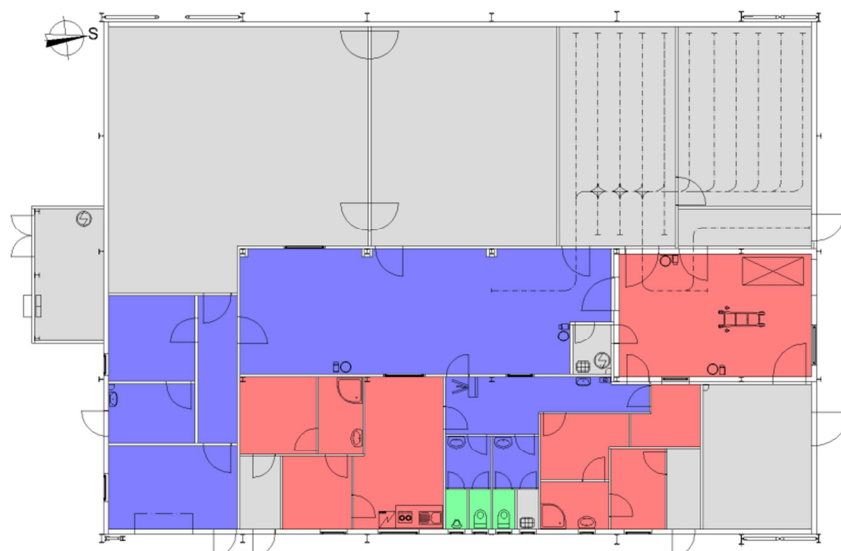
Varianta B zahrnuje návrh teplovzdušného vytápění v objektu, filtraci a zpětné využití tepla. Dále zahrnuje návrh chlazení do technologického provozu. Teploty vnitřního vzduchu v objektu jsou 5ti kategorií:

- 1) administrativní prostory, šatny, porážka – $t_{iz} = 23^{\circ}\text{C}$
- 2) toalety, chodby, zádveří – $t_{iz} = 15^{\circ}\text{C}$
- 3) umývárny – $t_{iz} = 24^{\circ}\text{C}$
- 4) zchlazovny, chlazené sklady – $t_{iz} = 0^{\circ}\text{C}$
- 5) bourárna, expediční chodba, expedice – $t_{iz} = 8^{\circ}\text{C}$

Teplota přívodního vzduchu je $t_p = 30^{\circ}\text{C}$. Do místnosti bourárny bude vzduch předeřhán v případě léta zchlazen na teplotu $t_p = 8^{\circ}\text{C}$

Rozdělení VZT systému

Vzduchotechnický systém je rozdělen dle provozních požadavků objektu do čtyř funkčních celků dle Obr. 49.



Obr. 49: Rozdělení objektu do funkčních celků

Legenda:

- červená – VZT 1 – teplovzdušné vytápění prostor šaten, umýváren, kanceláře a denní místnosti
- modrá – VZT 2 – nucené větrání chodeb, skladů, bourárny a expedice
- zelená – VZT 3 – nucené větrání prostor WC
- šedá – prostory větrané přirozeně

Skladba VZT systému

- 1) koncové části – vířivé vyústi s horním připojením žaluzie
- 2) přenosové části – kruhové potrubí SPIRO, ventilátory
- 3) úpravy vzduchu – absolutní filtry, ohříváče, chladiče
- 4) ochranné části – tlumiče hluku a chvění, izolace tepelné
- 5) regulační části – klapky, clony, čidla, monitorování, rozvaděče
- 6) pomocné části – podpěry, závěsy

Skladba chlazení technologických prostor

- 1) koncové části - kompresor (sdružená kompresorová jednotka)
- kondenzátor (suchý kondenzátor s axiálními ventilátory)
- výparníky (9 chlazených prostor)
- 2) regulační části – čidla, regulátory, rozvaděče
- 3) přenosové části – měděné potrubí, PPR potrubí pro kondenzát, termostatický exp. Ventily
- 4) ochranné části – izolace tepelné, tlumiče chvění
- 5) pomocné části - podpěry

B.2.2.1 Koncepční řešení teplovzdušného vytápění

- a) Účel – kombinace komfortního a průmyslového zařízení
- b) Tlakové poměry – kombinace rovnotlakého ($V_p = V_o$), podtlakového zařízení ($V_p < V_o$), a přetlakového ($V_p > V_o$) podrobněji viz kap.
- c) Skladba – zařízení ústřední tj. centrální
- d) Provoz – kombinovaný ($V_p = V_e + V_c$)
- e) Úprava vzduchu – zařízení s úpravou vzduchu

B.2.2.2 Řešení distribuce vzduchu

Distribuce je řešena vířivými vyústěmi s horním připojením na kruhovém SPIRO potrubí. Odvod vzduchu bude řešen obdélníkovými vyústkami pro menší dispoziční nároky. Výška pracovní oblasti byla zvolena 1,5 m. Koncepčně navržené hodnoty shrnuty v Tab. 29.

a. Přívod vzduchu vířivými vyústěmi pro místnost

1) Předběžná rozteč otvorů t_A, t_B

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta \quad [m]$$

kde L je dosah proudu vzduchu pro právní výšku v m (2m)
 β úhel proudu vzduchu (45°)

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta = 2 \cdot 2 \cdot \tan 45 = 4 \text{ m}$$

2) Předběžný počet přívodních vyústek n_A ve směru A

$$n_A = \frac{A}{t_A} \quad [ks]$$

kde A je šířka místnosti v m
 t_A předběžná rozteč otvorů v m

$$n_A = \frac{A}{t_A} = \frac{13,415}{4} = 3,35 \rightarrow 4 \text{ ks}, t_A = 3,35 \text{ m}, \beta = 40^\circ$$

3) Předběžný počet přívodních vyústek n_B ve směru B

$$n_B = \frac{B}{t_B} \quad [ks]$$

kde B je délka místnosti v m

t_B předběžná rozteč otvorů v m

$$n_B = \frac{B}{t_B} = \frac{4,54}{4} = 1,14 \rightarrow 2 \text{ ks}, t_A = 2,27 \text{ m}, \beta = 48^\circ$$

4) Předběžný počet přívodních vyústek

$$n = n_A \cdot n_B \quad [ks]$$

$$n = n_A \cdot n_B = 4 \cdot 2 = 8 \text{ ks}$$

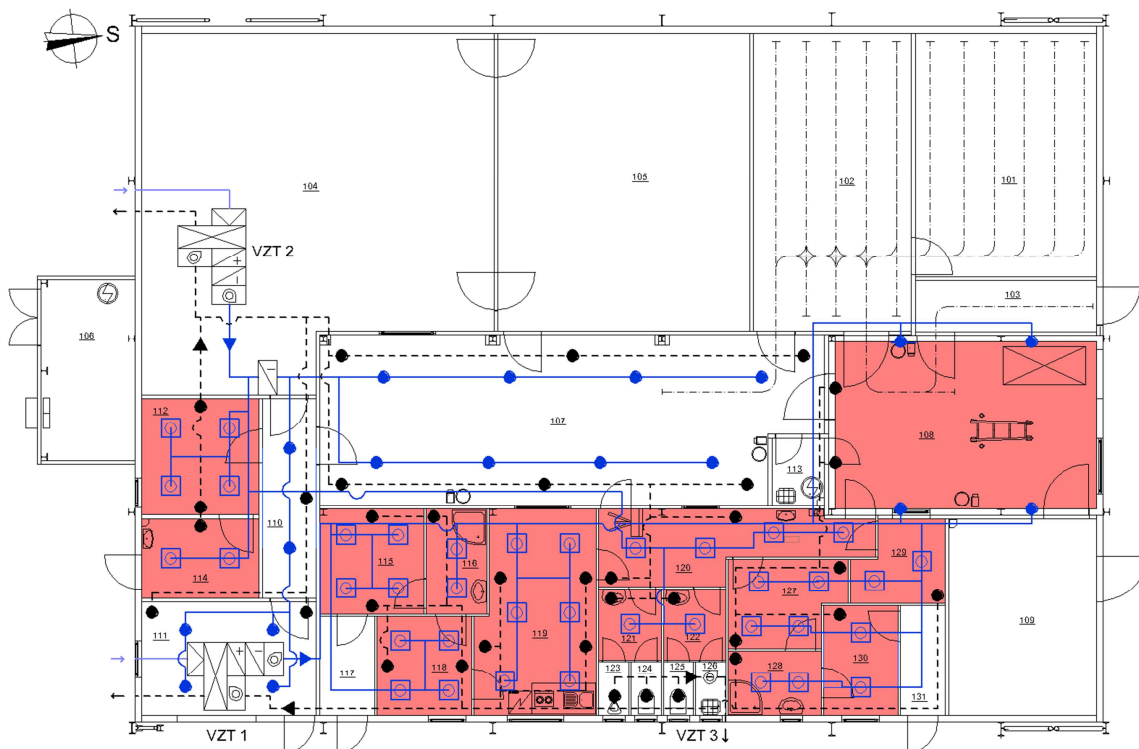
b. Odvod vzduchu dvouřadými vyústkami

- koncepčně řešen dle dispozičních parametrů jednotlivých místností

Tab. 29: Řešení distribuce vzduchu

č.m.	Název místnosti	Vyška pracovní oblasti			Šířka místnosti	Délka místnosti	Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních vyústek ve směru A	Předběžný počet přívodních vyústek ve směru B	Předběžný počet přívodních vyústek	Předběžný počet odvodních vyústek	Rozteč otvorů ve směru A	Rozteč otvorů ve směru B
		h	L	β									
		[m]	[m]	[°]	[m]	[m]	[m]	[ks]	[ks]	[ks]	[ks]	[m]	[m]
107	Bourárna	1,5	1,95	45	13,42	4,54	4,0	4	2	8	4	3,35	2,27
108	Porážka	1,5	2	45	6,95	4,50	4,0	2	2	4	2	3,48	2,25
110	Expediční chodba	1,5	1,5	45	1,43	5,30	3,0	1	2	2	1	1,43	2,65
111	Expedice	1,5	1,5	45	4,65	3,02	3,0	2	2	4	2	2,32	1,51
112	Sklad čistých přepravek	1,5	1,5	45	3,12	3,10	3,0	2	2	4	2	1,56	1,55
114	Umývárna přepravek	1,5	1,15	45	3,12	2,10	2,3	2	1	2	1	1,56	2,10
115	Šatna - muži civil	1,5	1,15	45	2,76	2,79	2,3	2	2	4	2	1,38	1,40
116	Umývárna - muži	1,5	1,15	45	1,62	2,79	2,3	1	2	2	1	1,62	1,40
118	Šatna - muži pracovní	1,5	1,15	45	2,57	2,63	2,3	2	2	4	2	1,29	1,32
119	Denní místnost	1,5	1,15	45	3,26	5,48	2,3	2	3	6	3	1,63	1,83
120	Sanitační chodba	1,5	1,15	45	7,37	2,06	2,3	4	1	4	2	1,84	2,06
121	Předsíň - muži	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
122	Předsíň - ženy	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
123	WC - muži pisoár	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43
124	WC - muži klozet	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43
125	WC - ženy klozet	1,5	1,15	45	0,80	1,43	2,3	1	1	1	1	0,80	1,43
127	Šatna - ženy pracovní	1,5	1,15	45	3,20	2,39	2,3	2	2	4	2	1,60	1,20
128	Umývárna - ženy	1,5	1,15	45	2,48	1,71	2,3	2	1	2	1	1,24	1,71
129	Kancelář veterináře	1,5	1,15	45	2,52	2,23	2,3	2	1	2	1	1,26	2,23
130	Šatna - ženy civil	1,5	1,15	45	1,97	2,92	2,3	1	2	2	1	1,97	1,46

B.2.2.3 Ideové schéma potrubní sítě systému



Obr. 50: Ideové schéma potrubní sítě

B.2.2.4 Návrh zařízení úpravy vzduchu

Teplovzdušné větrání objektu zajistí vzduchotechnické zařízení VZT1. Zařízení VZT2, VZT3 bude nuceně větrat prostory, kde není vhodné použití systému teplovzdušného vytápění. Zařízení VZT1 a VZT2 jsou navrženy softwarem AeroCad od firmy REMAK a.s. dle parametrů v Tab. . Zařízení VZT 3 je navrženo jako vestavný radialní ventilátor od výrobce SystemAir pro odvětrání místností WC. Tento předběžný návrh nepočítá s tlakovou ztrátou potrubí. Zimní provoz řeší teplovzdušné vytápění, letní provoz je ventilační s dochlazením.

Tab. 30: Tabulka hodnot pro návrh VZT zařízení

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přivodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu 10%
		Plocha	Světla výška	Objem	Počet osob max			
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]			
108	Porážka	31,28	7,00	218,96	3	V _p > V _o	2189,60	1970,64
115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	4	V _p < V _o	120,00	132,00
116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	V _p < V _o	150,00	165,00
118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	4	V _p < V _o	120,00	132,00
119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	V _p = V _o	442,29	442,29
127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	V _p < V _o	72,82	80,10
128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	V _p < V _o	150,00	165,00
129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	V _p = V _o	128,53	128,53
130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	V _p < V _o	61,16	67,28
CELKEM:							3434,39	3282,83

VZT 2	107	Bourárna	60,90	3,43	208,89	2	Vp > Vo	2088,87	1879,98
	110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	3	Vp > Vo	150,00	135,00
	111	Expedice	14,03	3,00	42,09	1	Vp > Vo	126,27	113,64
	112	Sklad čistých přepravek	9,67	3,00	29,01	1	Vp > Vo	50,00	45,00
	114	Umývárna přepravek	6,55	3,00	19,65	1	Vp > Vo	70,00	63,00
	120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	Vp > Vo	100,00	90,00
	121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
	122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
CELKEM:								2705,14	2458,63

VZT 3	123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	30,21
	124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
	125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
CELKEM:								0,00	130,21

VZT 1

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 04
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 739 kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až +40°C
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TÚV SÚD Czech
- certifikát shody dle GOST R- vyvinuto a vyráběno v souladu s certifikovaným systémem řízení jakosti ISO 9001:2001

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
Teplota z místnosti [°C]	20 / 26
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

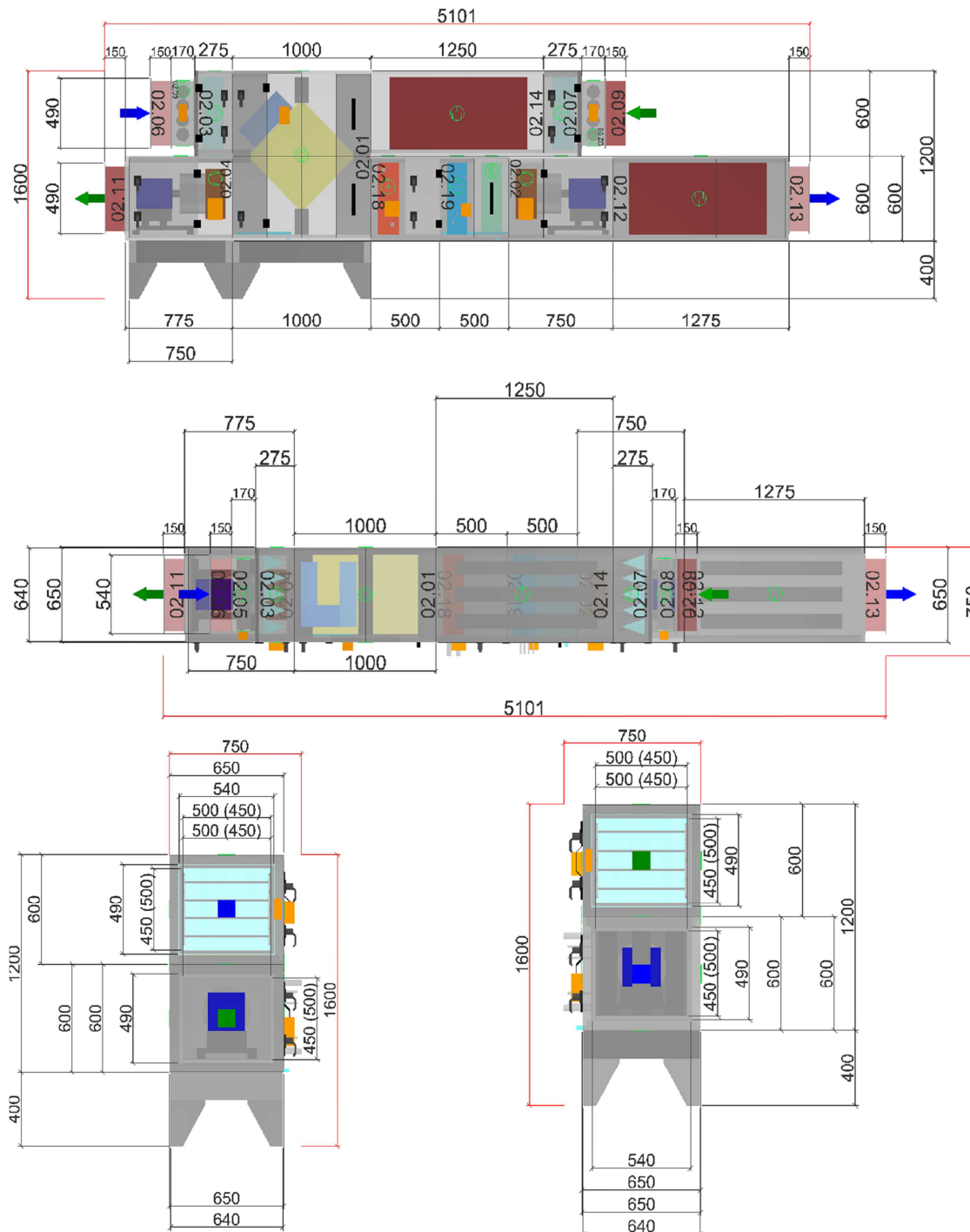
Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2361 / 1995
Rychlost v průřezu [m/s]	2.39 / 2.02
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	1974 / 1167
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	-8 / +136
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	461 / 136
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	16 / 20
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 93

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	2.93 / 1.36
Specifický výkon zařízení $SFP_{E, W, m^{-3} \cdot s}$	6540
Součtové výkony pro ohřev [kW]	10 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	12 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	18

Obr Geometrie VZT 1



Obr. 51: Geometrie VZT 1

VZT 2

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 06
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 972kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až +40°C
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TUV SÚD Czech

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93

Teplota z místnosti [°C]	15 / 17
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

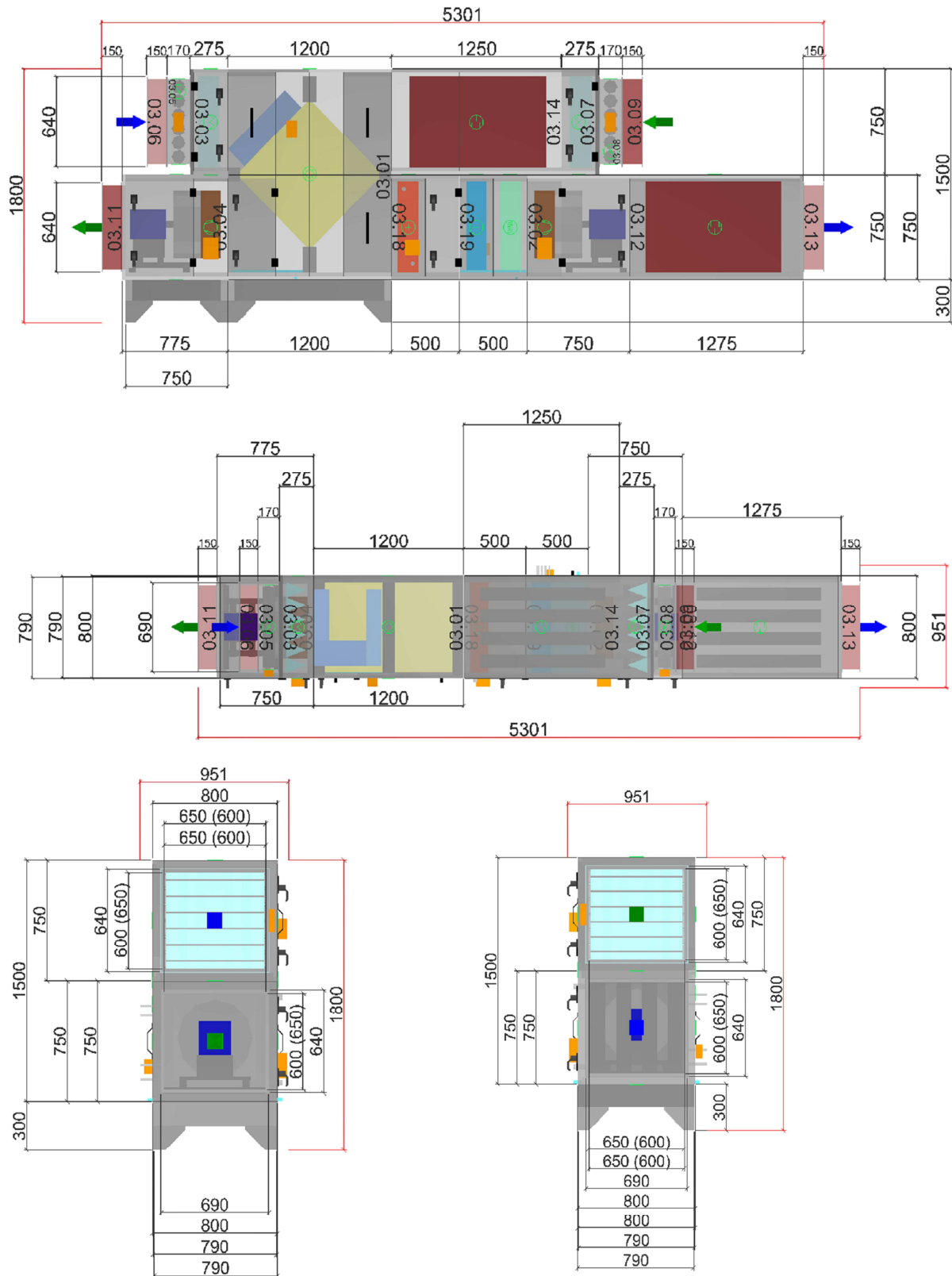
Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2365 / 2459
Rychlost v průřezu [m/s]	1.45 / 1.51
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	420 / 943
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	+23 / +190

Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	181 / 89
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	15 / 17
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 100

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	0.73 / 1.28
Specifický výkon zařízení $SFP_{E, IW, m^{-3}.s}$	2947
Součtové výkony pro ohřev [kW]	8 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	15 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	19

Obr Geometrie VZT 2



Obr. 52: Geometrie VZT 2

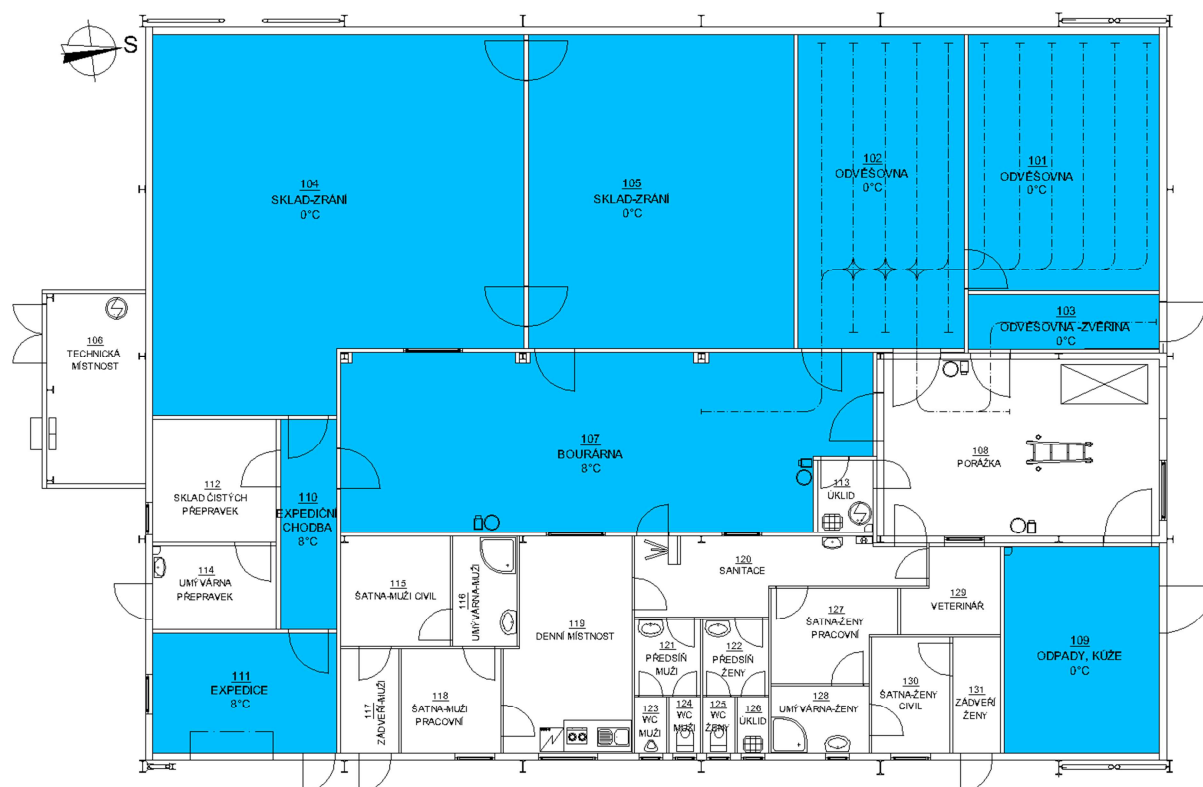
VZT 3

Návrh zařízení

- návrh proveden v aplikaci SystemAir Selection Program 3 výrobce SystemAir a.s.
- pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji radiální ventilátor do kruhového potrubí typu K 100 XL 50 Hz
- vlastní rozměry (dxV) 246 x 213 mm, hmotnost 2,9 kg

B.2.2.5 Klasifikace systému chlazení

- 1) dle hnací energie – kompresorové chlazení
- 2) dle přenosu tepla – přímé chlazení



Obr. 53: Půdorys chlazených prostor

Legenda:

modrá – chlazené prostory s teplotou 0°C a 8 °C

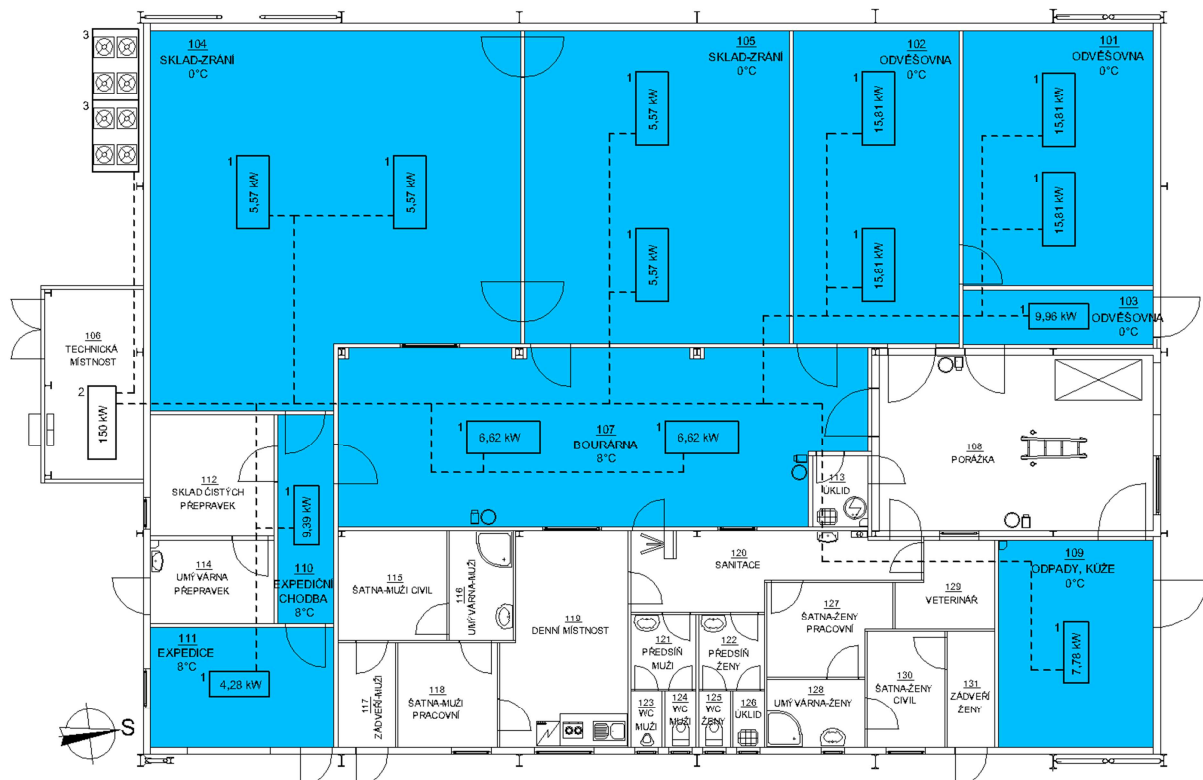
B.2.2.6 Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

V rámci studie zvolím jednotlivé komponenty chladicího okruhu dle tabulek výrobce. Volba spočívá ve výběru dle kritérií jednotlivých chlazených prostor znázorněné v Tab. 31(požadovaná teplota interiéru, objem místnosti, účel místnosti). Chladicí výkon budu volit dle vypočtených tepelných zisků z kap. B1.3 Tab. 23.

Tab. 31: Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti		Volba komponent										
		Objem V	Teplota interiéru	Výparník	Chladicí výkon výparníku	Počet výparníků	Celkový chladicí výkon	Návrhový výkon sdružené kompresorové jednotky	Sdružená kompresorová jednotka	Výkon sdružené kompresorové jednotky	Kondenzátor	Výkon kondenzátoru	Počet kondenzátorů	Celkový výkon kondenzátorů
101	Odvěšovna	107,61	0	CE4 M125	15,81	2	31,62	130,2	SME - C3-6SH350	150	KNO 250 - 4x550	84,1	2	168,2
102	Odvěšovna	111,30	0	CE4 M125	15,81	2	31,62							
103	Odvěšovna	22,63	0	CE4 W080	9,96	1	9,96							
104	Sklad-zrání	283,25	0	CE4 R040	5,57	2	11,14							
105	Sklad-zrání	183,06	0	CE4 R041	5,57	2	11,14							
107	Bourárna	210,11	8	CN4 R040	6,62	2	13,24							
109	Odpady, kůže	61,26	0	CE4 R064	7,78	1	7,78							
110	Expediční ch.	22,65	8	CN4 R064	9,39	1	9,39							
111	Expedice	42,10	8	CN4 R028	4,28	1	4,28							

B.2.2.7 Ideové schéma systému chlazení



Obr. 54: Ideové schéma systému chlazení

Legenda: 1 – výparník, 2 – sdružená kompresorová jednotka, 3 – vzduchem chlazený kondenzátor

B.2.2.8 Grafické řešení s technickou zprávou

Grafické řešení zahrnuje vykreslení půdorysů vzduchotechnického potrubí a chlazení v jednočarovém provedení s navrženými výkony a průtoky vzduchu. Výkresy naleznete v přílohové části. Označení příloh bude následující:

B.2.2.8 – 1 – TECHNICKÁ ZPRÁVA – KONCEPCE B

B.2.2.8 – 2 – PŮDORYS VZDUCHOVODU, M1:100

B.2.2.8 – 3 – PŮDORYS CHLAZENÍ, M1:100

B.2.3 Kombinovaný klimatizační systém indukční s chlazením technologických prostor 3 - Varianta C

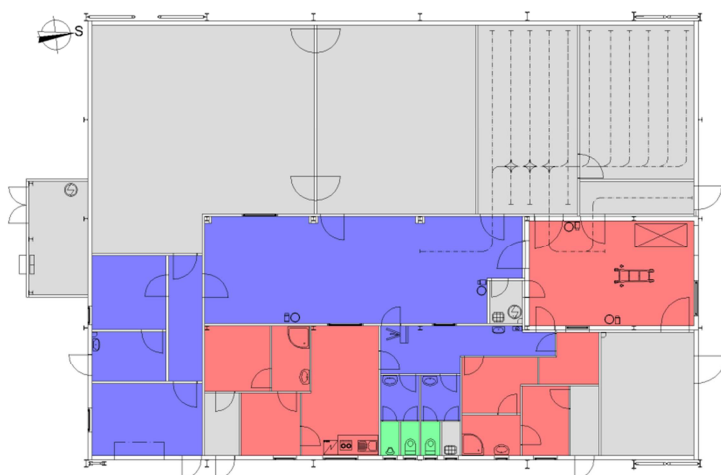
Varianta C zahrnuje předběžný návrh řízené výměny vzduchu v objektu, filtraci, teplotní úpravu přívodního i sekundárního vzduchu a zpětné využití tepla. Dále zahrnuje návrh chlazení do technologického provozu. Teploty vnitřního vzduchu v objektu jsou 5ti kategorií:

- 1) administrativní prostory, šatny, porážka – $t_{iZ} = 23^{\circ}\text{C}$, $t_{iL} = 26^{\circ}\text{C}$
- 2) toalety, chodby, zádveří – $t_{iZ} = 15^{\circ}\text{C}$, $t_{iL} = 17^{\circ}\text{C}$
- 3) umývárny – $t_{iZ} = t_{iL} = 26^{\circ}\text{C}$
- 4) zchlazovny, chlazené sklady – $t_{iZ} = t_{iL} = 0^{\circ}\text{C}$
- 5) bourárna, expediční chodba, expedice – $t_{iZ} = t_{iL} = 8^{\circ}\text{C}$

Teplota přívodního vzduchu je $t_p = 15^{\circ}\text{C}$. Do místnosti bourárny bude vzduch předeřhát v případě léta dochlazen na teplotu $t_p = 8^{\circ}\text{C}$. Navržené teploty interiéru budou temperovány koncovými indukčními jednotkami.

Rozdělení VZT systému

Vzduchotechnický systém je rozdělen dle provozních požadavků objektu do čtyř funkčních celků dle Obr. 55.



Obr. 55: Rozdělení objektu do funkčních celků

Legenda:

červená – VZT 1

modrá – VZT 2

zelená – VZT 3

šedá – prostory větrané přirozeně

Skladba VZT systému

- 1) koncové části – obdélníkové vyústky, žaluzie, indukční jednotky
- 2) přenosové části – kruhové potrubí SPIRO, ventilátory
- 3) úpravy vzduchu – absolutní filtry, ohříváče, chladiče
- 4) ochranné části – tlumiče hluku a chvění, izolace tepelné
- 5) regulační části – klapky, clony, čidla, monitorování, rozvaděče
- 6) pomocné části – podpěry

Skladba chlazení technologických prostor

- 1) koncové části – kompresor (sdružená kompresorová jednotka)
- výparníky (9 chlazených prostor), kondenzátor vzduchem chlazený
- 2) regulační části – čidla, regulátory, rozvaděče
- 3) přenosové části – měděné potrubí, PPR potrubí pro kondenzát, termostatický exp. ventily
- 4) ochranné části – izolace tepelné, tlumiče chvění
- 5) pomocné části – podpěry
- 6) speciální části – výměník tepla (ZZT)

B.2.3.1 Koncepční řešení kombinovaného klimatizačního systému indukčního

Klimatizační systém tvoří strojovna, distribuční síť primárního a odváděného vzduchu s koncovými prvky, okruhy otopné a chladicí vod, RaM, ZZT, požární opatření. Strojovnu k úpravě primárního vzduchu lze situovat do podkrovních prostor objektu. Primární vzduch dopraví do indukčních jednotek vysokotlaký rozvodný systém z kruhového potrubí typu Spiro. Odvod vzduchu z klimatizovaných místností zajistí nízkotlaká potrubní síť tvořená kruhovým potrubím typu Spiro. Potrubní síť navrhuji horizontální s přívodem vertikálním skrz stropní panely. Rozvody vody řeší profese vytápění a chlazení.

B.2.3.2 Řešení distribuce vzduchu a úpravy IM

Distribuce je řešena kruhovými vyústěmi s neperforovanou nastavitelnou čelní deskou na kruhovém SPIRO potrubí. Pro konečnou úpravu IM navrženy indukční jednotky firmy Lindab. Koncepční návrh proveden v online aplikaci LindQST výrobce Lindab. Výška pracovní oblasti byla zvolena 1,5 m. Vstupní hodnoty výkonů byly voleny orientačně s procentuální úpravou. Vstupní hodnoty shrnuty v Tab. 32 a 33.

a) Přívod vzduchu

Návrh distribuce vzduchu I-J

Navržené objemové průtoky v jednotlivých místnostech, jejich tepelná zátěž, ztráty, vodní zisky, teploty primárního, venkovního a vnitřního vzduchu v letním i zimním období a relativní vlhkosti vnitřního i venkovního jsou uvedeny v tab. a tab.. Obtokový součinitel $Os = 0,05$. Řešení má charakter iterace, v prvním kroku řešení se uplatní dané a zvolené vstupní hodnoty, v případě nereálných výstupů a disproporcí se návrh opakuje s jinou upravenou kombinací vstupních údajů. Podrobný výpočet bude demonstrován na místnosti 119..

Tab. 32: Letní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Letní charakteristické údaje místností							
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost venkovního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná zátěž místnosti	Vodní zisky
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_1 [W]	M_w [g/kg]
108	Porážka	30	24	17	60	65	938,4	7243,0	1,327
112	Sklad čistých přepravků		17		70		50,0	557,0	0,030
114	Umývárna přepravků		17		70		70,0	262,0	0,030
115	Šatna - muži civil		26		60		120,0	505,3	0,119
118	Šatna - muži pracovní		26		60		120,0	1009,0	0,119
119	Denní místnost		26		60		280,0	2152,8	0,119
120	Sanitační chodba		17		70		100,0	355,6	0,059
127	Šatna - ženy pracovní		26		60		72,8	598,4	0,059
129	Kancelář veterináře		26		60		50,0	389,8	0,030
130	Šatna - ženy civil		21		60		61,2	740,4	0,059

Tab. 33: Zimní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Zimní charakteristické údaje místností						
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost venkovního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná ztráta místnosti
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_z [W]
108	Porážka	-18	23	16	80	84	938,4	4427,8
112	Sklad čistých přepravků		22		70		50,0	286,1
114	Umývárna přepravků		22		70		70,0	221,3
115	Šatna - muži civil		23		60		120,0	331,6
118	Šatna - muži pracovní		23		60		120,0	337,3
119	Denní místnost		23		60		280,0	917,1
120	Sanitační chodba		22		70		100,0	130,0
127	Šatna - ženy pracovní		23		60		72,8	266,0
129	Kancelář veterináře		23		60		50,0	282,8
130	Šatna - ženy civil		23		60		61,2	281,9

a. geometrické řešení rozteče přívodních elementů

Polohy umístění I-J byly voleny dle navržené komfortní zóny a typu použité I-J. Návrh proběhl v programu LindQST výrobce Lindab.

b. návrh I-J

Zvolen teplotní spád chladicí vody 15/22 °C a topné vody 55/45 °C. Teplota primárního vzduchu 17°C. Výstupní údaje shrnuty v tab.

Tab. 34: Přívod vzduchu I-J – letní návrhový extrém VZT1

č.m	Návrh jednotky Lindab objemový průtok / tlaková ztráta / hladina hluku / chladičí výkon					
	$V_{sj}, \Delta p, L_{WA}, Q_s$ [m ³ /h], [Pa], [dB], [W]					
108	Architect 3,6m	- 234	- 109	- 31	- 973	
112	Architect 1,8m	- 72	- 64	- 22	- 289	
114	Architect 1,5m	- 90	- 64	- 67	- 235	
115	Architect 1,8m	- 126	- 68	- 27	- 363	
118	Architect 2,4m	- 72	- 64	- 22	- 421	
119	Architect 2,4m	- 108	- 67	- 26	- 506	
120	Architect 1,5m	- 54	- 63	- 20	- 191	
127	Architect 2,4m	- 54	- 63	- 20	- 355	
129	Architect 1,8m	- 54	- 63	- 20	- 247	
130	Architect 2,4m	- 72	- 64	- 22	- 524	

Návrh distribuce vzduchu výústkami a difuzory

Podrobný výpočet roztečí bude demonstrován na místnosti 107. Výsledky všech místností shrnuty v Tab. 35, 36.

Geometrické řešení rozteče přívodních elementů

Tab. 35: Řešení distribuce vzduchu

č.m.	Název místnosti	Výška pracovní oblasti	Dosah proudu vzduchu	Úhel proudu vzduchu	Šířka místnosti	Délka místnosti	Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních výústek ve směru A	Předběžný počet přívodních výústek ve směru B	Počet přívodních výústek	Počet odvodních výústek	Rozteč otvorů ve směru A	Rozteč otvorů ve směru B
		h [m]	L [m]	β [°]	A [m]	B [m]	t_A, t_B [m]	n_A [ks]	n_B [ks]	n [ks]	n [ks]	t_A [m]	t_B [m]
116	Umývárna - muži	1,5	1,15	45	1,62	2,79	2,3	1	2	2	1	1,62	1,40
121	Předsíň - muži	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
122	Předsíň - ženy	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
128	Umývárna - ženy	1,5	1,15	45	2,48	1,71	2,3	2	1	2	1	1,24	1,71

2) Distribuce VZT zařízením 2

Distribuce vzduchu místností budou komfortní kruhové ventily osazené do kruhového Spiro potrubí. Tab. 36.

a) Přívod vzduchu

Tab. 36: Geometrické řešení rozteče přívodních elementů (difuzory, výústky)

č.m.	Název místnosti	Výška pracovní oblasti		Úhel proudu vzduchu	Šířka místnosti		Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních výústek ve směru A	Předběžný počet přívodních výústek ve směru B	Počet přívodních výústek	Počet odvodních výústek	Rozteč otvorů ve směru A	Rozteč otvorů ve směru B
		h [m]	L [m]		β [°]	A [m]							
107	Bourárna	1,5	1,95	45	13,42	4,54	4,0	4	2	8	6	3,35	2,27
110	Expediční chodba	1,5	1,50	45	1,43	5,30	3,0	1	2	2	1	1,43	2,65
111	Expedice	1,5	1,50	45	4,65	3,02	3,0	2	2	4	2	2,32	1,51

3) Distribuce VZT zařízením 3

Distribuce vzduchu místností budou a kruhové ventily osazené do kruhového Spiro potrubí.

Odvod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P12.

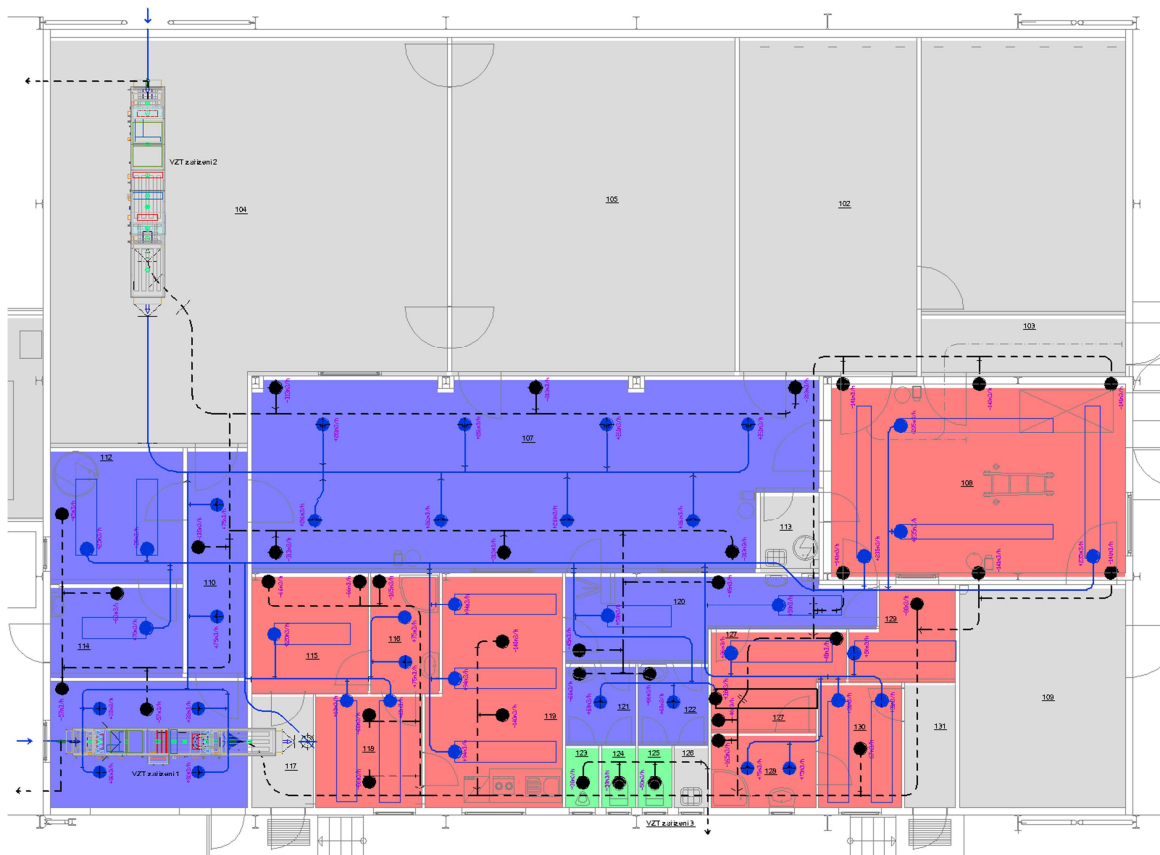
Tab. 37: Vstupní hodnoty pro návrh VZT

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti					Návrh jednotek	
		Teplota interiéru - LÉTO	Teplota interiéru - ZIMA	Celková tepelná zátěž	Celková tepelná ztráta	Objemový průtok přivodního vzduchu	Chladicí výkon jednotky 60% Q_1	Tepelný výkon jednotky 150% Q_z
		t_{iL} [°C]	t_{iZ} [°C]	Q_1 [W]	Q_z [W]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_s [W]	Q_s [W]
VZT 1	108 Porážka	21	23	7243,04	4427,80	2346,00	4345,82	6641,70
	115 Šatna - muži civil	21	23	505,30	331,60	120,00	303,18	497,40
	118 Šatna - muži pracovní	21	23	1009,00	337,30	120,00	605,40	505,95
	119 Denní místnost	21	23	2152,75	2578,03	442,29	1291,65	3867,05
	127 Šatna - ženy pracovní	21	23	598,40	508,35	72,82	359,04	762,53
	129 Kancelář veterináře	21	23	389,75	676,66	128,53	233,85	1014,99
	130 Šatna - ženy civil	21	23	740,40	535,12	61,16	444,24	802,68
VZT 2	112 Sklad čistých přepravek	15	15	557,00	286,10	50,00	334,20	429,15
	114 Umývárna přepravek	15	15	262,00	221,30	70,00	157,20	331,95
	120 Sanitační chodba	15	15	355,60	130,00	100,00	177,80	195,00

Tab. 38: Návrh indukčních jednotek

	č.m.	Typ jednotky	Počet jednotek	Chladicí výkon jednotky	Topný výkon jednotky	Průtok jednotky	Celkový chladicí výkon	Celkový topný výkon	Celkový průtok
			n [-]	Q [W]	Q [W]	V [m ³ /h]	Q [W]	Q [W]	V [m ³ /h]
VZT 1	108	Celo 3,6	2	2232,00	7566,00	400,00	4464,00	15132,00	800,00
	115	Architect 1,8	1	402,00	726,00	126,00	402,00	726,00	126,00
	118	Architect 1,8	2	327,00	591,00	72,00	654,00	1182,00	144,00
	119	Architect 2,4	4	579,00	1143,00	126,00	2316,00	4572,00	504,00
	127	Architect 2,4	1	579,00	991,00	90,00	579,00	991,00	90,00
	129	Architect 1,8	2	327,00	591,00	72,00	654,00	1182,00	144,00
	130	Architect 2,4	1	478,00	884,00	72,00	478,00	884,00	72,00
VZT 2	112	Architect 1,5	2	177,00	350,00	36,00	354,00	700,00	72,00
	114	Architect 1,5	1	241,00	453,00	72,00	241,00	453,00	72,00
	120	Architect 1,5	2	177,00	411,00	54,00	354,00	822,00	108,00

B.2.3.3 Ideové schéma potrubní sítě systému



Obr. 56: Ideové schéma potrubní sítě

B.2.3.4 Návrh zařízení úpravy vzduchu

Nucené větrání objektu zajistí tři vzduchotechnická zařízení VZT1, VZT2, VZT3. Zařízení VZT1 a VZT2 jsou navrženy softwarem AeroCad od firmy REMAK dle parametrů v Tab. . Zařízení VZT 3 je navrženo jako vestavný radiální ventilátor od výrobce SystemAir pro odvětrání místností WC. Letní i zimní provoz je ventilační s předehřevem a předchlazením. O konečné temperování teploty interiéru se budou indukční jednotky.

Tab. 39: Návrh objemových průtoků pro VZT zařízení

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu 10%	
		Plocha	Světlá výška	Objem	Počet osob max				
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]				
VZT 1	108	Porážka	31,28	7,00	218,96	3	Vp > Vo	2189,60	1970,64
	115	Šatna - muži civil	7,70	2,65	20,41	4	Vp < Vo	120,00	132,00
	116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	Vp < Vo	150,00	165,00
	118	Šatna - muži pracovní	6,60	2,65	17,49	4	Vp < Vo	120,00	132,00
	119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	Vp = Vo	442,29	442,29
	127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	Vp < Vo	72,82	80,10
	128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	Vp < Vo	150,00	165,00
	129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	Vp = Vo	128,53	128,53
	130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	Vp < Vo	61,16	67,28
	CELKEM:							3434,39	3282,83

VZT 2	107	Bourárna	60,90	3,43	208,89	2	Vp > Vo	2088,87	1879,98
	110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	3	Vp > Vo	150,00	135,00
	111	Expedice	14,03	3,00	42,09	1	Vp > Vo	126,27	113,64
	112	Sklad čistých přepravek	9,67	3,00	29,01	1	Vp > Vo	50,00	45,00
	114	Umývárna přepravek	6,55	3,00	19,65	1	Vp > Vo	70,00	63,00
	120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	Vp > Vo	100,00	90,00
	121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
	122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	Vp < Vo	60,00	66,00
CELKEM:							2705,14	2458,63	

VZT 3	123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	30,21
	124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
	125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	Vp < Vo	0	50,00
CELKEM:							0,00	130,21	

VZT 1

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 04
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 739 kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až +40°C
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TUV SÚD Czech
- certifikát shody dle GOST R- vyvinuto a vyráběno v souladu s certifikovaným systémem řízení jakosti ISO 9001:2001

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

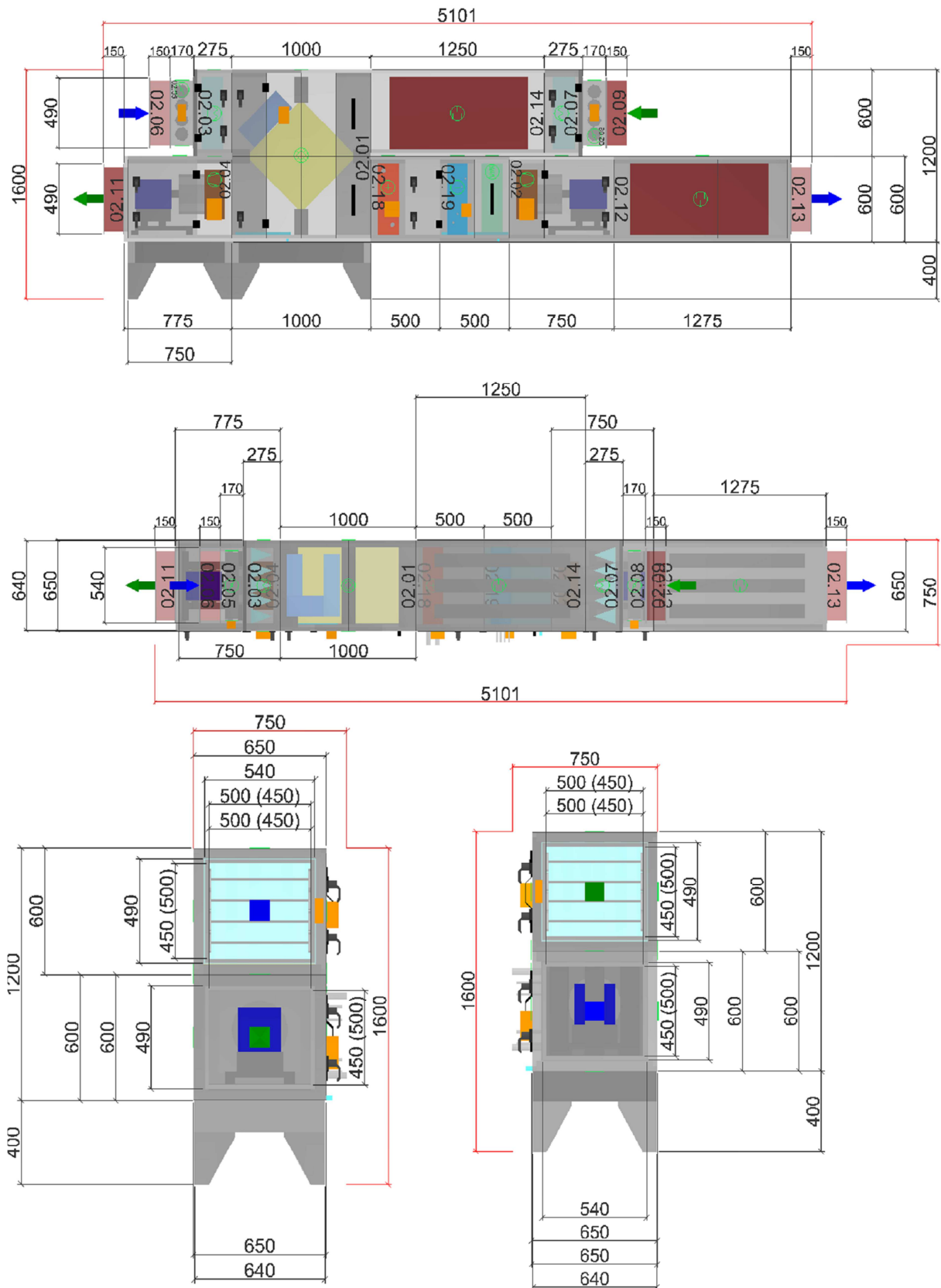
Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
Teplota z místnosti [°C]	20 / 23
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2361 / 1995
Rychlost v průřezu [m/s]	2.39 / 2.02
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	1974 / 1167
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	-8 / +136
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	461 / 136
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	16 / 20
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 93

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	2.93 / 1.36
Specifický výkon zařízení $SFP_{E, W, m^{-3} \cdot s}$	6540
Součtové výkony pro ohřev [kW]	10 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	12 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	18



Obr. 57: Geometrie VZT 1

VZT 2

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 06
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 972kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až $+40^{\circ}\text{C}$
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TÚV SÚD Czech

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

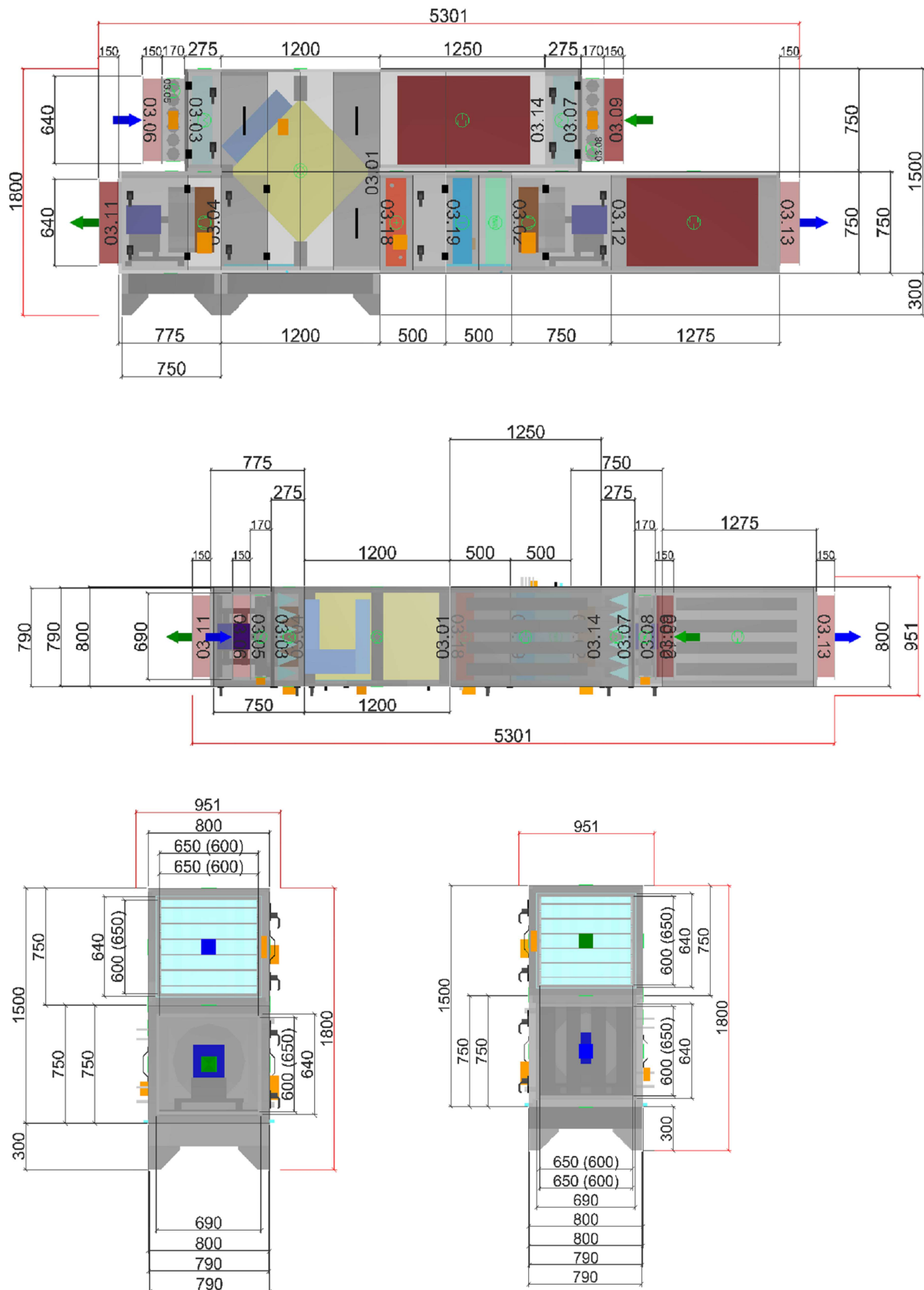
Teplota vzduchu (venkovní) [$^{\circ}\text{C}$]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
Teplota z místnosti [$^{\circ}\text{C}$]	15 / 17
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m^3/h]	2365 / 2459
Rychlost v průřezu [m/s]	1.45 / 1.51
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	420 / 943
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	+23 / +190
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	181 / 89
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [$^{\circ}\text{C}$]	15 / 17
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 100

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	0.73 / 1.28
Specifický výkon zařízení $\text{SFP}_{E, IW, m^{-3}.s}$	2947
Součtové výkony pro ohřev [kW]	8 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	15 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	19



Obr. 58: Geometrie VZT 2

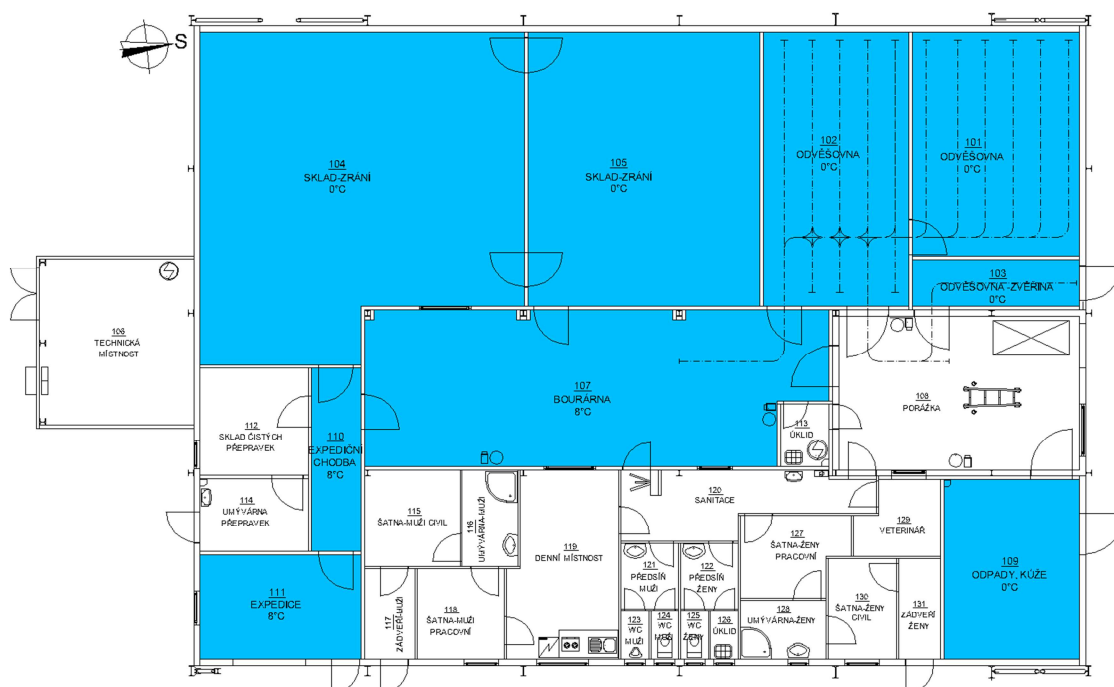
VZT 3

Návrh zařízení

- návrh proveden v aplikaci SystemAir Selection Program 3 výrobce SystemAir
- pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji radiální ventilátor do kruhového potrubí typu K 100 XL 50 Hz
- vlastní rozměry (dxV) 246 x 213 mm, hmotnost 2,9 kg

B.2.3.5 Klasifikace systému chlazení

- 1) dle hnací energie – kompresorové chlazení
- 2) dle přenosu tepla – přímé chlazení



Obr. 59: Půdorys chlazených prostor

Legenda:

modrá – chlazené prostory s teplotou 0°C a 8 °C

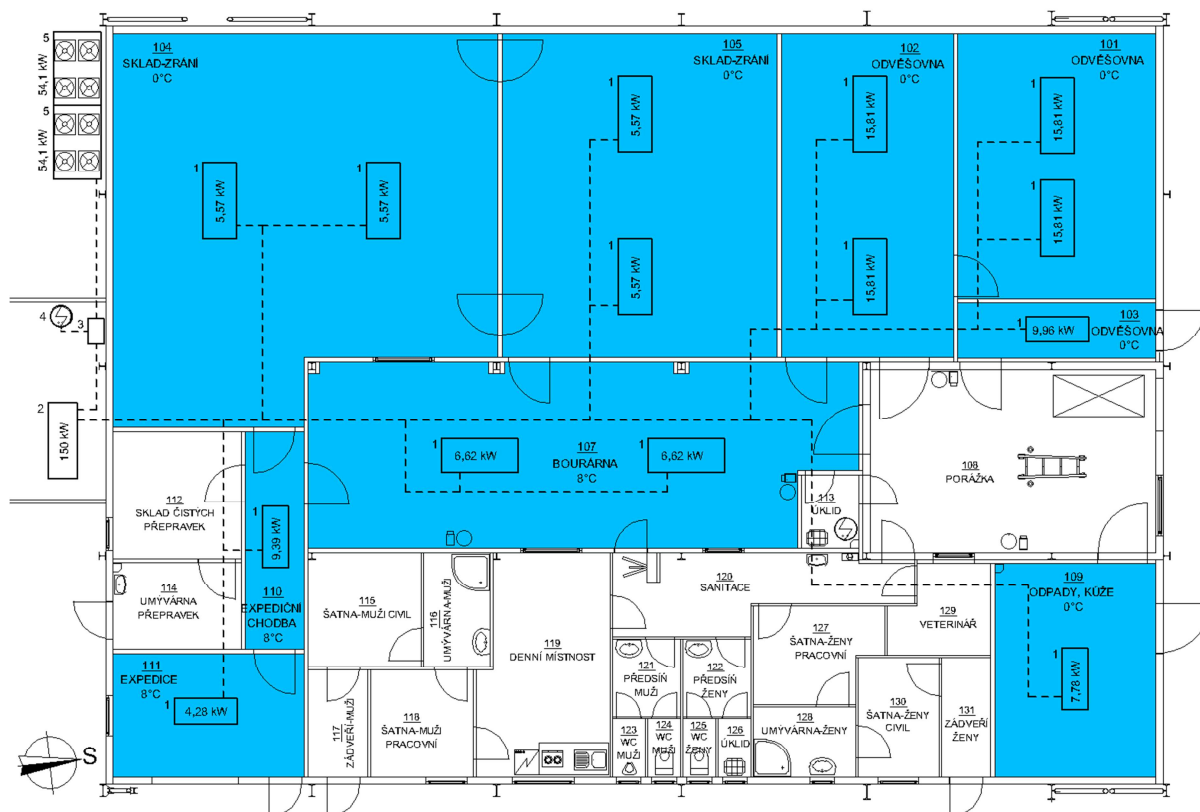
B.2.3.6 Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

V rámci studie zvolím jednotlivé komponenty chladicího okruhu dle tabulek výrobce. Volba spočívá ve výběru dle kritérií jednotlivých chlazených prostor znázorněné v Tab. 40 (požadovaná teplota interiéru, objem místnosti, účel místnosti). Chladicí výkon budu volit dle vypočtených tepelných zisků z kap. B.3.1 Tab. 23.

Tab. 40: Koncepční návrh komponent chladicího okruhu

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti		Volba komponent										
		Objem V	Teplota interiéru	Výparník	Chladicí výkon výparníku	Počet výparníků	Celkový chladicí výkon	Návrhový výkon sdružené kompresorové jednotky	Sdružená kompresorová jednotka	Výkon sdružené kompresorové jednotky	Kondenzátor	Výkon kondenzátoru	Počet kondenzátorů	Celkový výkon kondenzátorů
101	Odvěšovna	107,61	0	CE4 M125	15,81	2	31,62	130,2	SME - C3-6SH350	150	KNO 250 - 4x550	84,1	2	168,2
102	Odvěšovna	111,30	0	CE4 M125	15,81	2	31,62							
103	Odvěšovna	22,63	0	CE4 W080	9,96	1	9,96							
104	Sklad-zrání	283,25	0	CE4 R040	5,57	2	11,14							
105	Sklad-zrání	183,06	0	CE4 R041	5,57	2	11,14							
107	Bourárna	210,11	8	CN4 R040	6,62	2	13,24							
109	Odpady, kůže	61,26	0	CE4 R064	7,78	1	7,78							
110	Expediční ch.	22,65	8	CN4 R064	9,39	1	9,39							
111	Expedice	42,10	8	CN4 R028	4,28	1	4,28							

B.2.3.7 Ideové schéma systému chlazení



Obr. 60: Ideové schéma systému chlazení

Legenda: 1 – výparník, 2 – sdružená kompresorová jednotka, 3 – deskový výměník, 4 – zásobník TV, 5 – vzduchem chlazený kondenzátor

B.2.3.8 Grafické řešení s technickou zprávou

Grafické řešení zahrnuje vykreslení půdorysů vzduchotechnického potrubí a chlazení v jednočarovém provedení s navrženými výkony a průtoky vzduchu. Výkresy naleznete v přílohové části. Označení příloh bude následující:

B.2.3.8 – 1 – TECHNICKÁ ZPRÁVA – KONCEPCE C

B.2.3.8 – 2 – PŮDORYS VZDUCHOVODU, M1:100

B.2.3.8 – 3 – PŮDORYS CHLAZENÍ, M1:100

B.3 Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, ÚT)

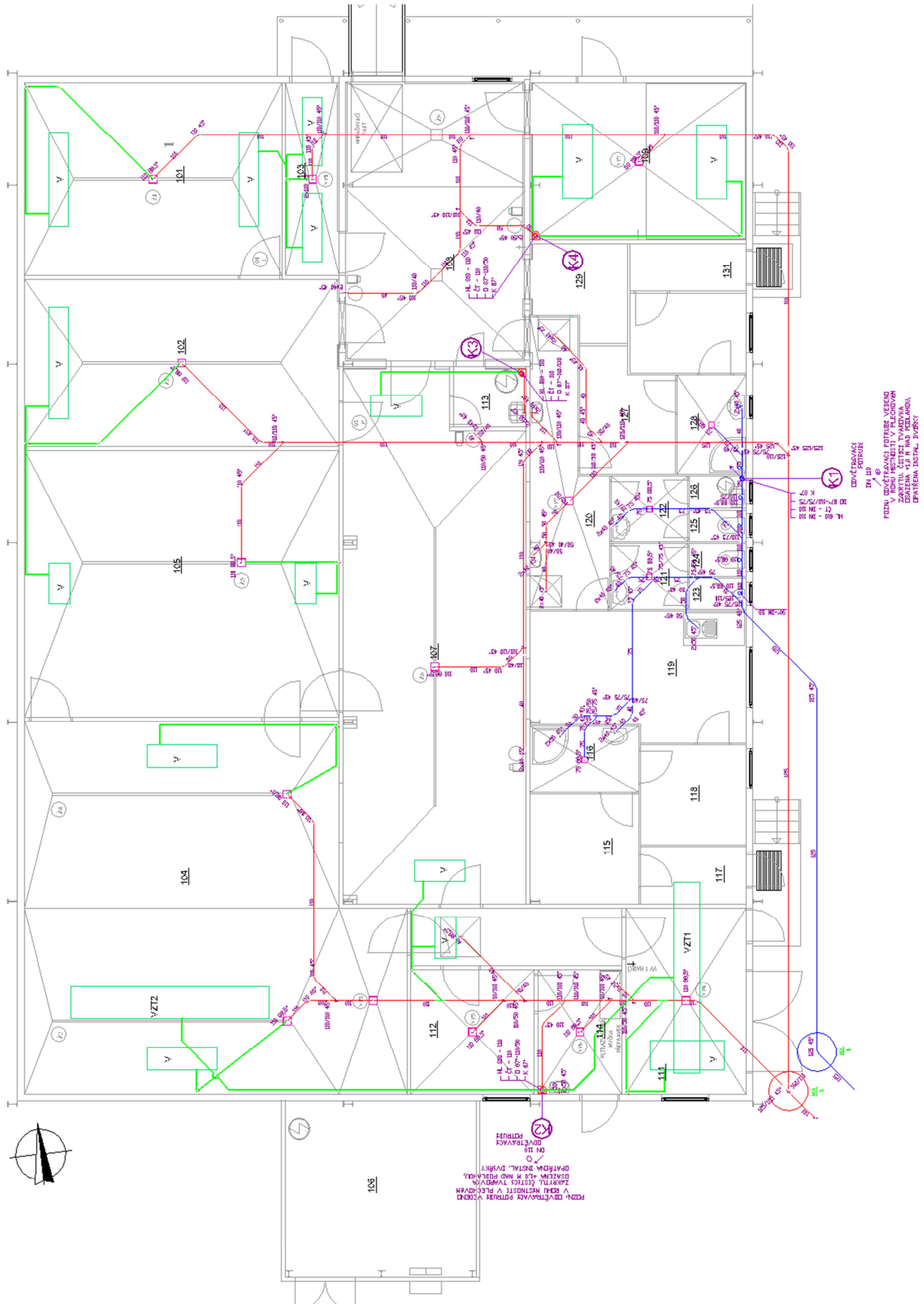
Pro všechny tři varianty je nutný návrh odvodu kondenzátu z jednotlivých chladicích zařízení. U VZT jednotky se voda zachytává do kondenzátní vany umístěné pod chladičem a je nutné ji z jednotky odvádět. Jinak se kondenzátní vana chladiče rychle naplní až po okraj, voda je následně strhávána proudem vzduchu a proniká do dalších částí jednotky.

Je proto velmi důležité při instalaci klimatizační jednotky dobře vyřešit i odvodní kondenzátní potrubí, které spolehlivě odvede ze vzduchu vyloučenou zkondenzovanou vodu z vany jednotky. Potrubí musí mít dostatečný průměr, aby stačila veškerá voda vzniklá na chladiči jednotky spolehlivě odtéct i v obdobích, kdy dochází k maximálnímu odvlhčování vzduchu. Musí mít dostatečný výškový spád, musí být co nejkratší, aby mělo malý tlakový odpor, a musí být vybaveno zařízením pro vyrovnávání tlakových poměrů, tzv. sifonem. Kondenzátní potrubí je vedeno v podkrovní části u podlahy a je svedeno do splaškové kanalizace.

Obdobným způsobem musíme zajistit odvod kondenzátu z jednotlivých výparníků v chlazených prostorách. V tomto případě je kondenzátní potrubí vedeno u stropu chlazené místnosti, z toho důvodu je nutné zajistit dostatečnou izolaci tohoto potrubí (hrozí zamrzání). Potrubí je svedeno v rohu místnosti do podlahy, kde je napojeno přes připojovací tvarovku k instalované vpusti či žlabu. Na Obr. 62 je zohledněno napojení na kanalizační systém objektu. Níže na Obr. 61 můžete vidět skutečné napojení výparníku na kondenzátní potrubí.

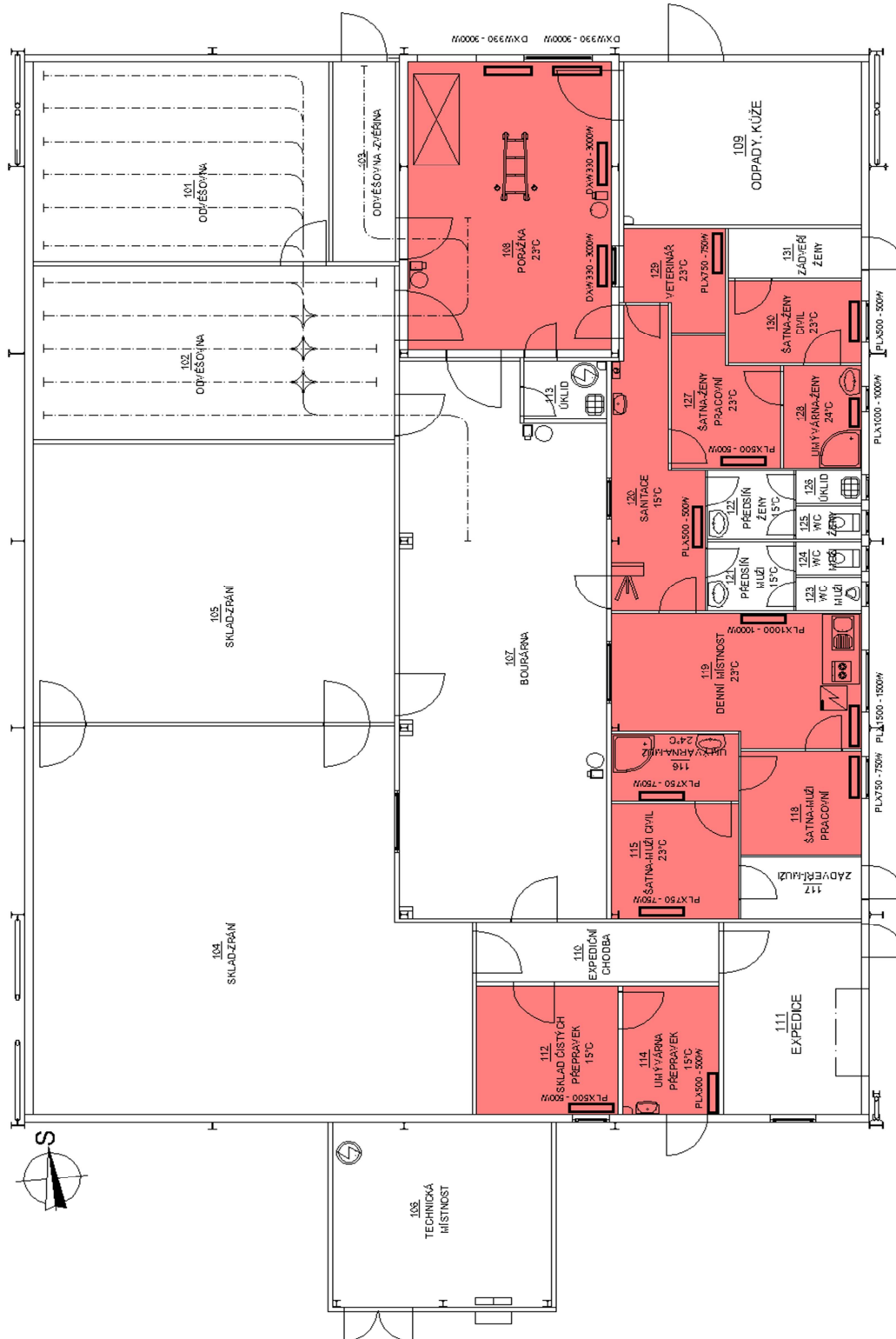


Obr. 61: Pohled na kondenzátní svod z výparníku



Obr. 62: Půdorys kanalizace s kondenzátním svodem

Pro variantu A je potřeba navrhnout systém vytápění. V kapitole B.2.1.4 jsem navrhl otopná tělesa do jednotlivých místností k pokrytí tepelných ztrát. Tělesa jsem zvolil v elektrickém provedení. Na obrázku č. jsem těles osadil dle dispozičních, provozních a funkčních parametrů objektu. Půdorys VTP níže na Obr. 63.



Obr. 63: Půdorys VTP

B.4 Hodnocení navržených variant

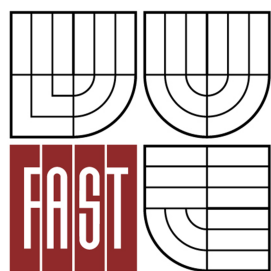
Jednotlivé varianty jsem posoudil z hlediska několika faktorů a tu nejvhodnější vybral a označil v tabulce zeleně.

Tab. 41: Tabulka hodnocení navržených variant

Var.	Faktor hodnocení	VÝHODY	NEVÝHODY	+	-
A	Vnitřní prostředí	stálý přísun čerstvého vzduchu; odstranění spotřebovaného vzduchu, škodlivých látek a alergenů	nutné využití sekundárních zařízení k úpravě vzduchu v místnosti	•••	•
	Uživatelský komfort	větrání neprobíhá nárazově; do větraných prostor nevniká nepříjemný hmyz; zaniká hluk z venkovního prostředí; funkce bez ohledu na klimatické podmínky (teplota, vítr); každý technologicky chlazený prostor je samostatně nezávislý; zaniká potřeba technické místnosti	teplota přiváděného vzduchu není dostačující pro komfortní podmínky IM; znehodnocení vnějšího vzhledu objektu kondenzačními jednotkami	•••	••
	Pořizovací náklady	VZT sestava nemá tak vysoké nároky na komponenty	vyšší pořizovací náklady nasamostatné kondenzační jednotky; komplikovanost ZZT	•	••
	Provozní náklady	úspora nákladů na vytápění, chlazení – přívodní vzduch není studený, ale je ve výměníku přehříván/přechlazen	vyšší náklady na provoz kondenzačních jednotek; větší obsah chladiva v systému; delší rozvody potrubí	•	••
B	Vnitřní prostředí	- - A;	nutné využití sekundárních zařízení k úpravě vzduchu v místnosti (léto)	•••	•
	Uživatelský komfort	- - A; lepší obraz proudu vzduchu vířivými výstěmi; jeden kondenzátor	nutná technická místnost; chlazené prostory jsou závislé na odpojení sdružené kompresorové jednotky při jejím servisování	••••	••
	Pořizovací náklady	vyšší účinnost ZZT (vyšší teplota přívodního vzduchu);	nutné pořízení ohříváče s vyšším výkonem; vyšší náklady na pořízení výústí	•	•
	Provozní náklady	pokrytí tep. ztrát VZT systémem; proměnný chladicí výkon sdružené kompresorové jednotky - úsporný provoz; nižší provozní náklady kondenzátoru; možnost doplnění systému o ZZT či akumulaci; nižší pořizovací náklady oproti samostatným jednotkám	vyšší náklady na ohřev	••••	•
C	Vnitřní prostředí	- - A; větší pokrytí místnosti		••••	
	Uživatelský komfort	- - A ; - - B zima/léto zajištěno kvalitní IM;		••••	
	Pořizovací náklady		vyšší pořizovací náklady indukčních jednotek; vznikají náklady na pořízení rozvodů a jejich izolace k indukčním jednotkám		•••
	Provozní náklady	- - B;	vznikají provozní náklady na cirkulaci chladicí/otopné vody; nutný ohřev vody v zimním období (kotel, el. ohřev aj.)	••••	••



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘEŠENÍ VYBRANÝCH ASPEKTŮ CHLAZENÍ JATEK APPLICATION FOR A SPECIFIC THEME BUILDING

C – EXPERIMENTÁLNÍ A SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ EXPERIMENTAL AND SIMULATION SOLUTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MILAN SNOPEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2014

C.1 Experimentální řešení

C.1.1 Úvod

Experimentální měření se zabývalo prověřením tří objektů hovězí porážky (jatek). V objektech jsem se prvotně zaměřil na termografický průzkum rizikových konstrukčních detailů.

Druhý cíl měření vznikl z informací získaných od provozovatelů těchto objektů a následně pro řešení a získání potřebných dat vznikl i třetí a poslední cíl měření a to měření teplot vzduchu, povrchových teplot a relativních vlhkostí.

C.1.2 Seznam přístrojů a pomůcek

a) termovizní kamera FLIR

b) 2x S0842 Teploměr tříkanálový s 1 bin.vstupem

Teploměr je určen pro záznam teploty. Záznam je prováděn do energeticky nezávislé elektronické paměti. Údaje lze kdykoli přenést do osobního počítače přes rozhraní USB pro další zpracování.

Zařízení obsahuje kalibrační list s deklarovanými metrologickými návaznostmi etalonů vychází z požadavků normy ČSN EN ISO/IEC 17025.

c) R3120 Teploměr-vlhkoměr

Datalogger je určen pro záznam teploty a relativní vlhkosti. Záznam je prováděn do energeticky nezávislé elektronické paměti. Údaje lze kdykoli přenést do osobního počítače přes rozhraní USB pro další zpracování.

Zařízení obsahuje kalibrační list s deklarovanými metrologickými návaznostmi etalonů vychází z požadavků normy ČSN EN ISO/IEC 17025.

d) S3120 Teploměr-vlhkoměr

Datalogger je určen pro záznam teploty a relativní vlhkosti. Záznam je prováděn do energeticky nezávislé elektronické paměti. Údaje lze kdykoli přenést do osobního počítače přes rozhraní USB pro další zpracování.

Zařízení obsahuje kalibrační list s deklarovanými metrologickými návaznostmi etalonů vychází z požadavků normy ČSN EN ISO/IEC 17025.

e) 2x Pt1000TG7/0, kabel 5m

Mosazná sonda pro měření povrchové teploty materiálů pevně spojená s kabelem volitelné délky, rozsah -30 až 200°C, přesnost $\pm(0,15+0,002 |t|)$. Průměr 18mm, šířka 6,5mm, 2vodiče. Krytí IP65

f) 2x PTS350-5/0, kabel 5m

Příložná sonda na potrubí i rovné povrchy -30 až +130°C, délka kabelu 5m, krytí IP65.

g) příslušenství

PC: AMD Athlon II X4 635, 2,9 GHz, 8GB RAM DDR3, 2x ATI Radeon HD 5750

Fotoaparát: Pentax WG-II, GPS

Software:

Windows 7 Ultimate SP1

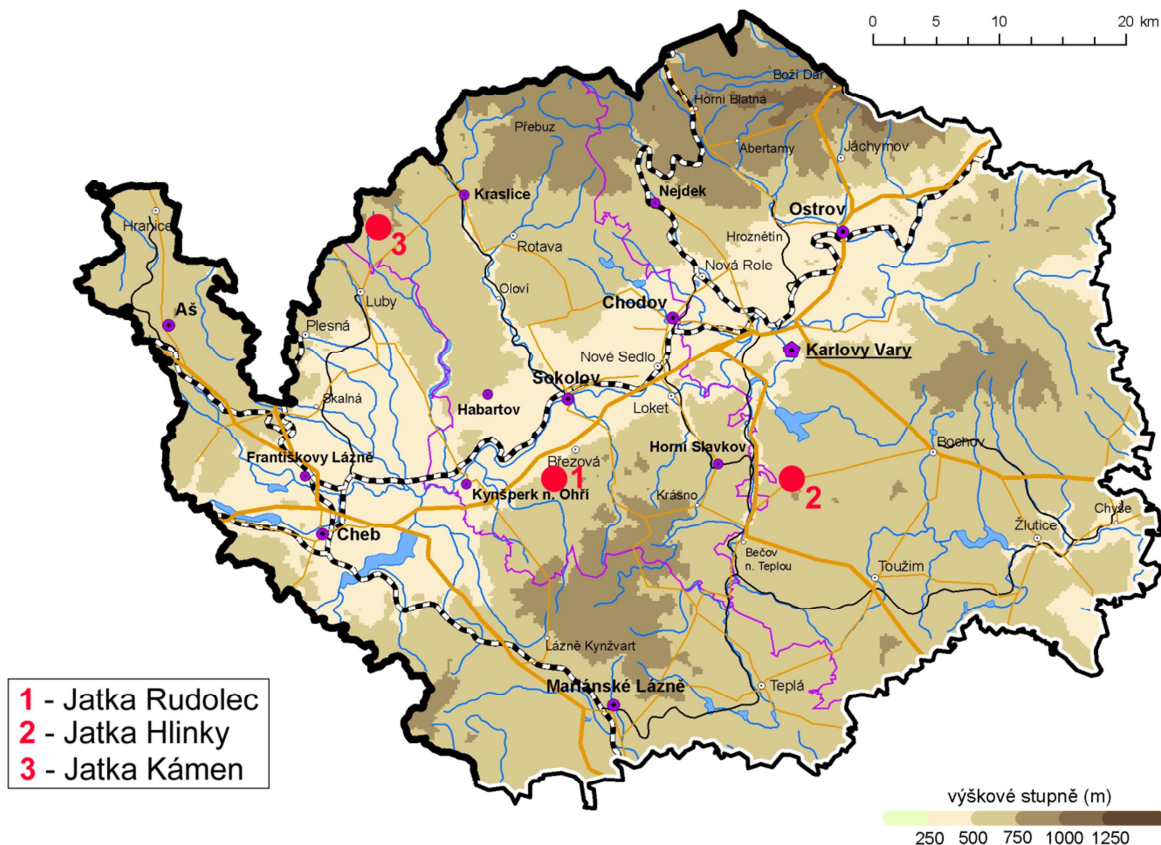
Microsoft Office 2010

FLIR Reporter 9.1 SP1 Pro

FLIR Tools 3.1
COMET 4.0.3.0

C.1.3 Jednotlivá měření

Měření proběhlo ve třech objektech hovězích jatek nacházejících se v Karlovarském kraji viz Obr. 63.



Obr. 64: Geografická mapa Karlovarského kraje

C.1.3.1 Jatka „Rudolec“

1) Úvod

Rudolec je přidružená obec města Březová u Sokolova. Nachází se 8 km od Sokolova v Karlovarském kraji při silnici E6 mezi Karlovými Vary a Chebem. Farma Rudolec zde má své hlavní sídlo. Skot chová na pastvinách okolo dalších přidružených obcí (Kostelní Bříza, Arnoltov) a tvoří významnou část života těchto vesnic.

Popis provozu

Skot vchází do jatek uličkou, na kterou je během svého života zvyklý např. pro účely vážení, odběrů krve, vakcinace, dověšování ušních známek. Tedy bez stresu, který se nepříznivě odráží na kvalitě masa. Po porážce jsou hovězí čtvrtě umístěny v chladicích boxech, kde do 24 hodin musí být zchlazeny pod 7 stupňů v mase, droby pod 3 stupně. U kusů starších 30 měsíců veterinární lékař odebere vzorky k vyšetření na nemoc šílených krav (BSE). Po obdržení výsledků veterinář orazí maso oválným razítkem. Následně je maso bouráno a připraveno k prodeji.

Maso je částečně dodáváno přímo do restaurací a vyvařoven, částečně do obchodů Jihočeská drůbež Kofroň, část masa prodáváme přímo na jatkách po předchozí objednávce.

2) Popis měření

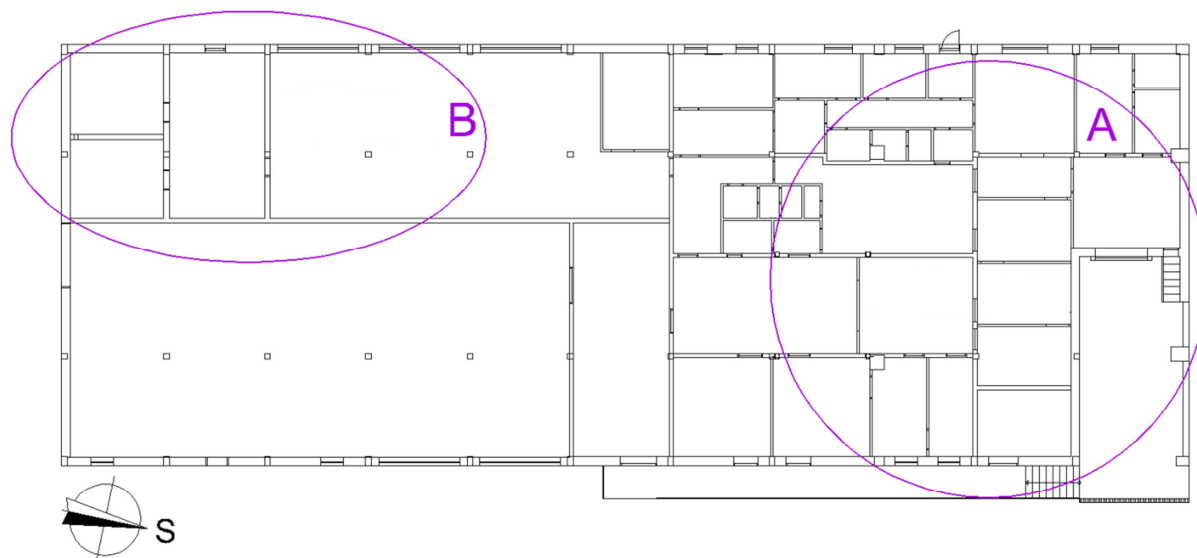
Objekt je přestavěný zděný z CPP a je interiérově odizolovaný sendvičovými PUR panely. Účel měřených místností je chladírenský provoz a je nutné vyloučit tepelné mosty spojů. Hlavním kritériem pro rozhodnutí zda jde o konstrukční nedostatek je zvýšení povrchových teplot kritických konstrukčních detailů a možné vysrážení vlhkosti na povrchu.

3) Postup měření

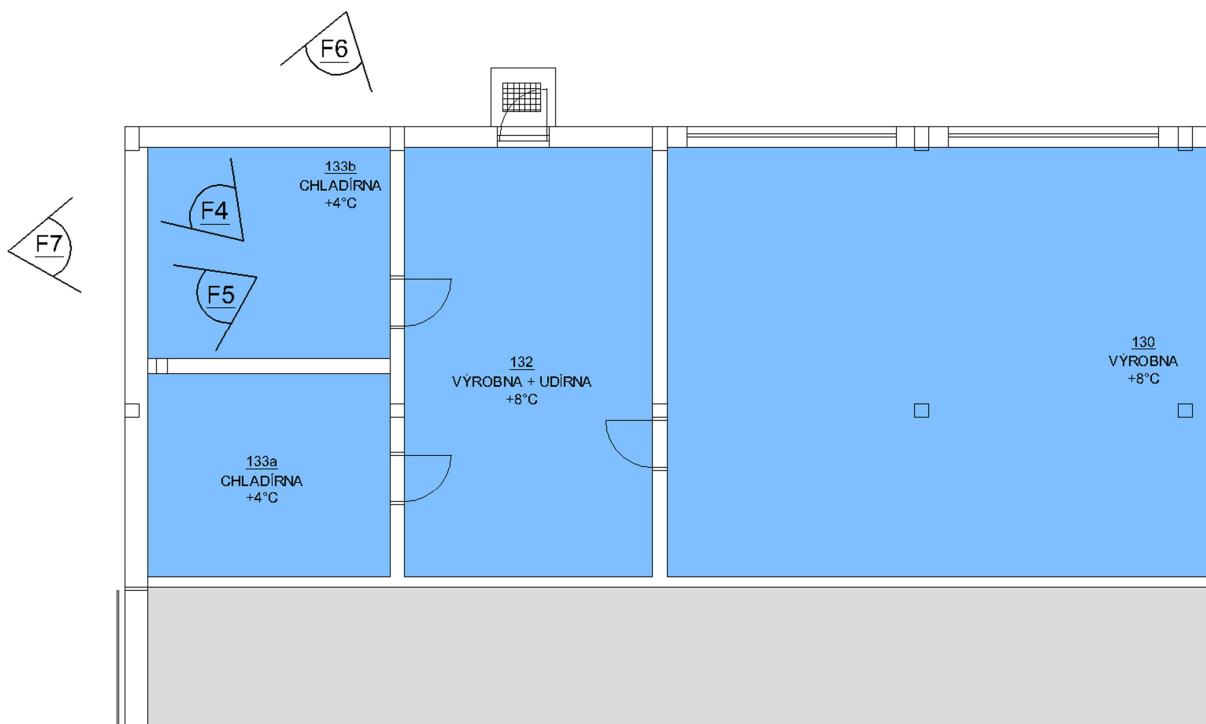
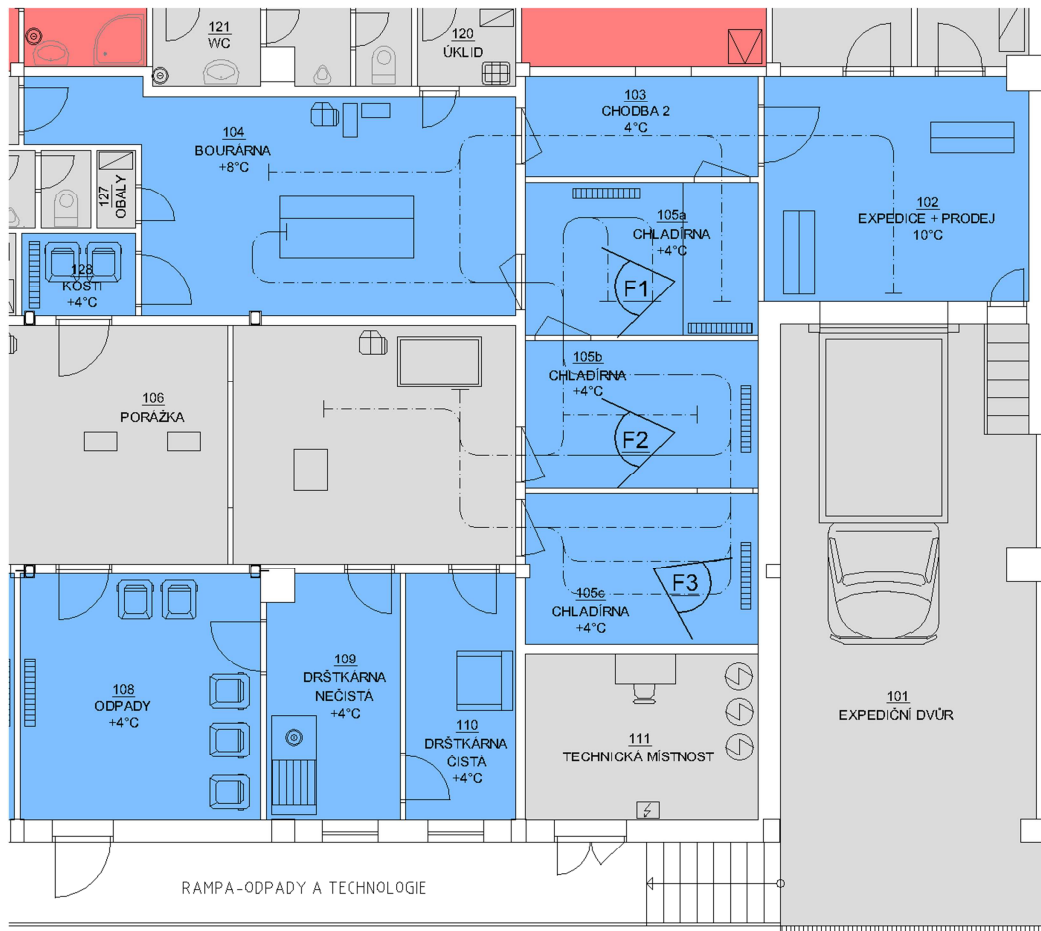
Termovizní kamerou byla provedena Zkrácena termografická zkouška dle ČSN EN 13187 v chladírenských provozech objektu hovězích jatek nacházející se v obci Březová u Sokolova, části obce Rudolec u Březové s p.č. 86. V každé místnosti, která je zchlazována jsem provedl termografické měření kritických konstrukčních detailů a negativní výsledky zaznamenal.

Tab. 42: Údaje o měření

Datum měření / čas (h:m)	2.7.2013 / 12:00
Venkovní teplota vzduchu	30,0 °C
Venkovní relativní vlhkost	41 %
Vnitřní teplota vzduchu	2,0 – 8,0 °C
Vnitřní relativní vlhkost	80 – 95 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s



Obr. 65: Půdorys s vyznačením měřených prostor



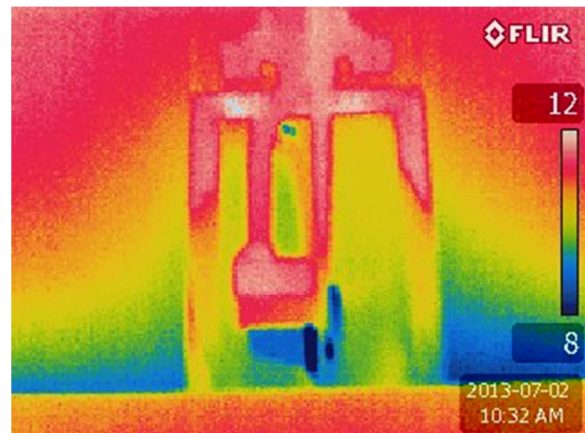
Obr. 66: Detail prostor s vyznačením pohledu termokamery

3) Výsledky měření

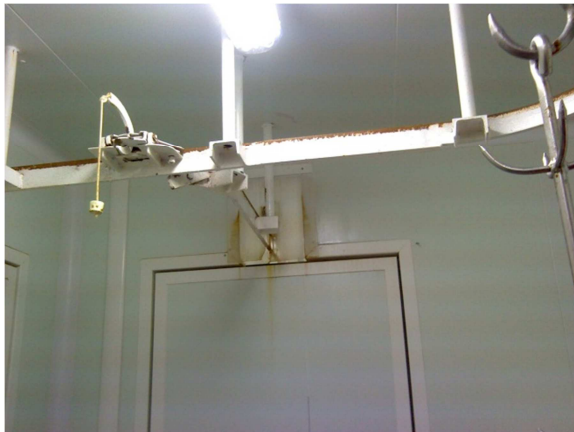
Prakticky v každé z chlazených prostor se vyskytly hrubé nedostatky izolací konstrukčních detailů styku stěny a podlahy. Problémy s tepelnými zisky nastaly u průchodek závěsných drah. Nemalé tepelné zisky byly způsobeny také špatně provedenými chladírenskými dveřmi. V místnosti 133b – Chladírny, kde se chladí masné výrobky, se nachází v rohu místnosti PVC trouba DN100, která z ně neznámého důvodu prochází do chladírny 133b. Tato místnost je ale převážně v odstavném provozu. K objektu byla přistavěna nová přístavba, kde bylo spousta tepelných zisků od styku podlahy a stěn. Prověřil jsem tedy i přístavbu z venkovního prostředí, kde jsem našel tepelné ztráty špatně provedeného soklu. Stěny, podlahy či stropy z důvodů špatných tepelně-vlhkostních podmínek obsahují velké množství zkondenzované vodní páry.



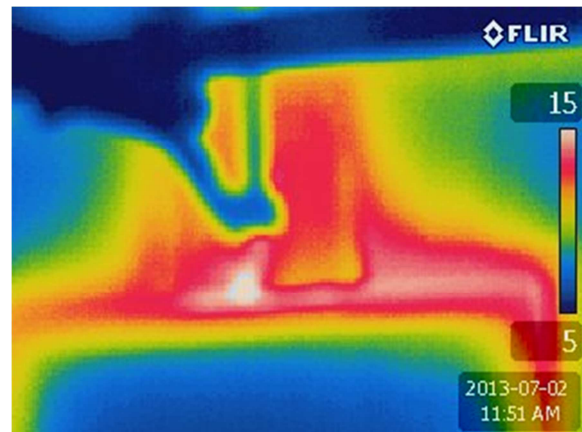
Obr. 67: Obráz viditelného záření - F1



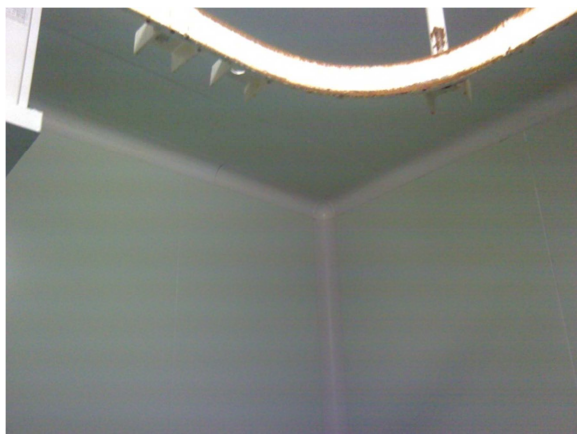
Obr. 68: Termografický obraz - F1



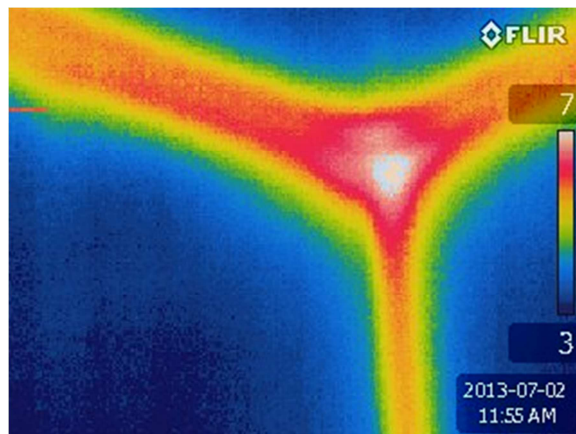
Obr. 69: Obráz viditelného záření – F2



Obr. 70: Termografický obraz - F2



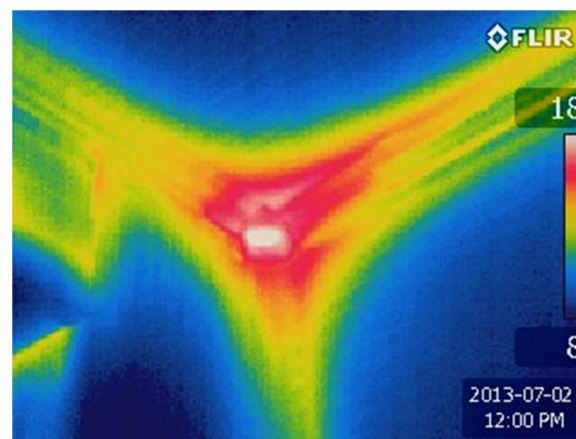
Obr. 71: Obraz viditelného záření - F3



Obr. 72: Termografický obraz - F3



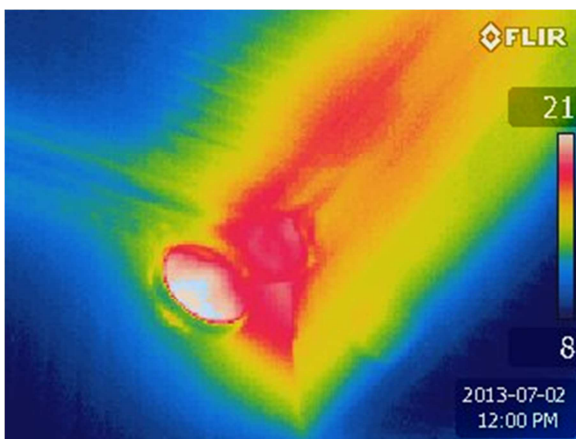
Obr. 73: Termografický obraz - F4



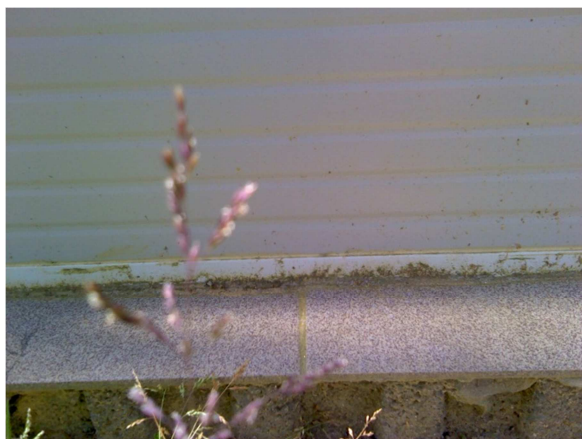
Obr. 74: Termografický obraz - F4



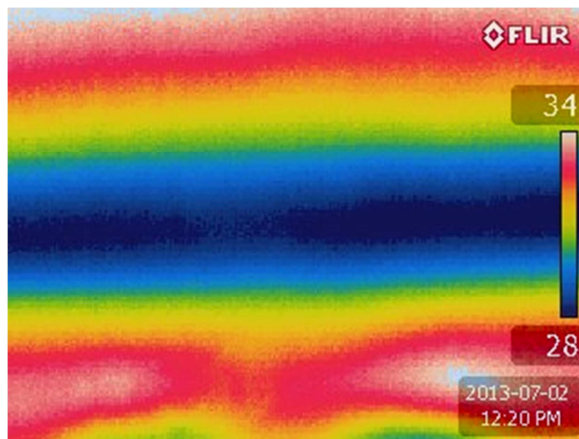
Obr. 75: Termografický obraz – F5



Obr. 76: Termografický obraz – F5



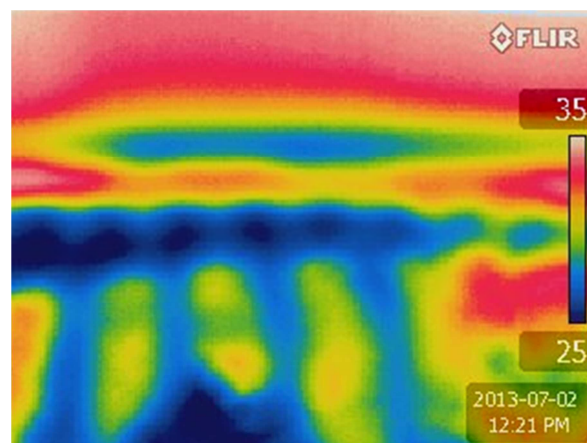
Obr. 77: Termografický obraz – F6



Obr. 78: Termografický obraz – F6



Obr. 79: Termografický obraz – F7



Obr. 80: Termografický obraz – F7

4) Technické realizační řešení

Je nutné v první řadě zateplit sokl objektu, aby nedocházelo k tepelným ziskům do chladírenských prostor. Bylo by vhodné použít jednu z rohových tvarovek do čistých provozů a zajistit lepší tepelně izolační vlastnost tohoto styku. Veškeré chladírenské dveře v objektu neplní ani minimální izolační funkci. Mimo to jsou v havarijním stavu a je na první pohled vidno, že nejsou vyhotoveny autorizovaným výrobcem. Navrhují tyto dveře i s potřebnými zárubněmi vyměnit za nové od prověřeného výrobce.

C.1.3.2 Jatka „Hlinky“

1) Úvod

Hlinky (německy *Lehmstätte*) je malá vesnice, část obce Stanovice v okrese Karlovy Vary. Nachází se asi 6 km na jih od Stanovic. Prochází zde silnice II/208. Je zde evidováno 41 adres. Trvale zde žije 133 obyvatel.

Specializací farmy Hlinky je chov skotu, který je chován na zásadně ekologických pastvinách Karlovarské vrchoviny, které se nachází v nadmořských výškách od 550 m. n. m do 750 m. n.m.. Vlastní 1100 kusů dobytka, kterému je k dispozici až 2000 hektarů pastvin.

Zárukou kvality jejich Bio-masa je naprosto bezstresová porážka a přirozené zrání masa ve velmi prostorných chladících komorách. Součástí provozu je i produkce kvalitní zvěřiny z okolních mysliveckých honiteb.

Základem pro výrobu masa jsou plemena masného skotu Aberdeen Angus a Limousine.

Aberdeen Angus je ušlechtilé plemeno, plášťově černé a bezrohé. Jeho maso je jemné vláknité a křehké, a díky jedinečné vlastnosti mramorování, kdy se ukládá tuk do svaloviny, je maso šťavnaté s typickou chutí. Skot plemena Limousine má plášťovou červenou až plavou barvu a jeho maso má vynikající zmasilost a kvalitu masa. Toto plemeno je určeno pro chovatele s vynikajícím vztahem ke zvířatům, což je přesně statek Hlinky s.r.o.

2) Popis měření

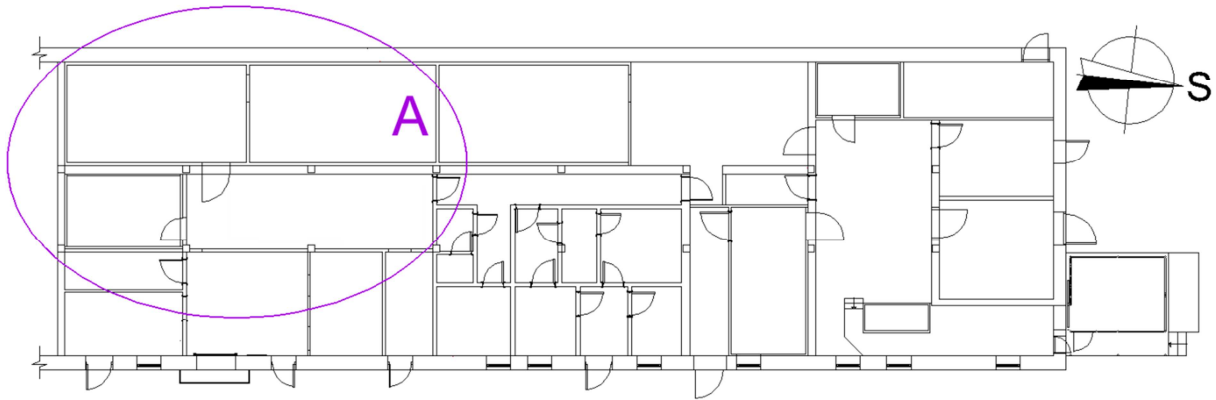
Objekt je přestavěný zděný z CPP a je interiérově odizolovaný sendvičovými PUR panely. Účel měřených místností je chladírenský provoz a je nutné vyloučit tepelné mosty spojů. Hlavním kritériem pro rozhodnutí zda jde o konstrukční nedostatek je zvýšení povrchových teplot kritických konstrukčních detailů a možné vysrážení vlhkosti na povrchu. Pro termografické měření byly přístupny pouze chladírenské místnosti 112c a 117. Ostatní chladírenské místnosti byly v odstaveném provozu. Provozovatel upozornil na problémy s vysokou vzdušnou vlhkostí v místnosti 112c. V důsledku vysoké vlhkosti maso začíná degradovat a nastává tzv. osliznutí, vyvěšené poražené čtvrti mohou být uskladněny maximálně týden a dále musí být nabourány na prodejní části a uskladněny ve vakuových balení v místnosti 117.

3) Postup měření

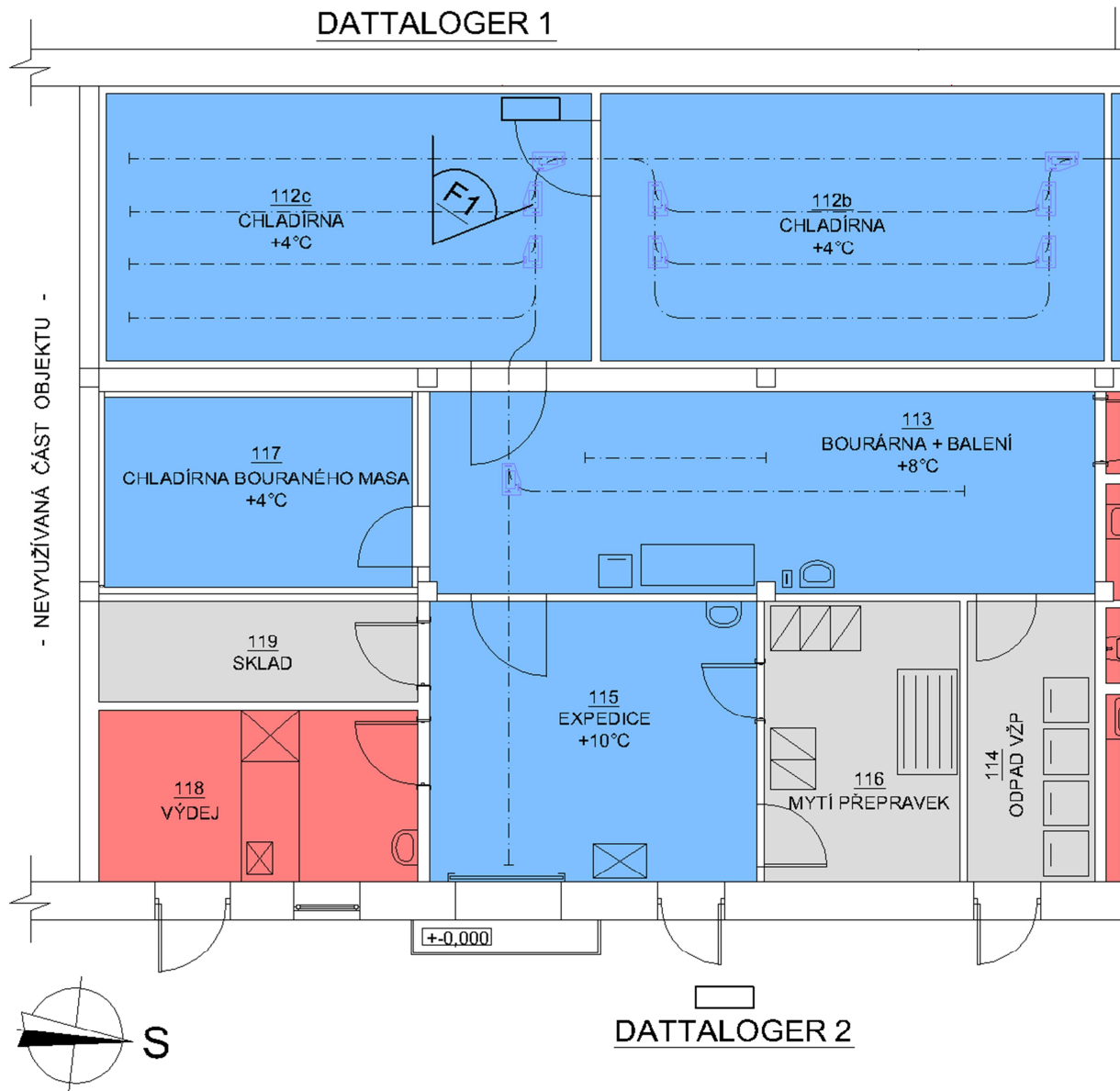
Termovizní kamerou byla provedena Zkrácena termografická zkouška dle ČSN EN 13187 v chladírenských provozech objektu hovězích jatek nacházející se v obci Stanovice, části obce Hlinky s p.č. 176. Obvodové stěny hodnocených chladírenských prostor se nacházejí na západní straně objektu, krajní místnosti mají část obvodové stěny na jih do nevytápěné části objektu. V místnosti 112c bude provedeno doplňkové měření teplot vnitřního vzduchu, rosného bodu a relativní vlhkosti vnitřního vzduchu. Závislost naměřených hodnot bude porovnána s hodnotami současně naměřených hodnot ve venkovním prostředí.

Tab. 43: Údaje o měření

Datum měření / čas (h:m)	2.7.2013 / 10:30
Venkovní teplota vzduchu	26,0 °C
Venkovní relativní vlhkost	32 %
Vnitřní teplota vzduchu	-0,1 – 0,1
Vnitřní relativní vlhkost	70 – 86 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s



Obr. 81: Půdorys s vyznačením měřených prostor



Obr. 81: Detail prostor s vyznačením pohledu termokamery

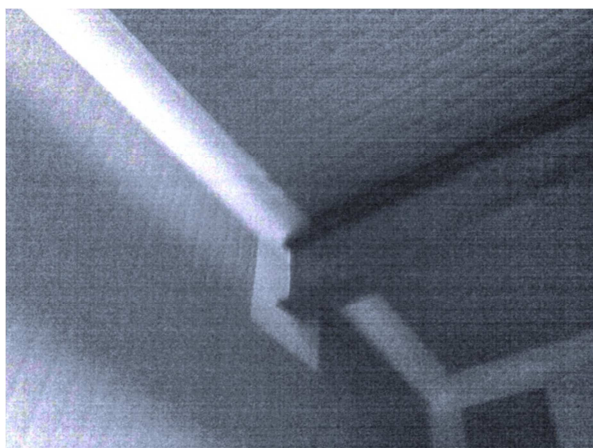
3) Výsledky měření

112c – Chladírna bouraného masa

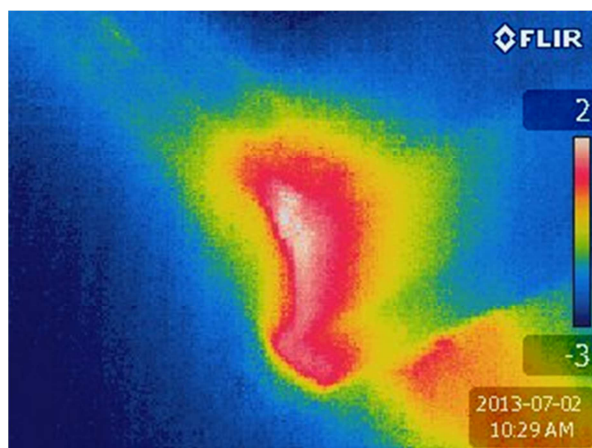
V místnosti byly nalezeny nedostatečně odizolované konstrukční detaily ocelové nosné konstrukce pojezdných drah

117 – Chladírna

V místnosti nebyly nalezeny žádné nedostatky.



Obr. 82: Termografický obraz – F1



Obr. 83: Termografický obraz – F1

4) Technické realizační řešení A

Ocelová nosná konstrukce je zakapsována do stávající zděné konstrukce a tím byla i zeslabena její tepelně izolační vlastnost. Objekt není z vnější strany zateplen žádným zateplovacím systémem. V budoucnu dle provozovatele bude tento nedostatek objektu napravena při použití dostatečné tloušťky izolace bude tepelný most vyřešen.

Na požadavek provozovatele bude provedeno doplňkové měření teplot a vlhkostí v místnosti 112c.

5) Doplňkové měření povrchových teplot

a) Popis měření

Z předchozího měření byly zjištěny konstrukční nedostatky kritického detailu v místnosti 102. Bylo navrženo doplňkové měření povrchových teplot pomocí teplotních čidel a záznamových datalogerů.

b) Postup měření

První dataloger byl zavěšen na vazacím drátu za jeden z nosníků dráhy, tak aby ho měření neovlivňoval pohyb v místnosti či ventilátor výparníku. Druhý dataloger byl umístěn na jeden z dřevěných trámů zastřešení rampy na východní straně objektu. Dataloger byl tak ochráněn před povětrnostními vlivy a nemohlo tak být ovlivněno jeho měření.

Tab. 44: Měření teplot a vlhkostí

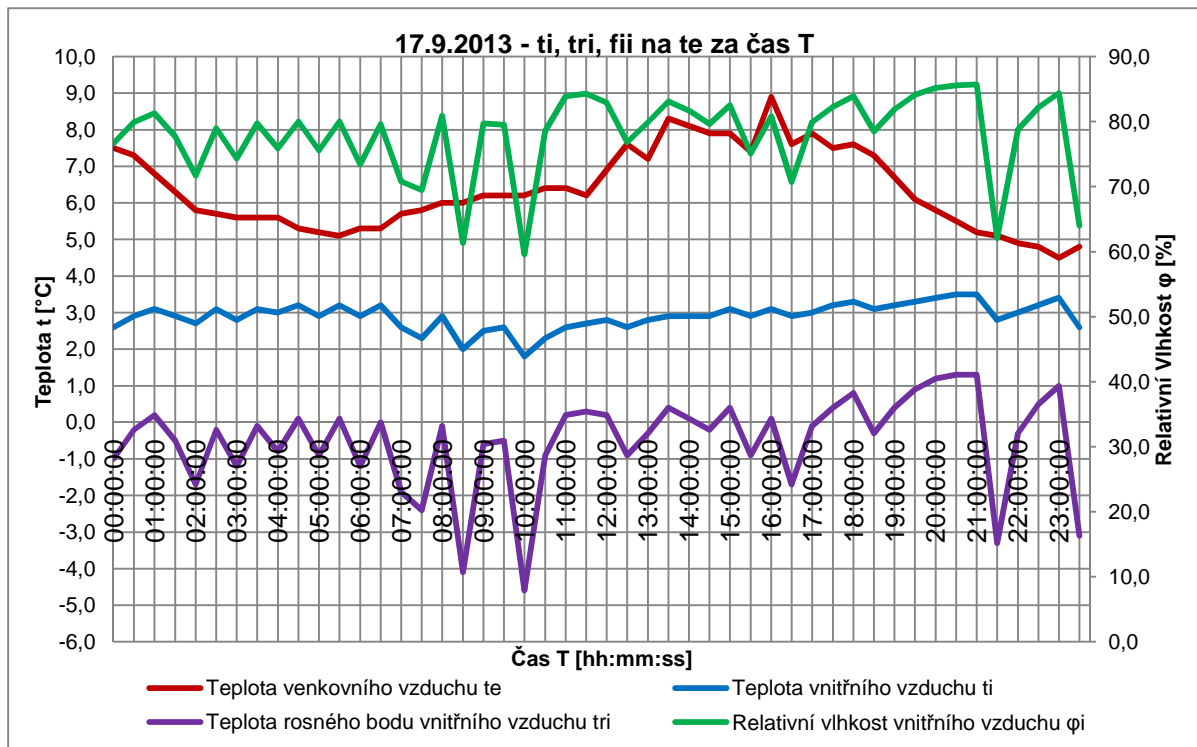
Datum měření (od – do)	13.9. 2013 – 18.9. 2013
Venkovní teplota vzduchu	4,5 – 15,1 °C
Venkovní relativní vlhkost	68,2 – 100,0 %
Vnitřní teplota vzduchu	0,2 – 11,0 °C
Vnitřní relativní vlhkost - meteostanice	59,6 – 100,0 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s

c) Výsledky měření

Sledovaná chladárna byla během měření odstavena od provozu od 13.9. 7,00h do 16.9. 7,30h. Pro ukázkou naměřených hodnot jsem vybral jeden z provozních dnů. Ostatní výsledky s podrobnými grafy naleznete v externí příloze.

Tab. 45: Naměřené hodnoty v kritický den 17.9.2013

Datum	Čas	Teplota venkovního vzduchu t_e	Relativní vlhkost venkovního vzduchu ϕ_e	Teplota rosného bodu venkovního vzduchu t_{re}	Teplota vnitřního vzduchu t_i	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu ϕ_i	Teplota rosného bodu vnitřního vzduchu t_{ri}
		[°C]	[%]	[°C]	[°C]	[%]	[°C]
17.9.2013	00:00:00	7,5	99,6	7,5	2,6	76,6	-1,0
	00:30:00	7,3	98,0	7,0	2,9	79,9	-0,2
	01:00:00	6,8	95,5	6,1	3,1	81,3	0,2
	01:30:00	6,3	96,7	5,8	2,9	77,7	-0,5
	02:00:00	5,8	96,4	5,3	2,7	71,7	-1,7
	02:30:00	5,7	95,8	5,1	3,1	79,0	-0,2
	03:00:00	5,6	95,3	4,9	2,8	74,3	-1,2
	03:30:00	5,6	95,3	4,9	3,1	79,7	-0,1
	04:00:00	5,6	95,0	4,8	3,0	75,9	-0,8
	04:30:00	5,3	93,6	4,4	3,2	80,0	0,1
	05:00:00	5,2	92,9	4,2	2,9	75,6	-0,9
	05:30:00	5,1	92,5	3,9	3,2	80,0	0,1
	06:00:00	5,3	100,0	5,3	2,9	73,4	-1,2
	06:30:00	5,3	100,0	5,3	3,2	79,6	0,0
	07:00:00	5,7	99,7	5,7	2,6	70,8	-1,9
	07:30:00	5,8	98,3	5,6	2,3	69,5	-2,4
	08:00:00	6,0	98,5	5,8	2,9	80,9	-0,1
	08:30:00	6,0	97,0	5,6	2,0	61,3	-4,1
	09:00:00	6,2	97,6	5,8	2,5	79,7	-0,6
	09:30:00	6,2	95,2	5,5	2,6	79,5	-0,5
	10:00:00	6,2	88,2	4,4	1,8	59,6	-4,6
	10:30:00	6,4	91,6	5,1	2,3	78,6	-0,9
	11:00:00	6,4	89,7	4,8	2,6	83,9	0,2
	11:30:00	6,2	90,0	4,7	2,7	84,3	0,3
	12:00:00	6,9	87,0	4,9	2,8	82,9	0,2
	12:30:00	7,6	78,0	4,0	2,6	76,8	-0,9
	13:00:00	7,2	77,6	3,5	2,8	79,9	-0,3
	13:30:00	8,3	73,6	3,9	2,9	83,1	0,4
	14:00:00	8,1	74,1	3,8	2,9	81,7	0,1
	14:30:00	7,9	75,6	3,8	2,9	79,6	-0,2
	15:00:00	7,9	80,3	4,7	3,1	82,5	0,4
	15:30:00	7,4	81,1	4,4	2,9	75,1	-0,9
	16:00:00	8,9	74,3	4,6	3,1	80,8	0,1
	16:30:00	7,6	78,0	4,0	2,9	70,7	-1,7
	17:00:00	7,9	73,7	3,5	3,0	79,9	-0,1
	17:30:00	7,5	77,4	3,8	3,2	82,3	0,4
	18:00:00	7,6	78,8	4,1	3,3	83,9	0,8
	18:30:00	7,3	75,7	3,3	3,1	78,5	-0,3
	19:00:00	6,7	79,2	3,3	3,2	81,9	0,4
	19:30:00	6,1	80,7	3,0	3,3	84,1	0,9
	20:00:00	5,8	81,5	2,9	3,4	85,2	1,2
	20:30:00	5,5	83,4	2,9	3,5	85,6	1,3
	21:00:00	5,2	83,9	2,7	3,5	85,7	1,3
	21:30:00	5,1	87,2	3,1	2,8	62,1	-3,3
	22:00:00	4,9	90,3	3,5	3,0	78,8	-0,3
	22:30:00	4,8	90,9	3,4	3,2	82,2	0,5
	23:00:00	4,5	92,0	3,3	3,4	84,4	1,0
	23:30:00	4,8	92,4	3,6	2,6	64,0	-3,1



Graf. 1: Graf znázorňující naměřené hodnoty v kritický den

6) Technické realizační řešení B

Z podrobných grafů je vidět nepříznivá kolísající teplota vzduchu chladírny. Teplota vnitřního vzduchu je nastavena $\approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$ a při naplnění chladírny teplým masem s teplotou $36 - 39 \text{ }^\circ\text{C}$ výparník jen vyrovnává tepelné zisky a upravuje teplotu interiéru na danou hraniční $\approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro efektivní způsob zchlazení masa navrhuji snížit požadovanou teplotu interiéru t_i alespoň o $4 \text{ }^\circ\text{C}$ tj. $-4 \text{ }^\circ\text{C}$.

C.1.3.3 Jatka „Kámen“

1) Úvod

Bio jatka otevřená v prosinci 2012 společností RVES Bublava s.r.o. v obci Kámen u Kraslic na Karlovarském kraji zaručují díky propojení s vlastním chovem maximální kvalitu a bezstresové zacházení s dobyt看em. Tato bio jatka jsou schopna zpracovat až 1000 kusů hovězího dobytka ročně a to za dodržení přísných podmínek ekologického zemědělství a směrnic Evropské unie.

Vedle porážky skotu a dodávek bio hovězího masa jsou jatka certifikována i na zpracování skopového masa a zvěřiny.

2) Popis měření

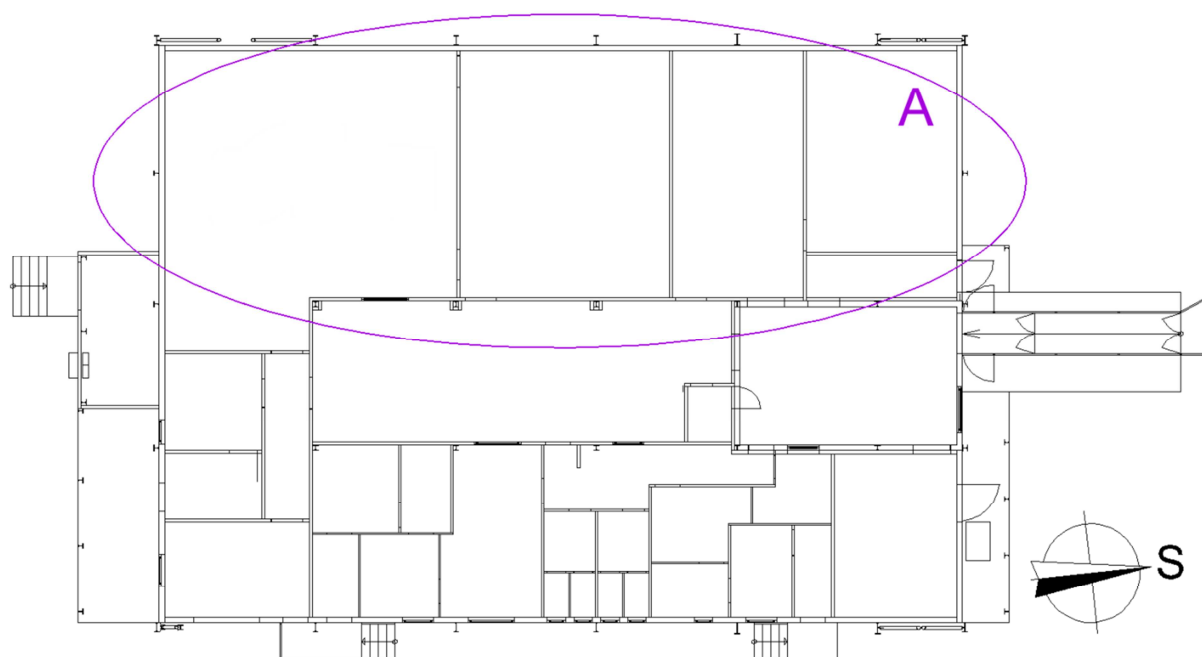
Jelikož objekt je montován ze sendvičových PUR panelů a účel měřených místností je chladírenský provoz je nutné vyloučit tepelné mosty spojů. Hlavním kritériem pro rozhodnutí zda jde o konstrukční nedostatek je jakékoliv zvýšení povrchových teplot kritických konstrukčních detailů a možné vysrážení vlhkosti na povrchu.

3) Postup měření

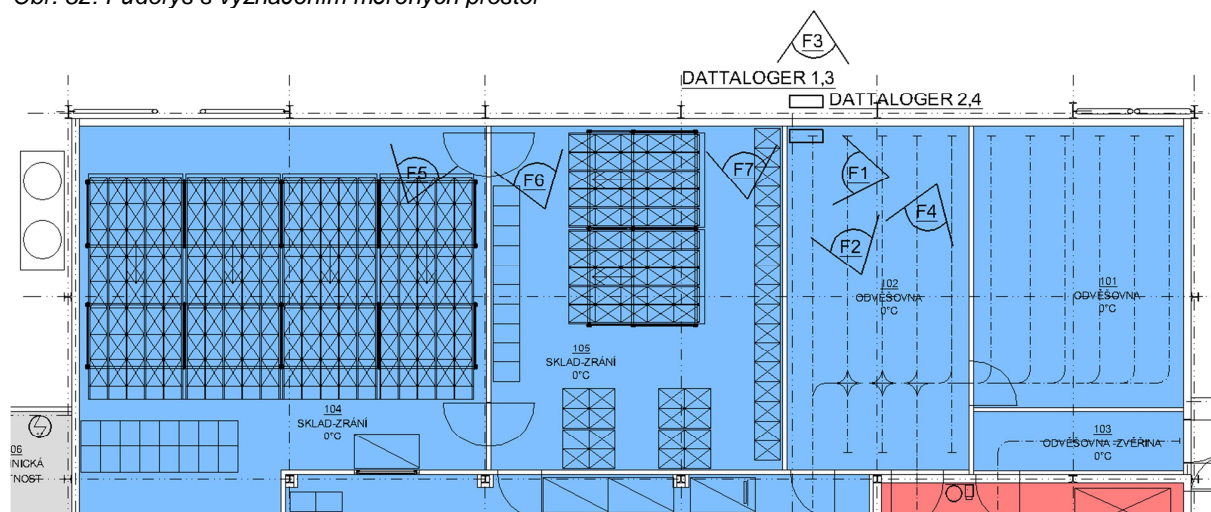
Termovizní kamerou byla provedena Zkrácena termografická zkouška dle ČSN EN 13187 v chladírenských provozech objektu hovězích jatek nacházející se v obci Kraslice, části obce Kámen s č.p. 51. Obvodové stěny hodnocených chladírenských prostor se nacházejí na západní straně objektu, krajní místnosti mají část obvodové stěny na sever a jih.

Tab. 46: Údaje o měření

Datum měření / čas (h:m)	2.7.2013 / 8:00
Venkovní teplota vzduchu	25,5 °C
Venkovní relativní vlhkost	27 %
Vnitřní teplota vzduchu	-0,1 – 0,1 °C
Vnitřní relativní vlhkost	78 – 86 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s



Obr. 82: Půdorys s vyznačením měřených prostor



Obr. 83: Detail prostor s vyznačením pohledu termokamery

3) Výsledky měření

101 – odvěšovna

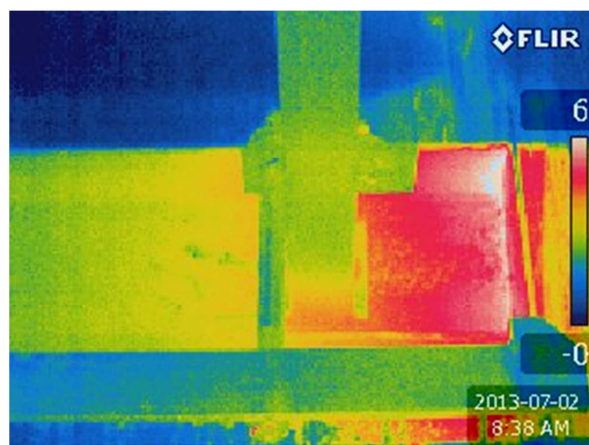
V místnosti nebyl nalezen žádný problém.

102 – odvěšovna

V této místnosti byl termograficky zjištěn kritický detail prostupu tepla z vnějšího prostředí průniku nosného ocelového průvlaku IPE 270 obvodovým pláštěm



Obr. 84: Termografický obraz – F1



Obr. 85: Termografický obraz – F1



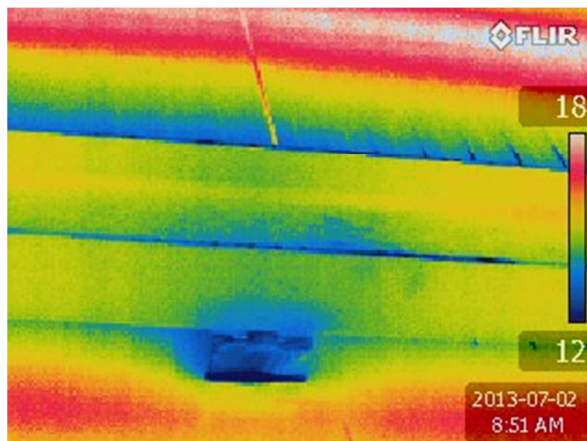
Obr. 86: Termografický obraz – F2



Obr. 87: Termografický obraz – F2



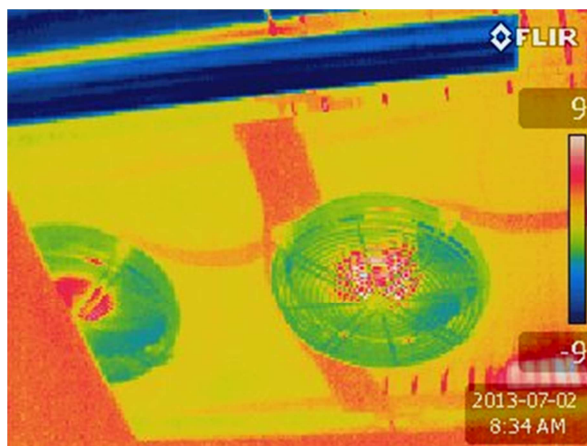
Obr. 88: Termografický obraz – F3



Obr. 89: Termografický obraz – F3



Obr. 90: Termografický obraz – F4



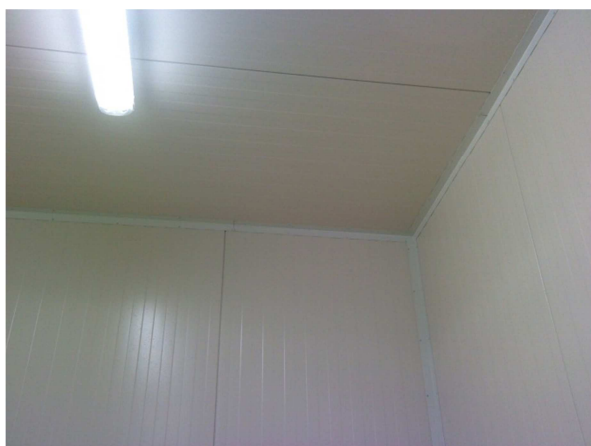
Obr. 91: Termografický obraz – F4

103 – odvěšovna zvěřina

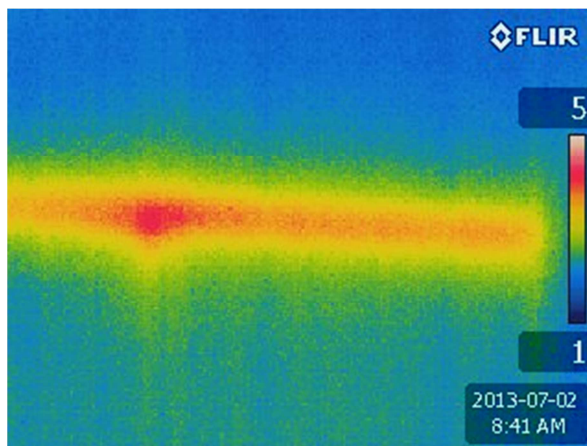
Jelikož je tato místnost často odstavena od chlazení, místnost má vysokou vzdušnou vlhkost a obvodové stěny jsou pokryty vysráženou vlhkostí.

104 – sklad zrání

Nalezen prostup tepla z podkrovních prostor tepelným mostem spoje svislé obvodové stěny a stropní konstrukce.



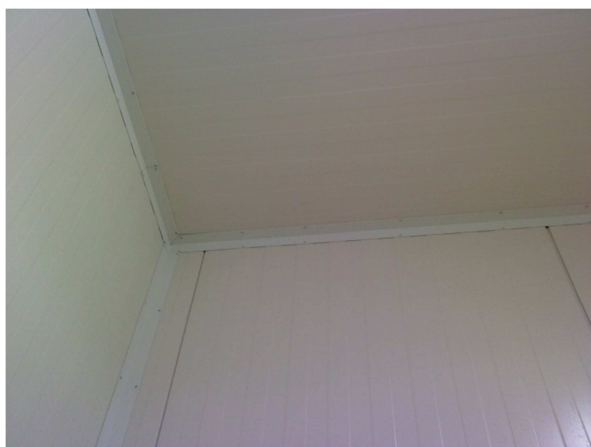
Obr. 92: Termografický obraz – F5



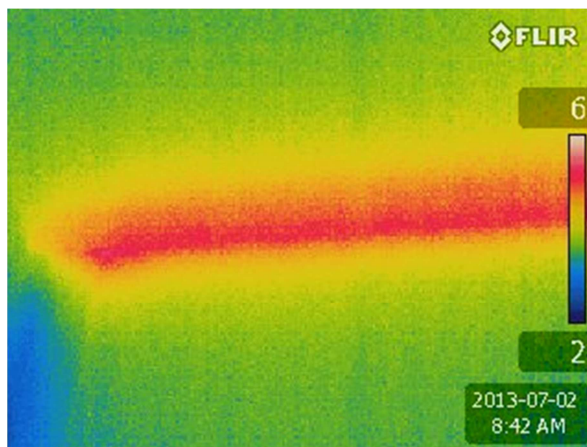
Obr. 93: Termografický obraz – F5

105 – sklad zrní

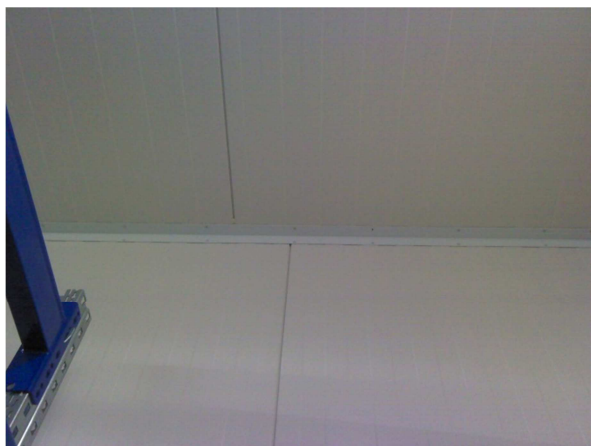
Nalezen prostup tepla z podkrovních prostor tepelným mostem spoje svislé obvodové stěny a stropní konstrukce.



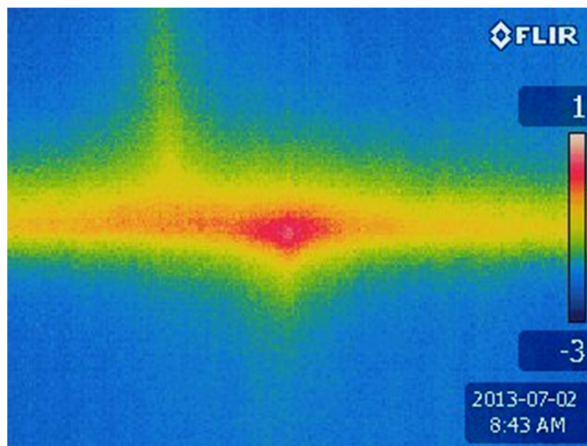
Obr. 94: Termografický obraz – F6



Obr. 95: Termografický obraz – F6



Obr. 96: Termografický obraz – F7



Obr. 97: Termografický obraz – F7

4) Technické realizační řešení A

U místností 104 a 105 jsem provedl kontrolu stropního spoje v podkrovní části. Bylo zjištěno nedokonalé odizolování tohoto detailu montážní PUR pěnou s izolačními mezerami z důsledku nepravidelného propěnování. Doporučuji u tohoto detailu odstranit stávající izolační pěnu a provést izolaci znovu a důkladněji.

V místnosti 103, kde probíhají časté odstávky chlazení doporučuji spínat po dobu špičky tj. od 8 do 17ti hodin chladicí výparník, či navrhnout pro tuto místnost nucené větrání.

V místnosti 102 navrhuji podrobné měření povrchových teplot průvlaku jdoucí z venkovního prostředí, simulaci nekritičtějších výsledků s ověřením v zimním období. Následné provedení zhodnocení s technickým realizačním řešením s ozn. B.

5) Doplnkové měření povrchových teplot

a) Popis měření

Z předchozího měření byly zjištěny konstrukční nedostatky kritického detailu v místnosti 102. Bylo navrženo doplňkové měření povrchových teplot pomocí teplotních čidel a záznamových datalogerů.

b) Postup měření

Z termografického měření byla určena nejkritičtější oblast umístění čidel v interiéru a exteriéru. Mosazné teplotní čidlo bylo uchyceno k horní pásnici měřeného průvzlaku IPE 270. Dataloger byl umístěn na horní část průvzlaku a dostatečně upevněn vázacím gumicukem. Druhé teplotní čidlo bylo zavěšeno do prostoru interiéru pro měření vnitřní teploty. Obdobným způsobem bylo provedeno osazení čidel a datalogeru v exteriéru. Bylo zajištěno zaclonění čidel z důvodů zabránění kontaktu s přímým slunečním zářením.

V této části měření neproběhlo zaznamenávání relativních vlhkostí, které jsou neméně podstatným kritériem konečného hodnocení. Proto jsem zvolil další část měření a to záznam dalšími typy datalogerů s měřením vnitřních a venkovních teplot v kombinaci s vlhkostmi a teplotami rosných bodů.

Tab. 47: Měření povrchových teplot

Datum měření (od – do)	12. 7. 2013 – 18. 7. 2013
Venkovní teplota vzduchu	6,0 – 29,4 °C
Venkovní relativní vlhkost	38 – 39 %
Vnitřní teplota vzduchu	-0,5 – 7,4 °C
Vnitřní relativní vlhkost - meteostanice	78 – 86 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s

Tab. 48: Měření teplot a vlhkostí

Datum měření (od – do)	6. 8. 2013 – 20. 8. 2013
Venkovní teplota vzduchu	5,8 – 39,8 °C
Venkovní relativní vlhkost	17,1 – 100,0 %
Vnitřní teplota vzduchu	- 5,5 – 6,1 °C
Vnitřní relativní vlhkost - meteostanice	61,5 – 100,0 %
Rychlost vnitřního vzduchu	do 1 m/s

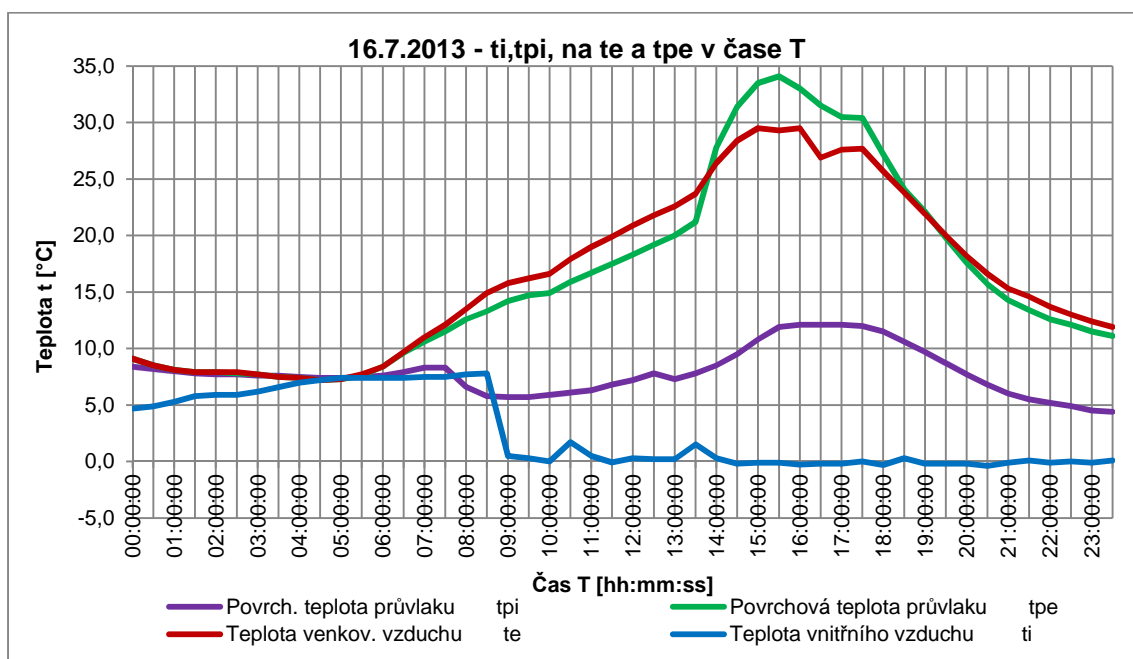
Z důvodů nepřesností měření vylučuji z posudku měření 2 tj. 6. 8. – 20. 8 2013.

c) Výsledky měření

Z první části měření jsem vybral den, kdy povrchové teploty dosahovaly nejvyšších hodnot při kontinuálním chlazení místnosti. Ostatní výsledky s podrobnými grafy naleznete v příloze

Tab. 49: Výsledky měření ze dne 16.7.2013

Datum	Čas	Povrch. teplota průvlaku	Teplota vnitřního vzduchu	Povrchová teplota průvlaku	Teplota venkov. vzduchu	Čas	Povrch. teplota průvlaku	Teplota vnitřního vzduchu	Povrchová teplota průvlaku	Teplota venkov. vzduchu
		t_{pi} [°C]	t_i [°C]	t_{pe} [°C]	t_e [°C]		t_{pi} [°C]	t_i [°C]	t_{pe} [°C]	t_e [°C]
16.7.2013	00:00:00	8,4	4,7	9,1	9,1	12:00:00	7,2	0,3	18,3	20,9
	00:30:00	8,2	4,9	8,5	8,5	12:30:00	7,8	0,2	19,2	21,8
	01:00:00	8,0	5,3	8,1	8,1	13:00:00	7,3	0,2	20,0	22,6
	01:30:00	7,8	5,8	7,9	7,9	13:30:00	7,8	1,5	21,2	23,7
	02:00:00	7,7	5,9	7,9	7,9	14:00:00	8,5	0,3	27,8	26,4
	02:30:00	7,7	5,9	7,8	7,9	14:30:00	9,5	-0,2	31,4	28,4
	03:00:00	7,6	6,2	7,7	7,7	15:00:00	10,8	-0,1	33,5	29,5
	03:30:00	7,6	6,6	7,5	7,5	15:30:00	11,9	-0,1	34,1	29,3
	04:00:00	7,5	7,0	7,4	7,4	16:00:00	12,1	-0,3	33,0	29,5
	04:30:00	7,4	7,2	7,2	7,2	16:30:00	12,1	-0,2	31,5	26,9
	05:00:00	7,4	7,4	7,3	7,3	17:00:00	12,1	-0,2	30,5	27,6
	05:30:00	7,5	7,4	7,6	7,7	17:30:00	12,0	0,0	30,4	27,7
	06:00:00	7,6	7,4	8,4	8,4	18:00:00	11,5	-0,3	27,2	25,7
	06:30:00	7,9	7,4	9,6	9,7	18:30:00	10,6	0,3	24,1	23,8
	07:00:00	8,3	7,5	10,6	11,0	19:00:00	9,7	-0,2	22,1	21,9
	07:30:00	8,3	7,5	11,5	12,1	19:30:00	8,7	-0,2	19,8	20,0
	08:00:00	6,6	7,7	12,6	13,5	20:00:00	7,7	-0,2	17,6	18,2
	08:30:00	5,8	7,8	13,3	14,9	20:30:00	6,8	-0,4	15,7	16,6
	09:00:00	5,7	0,5	14,2	15,8	21:00:00	6,0	-0,1	14,3	15,3
	09:30:00	5,7	0,3	14,7	16,2	21:30:00	5,5	0,1	13,4	14,6
	10:00:00	5,9	0,0	14,9	16,6	22:00:00	5,2	-0,1	12,6	13,7
	10:30:00	6,1	1,7	15,9	17,9	22:30:00	4,9	0,0	12,1	13,0
	11:00:00	6,3	0,5	16,7	19,0	23:00:00	4,5	-0,1	11,5	12,4
	11:30:00	6,8	-0,1	17,5	19,9	23:30:00	4,4	0,1	11,1	11,9



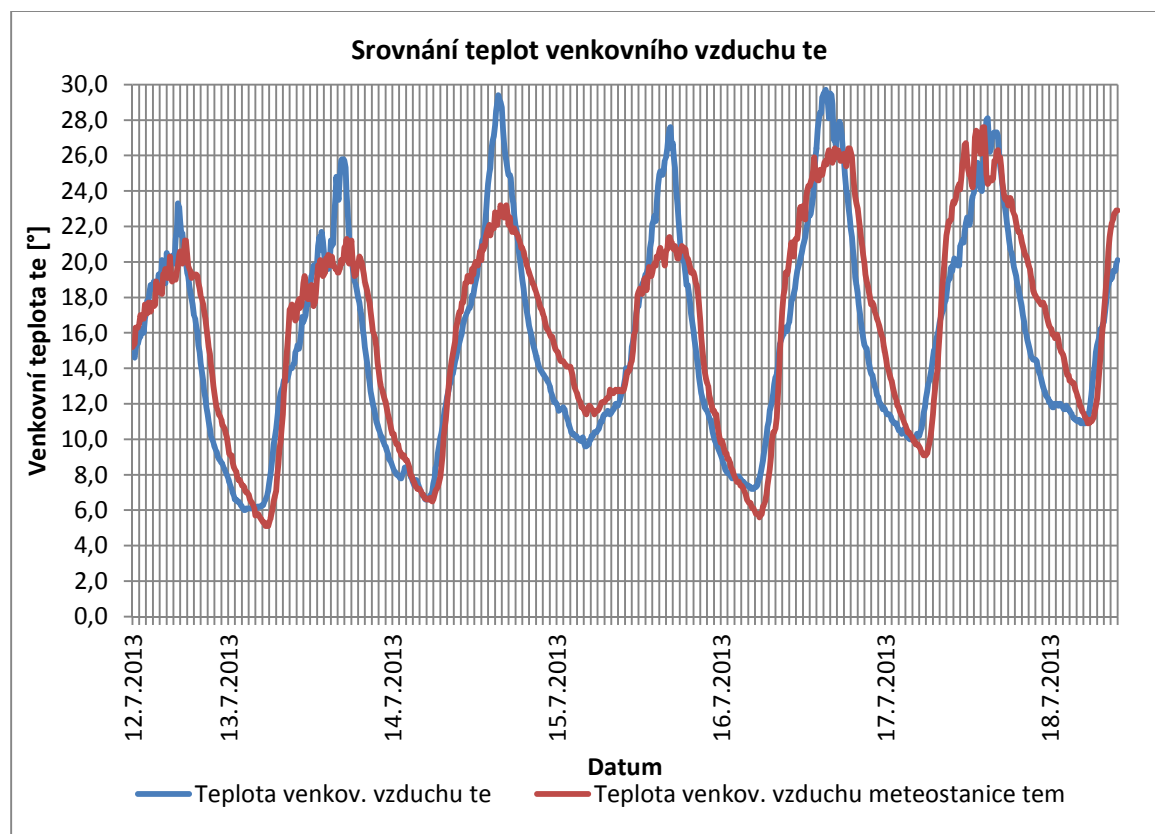
Graf. 2: Graf zpracovaných výsledků pro kritický den

d) Technické a realizační řešení B

Z podrobného měření lze vidět, že venkovní teplota a sluneční radiace negativně ovlivňuje teploty průvlaku. Na venkovní straně konstrukce hrozí kondenzace vodních par a ty mohou ve formě vysrážené vody narušovat obvodový plášť, či dlouhodobým působením vody mohou nastat degradace konkrétně na ocelovém průvlaku. Navrhuji simulaci celého měření v identickém časovém intervalu s navrženými konstantními podmínkami v interiéru a proměnnými podmínkami v exteriéru. Po provedení simulace budu mít dostatečný počet hodnot k provedení zhodnocení s technickým realizačním řešením s ozn. C.

C.2 Simulační řešení

Pro podrobné prozkoumání tepelného mostu vzniklého nevhodným konstrukčním řešením jsem vytvořil simulaci 2D teplotního pole pro celé měření. Simulaci jsem provedl v softwaru CalA. Zvolil jsem období reálného měření kontaktních a okolních teplot. Pro ujištění zdali datalogger umístěný v exteriéru nebyl ovlivněn sluneční radiací, vyžádal jsem si pro celý měsíc červenec 2013 hodnoty naměřené místní meteorologickou stanicí. Tato stanice je od měřeného objektu vzdálená 4,5 v nadmořské výšce o 92 m menší, nežli je řešený objekt. Porovnal jsem získané teploty venkovního vzduchu s mnou - měřenými a znázornil jsem rozdíl v následujícím grafu.



Graf. 3: Srovnání teplot venkovního vzduchu

Jak je patrné z grafu, datalogger byl pravděpodobně ovlivněn sluneční radiací či sálavým účinkem oplechování obvodového pláště. Na stranu jistoty a přesnosti volím teplotní hodnoty naměřené meteorologickou stanicí. Dále jsem provedl teoretický výpočet intenzity slunečního záření I_c pro tuto exponovanou stěnu objektu a také ji

zohledním v simulaci. Bylo nutné vypočtenou intenzitu slunečního záření vynásobit kontrolním objemem zvoleným dle dispozic výpočtového modelu.

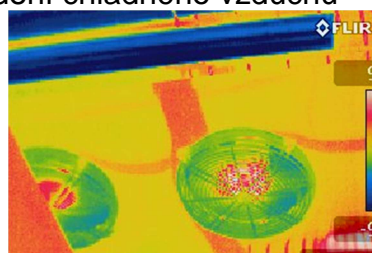
Vstupní hodnoty:

- výpočtový krok jsem zvolil stejný jako u reálného měření tj. 10 minut
- velikost rastru byla zvolena 3,5 mm / 3,5 mm z důvodů malého rozměru stojiny průvlaku IPE 270
- v interiéru jsem zvolil dvě konstantní okrajové podmínky

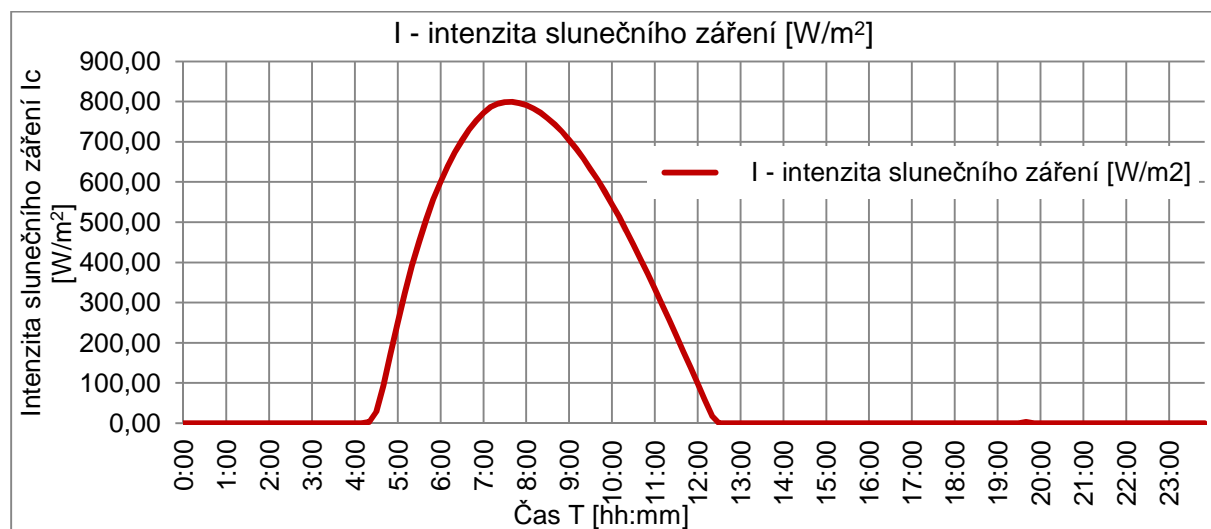
$t_{i1} = -5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\alpha = 10 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ – zohlednil jsem proudění chladného vzduchu z výparníků viz obr

$t_{i2} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\alpha = 5 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$

- v exteriéru byla zvolena proměnná okrajová podmínka $t_e = f(t)$ (dle naměřených hodnot a exponované plochy byly zatíženy proměnnou hodnotou tepla vlivem účinků sluneční radiace $I_c = f(t)$)



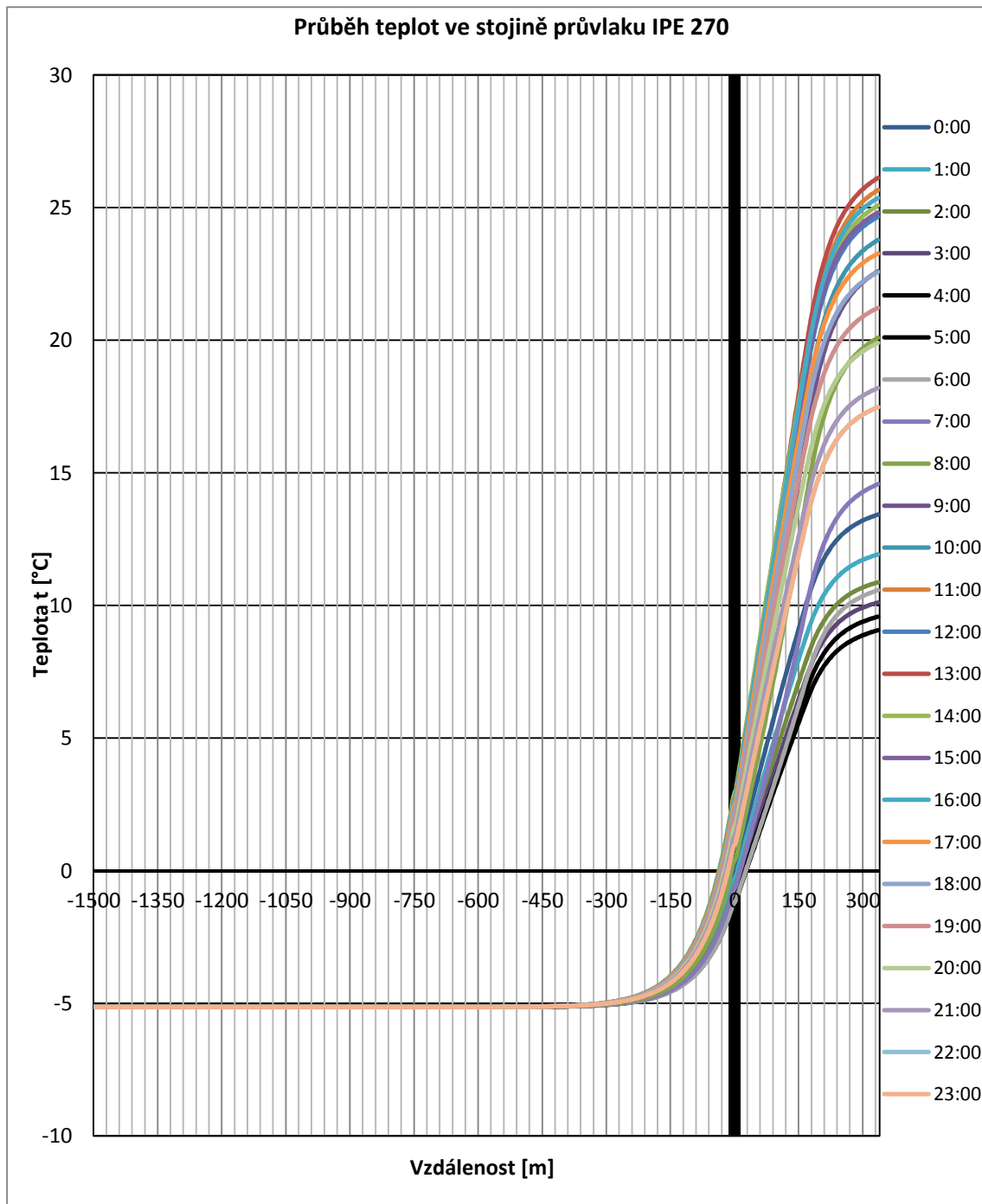
Obr. 98: Termografický pohled na výparník



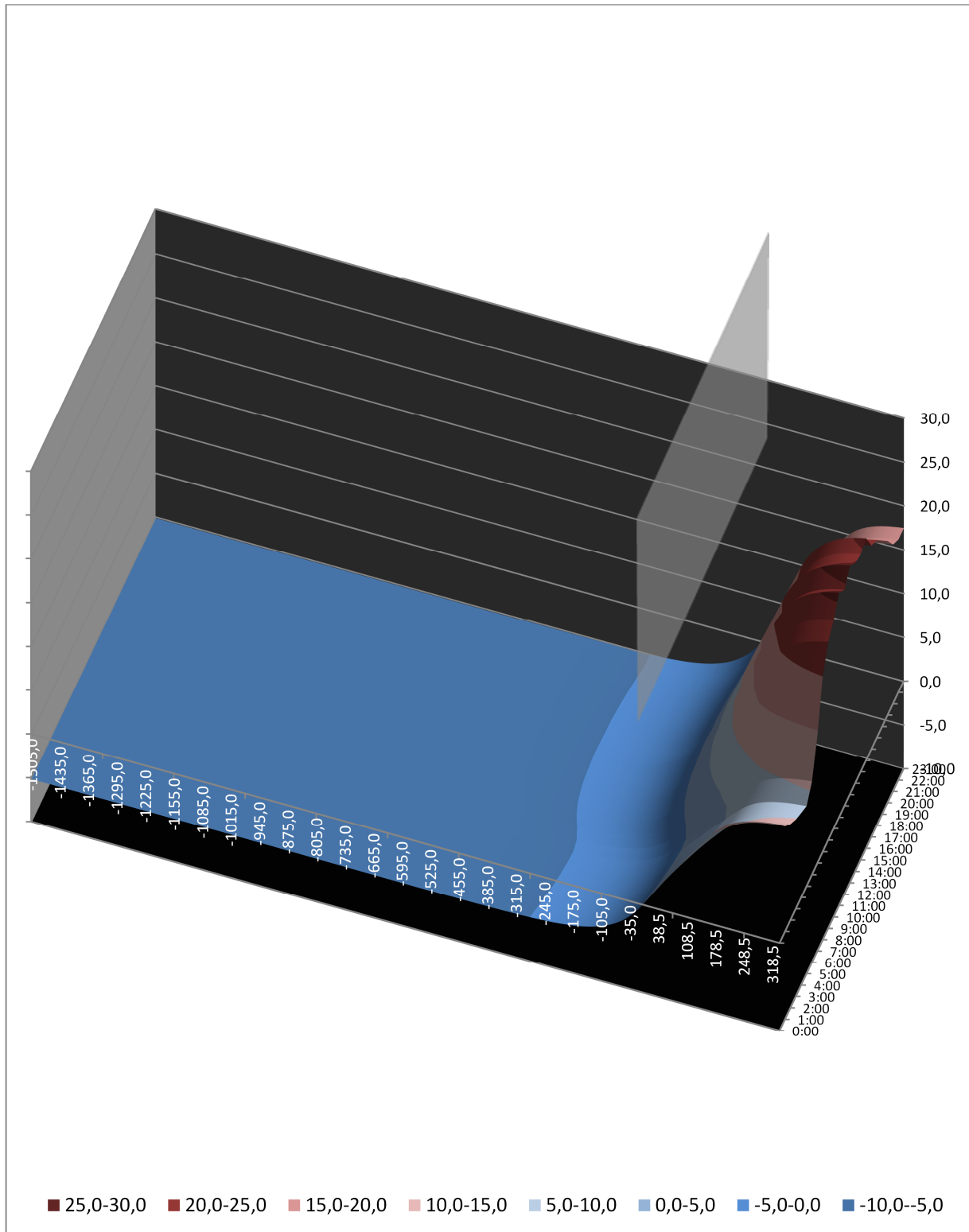
Graf. 4: Teoretická I - intenzita slunečního záření

Zpracování výsledků

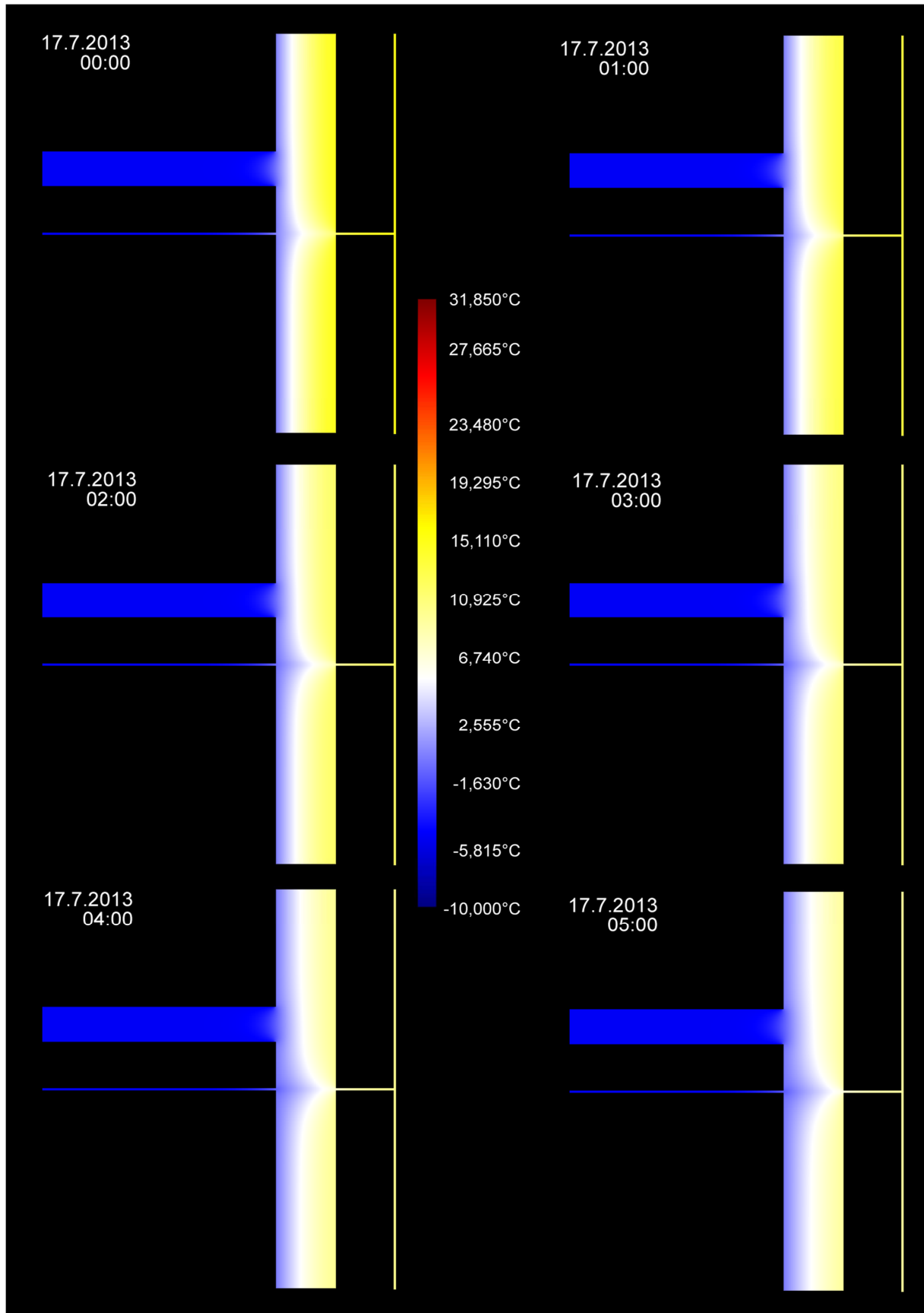
Z nasimulovaných dat jsem vybral den měření, kdy teploty venkovního vzduchu dosahovaly nejvyšších hodnot. Konkrétně to byl den 17. 7. 2013. V grafech je znázorněna hranice obvodové konstrukce ze strany interiéru. Příkládám i hodinový výběr 2D teplotních polí výpočtového modelu v rozsahu kritického dne.



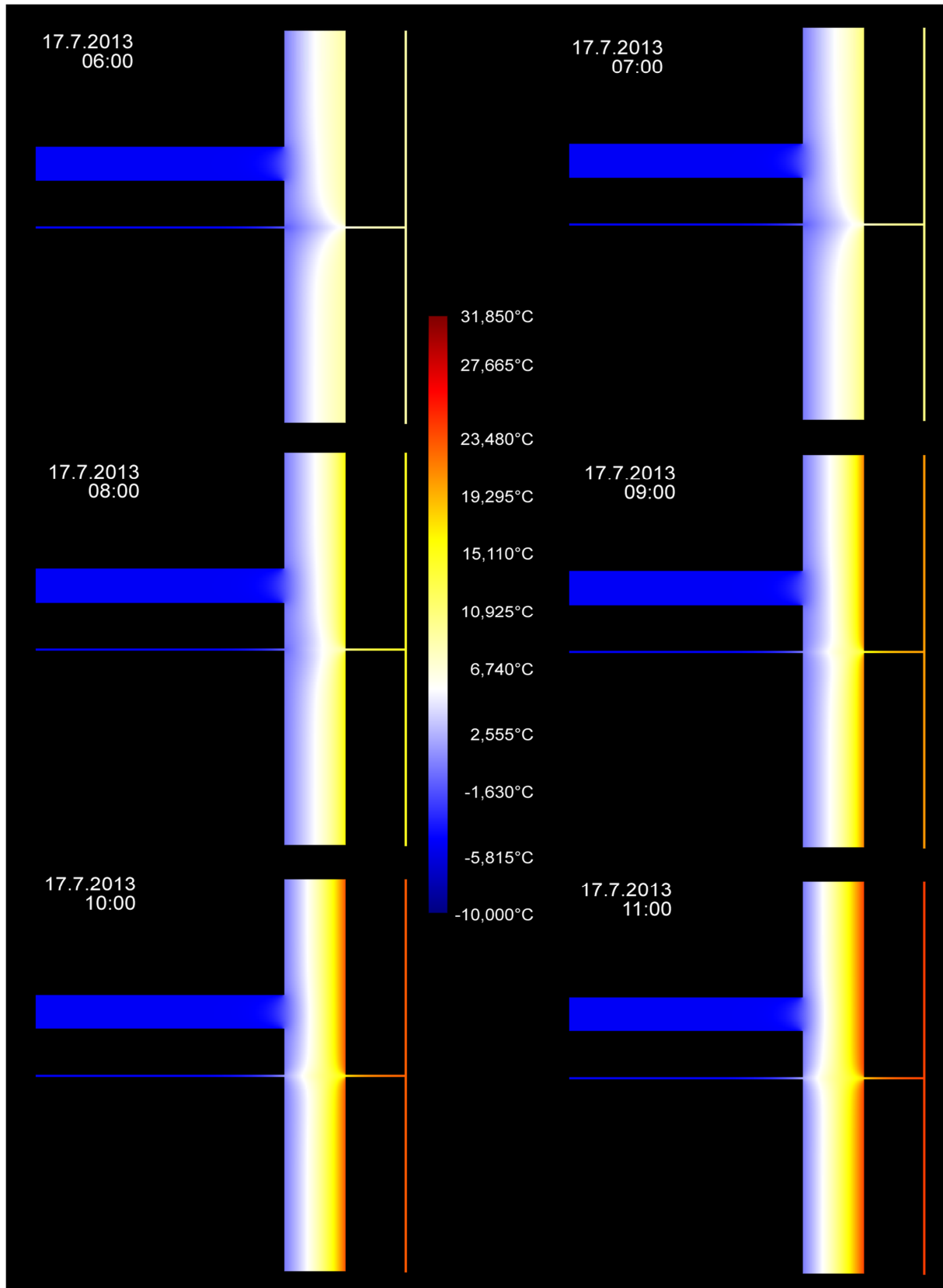
Graf. 5: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270



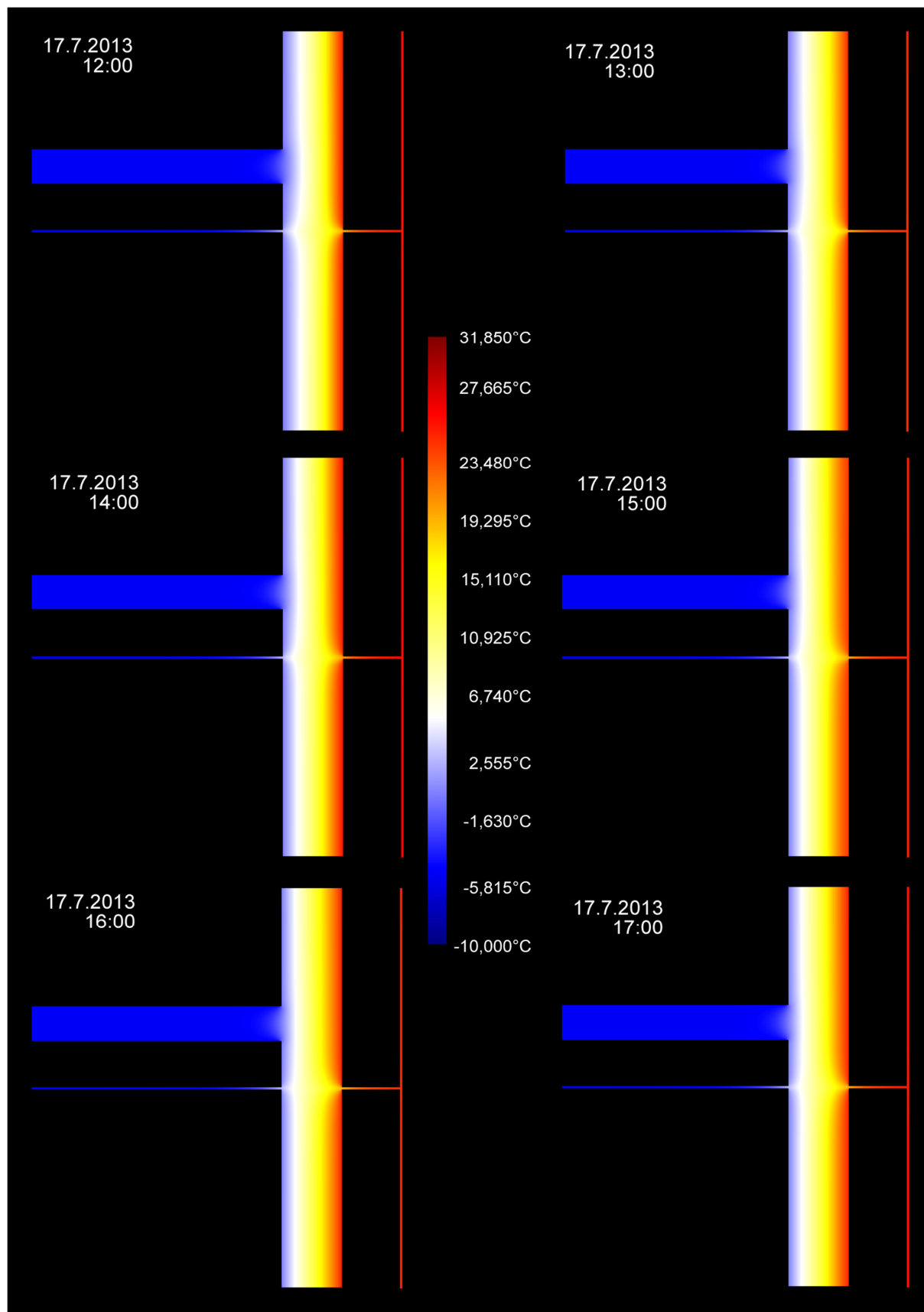
Graf. 6: Průběh teplot ve stojině průvlastku IPE 270



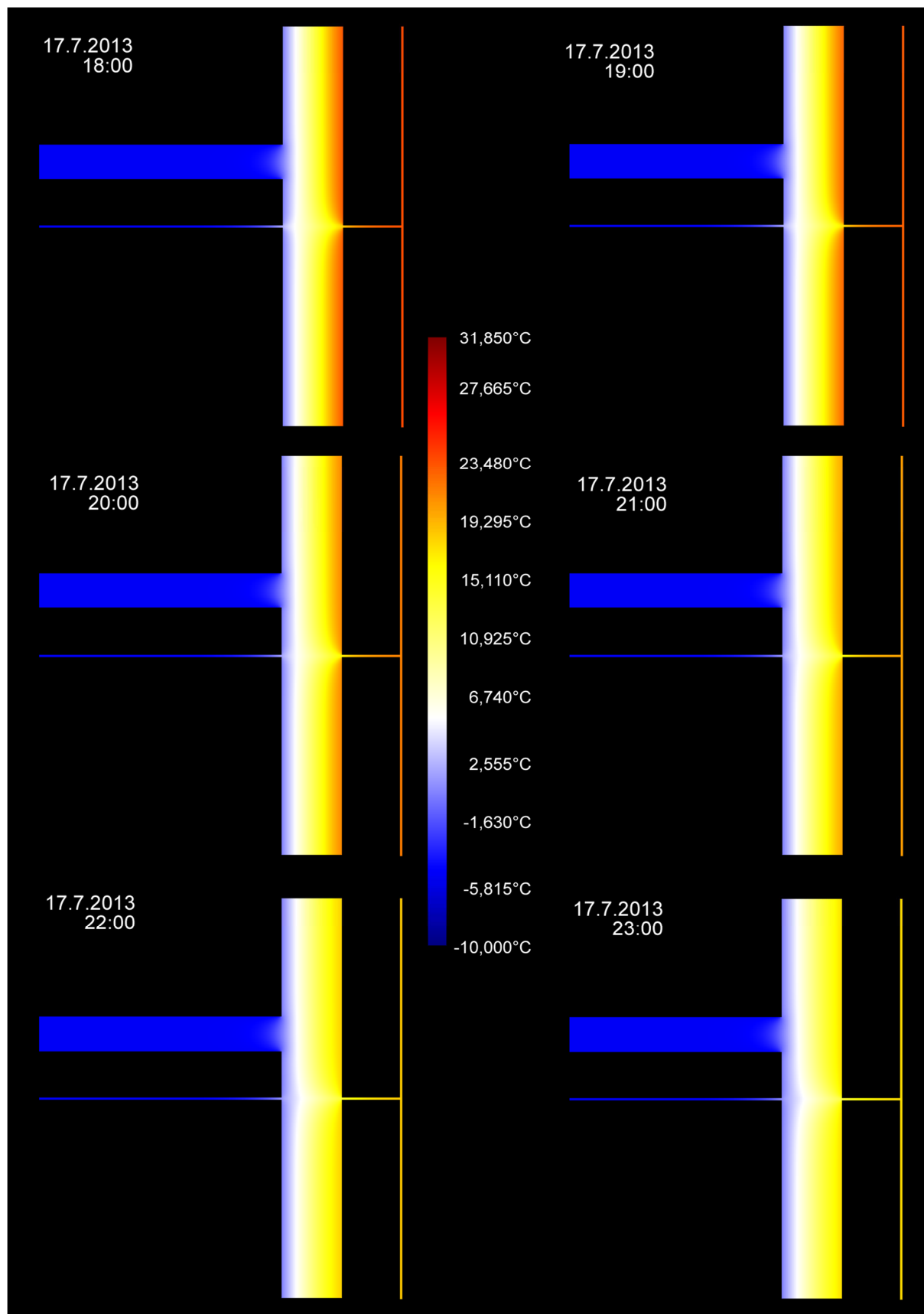
Obr. 99: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 100: Simulace 2D teplotního pole



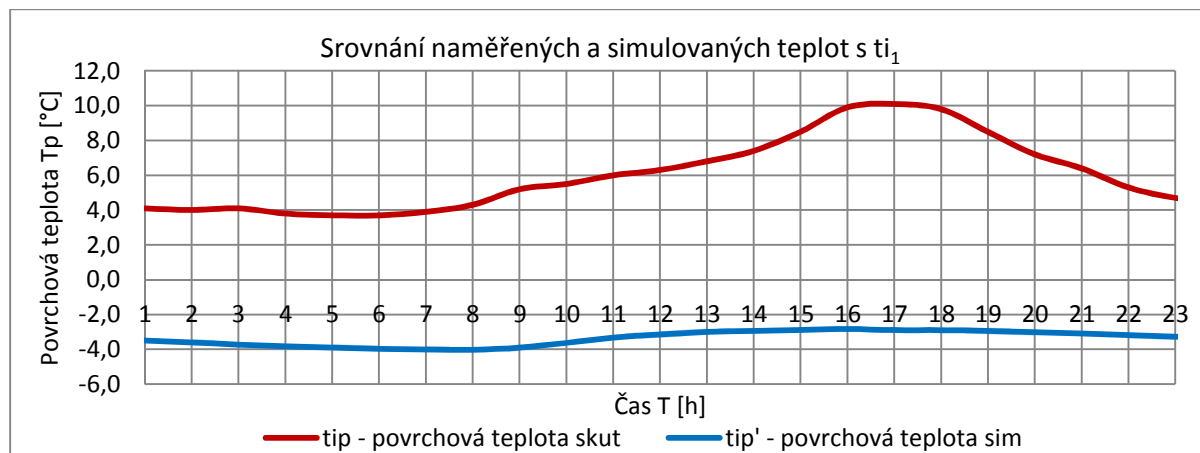
Obr. 101: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 102: Simulace 2D teplotního pole

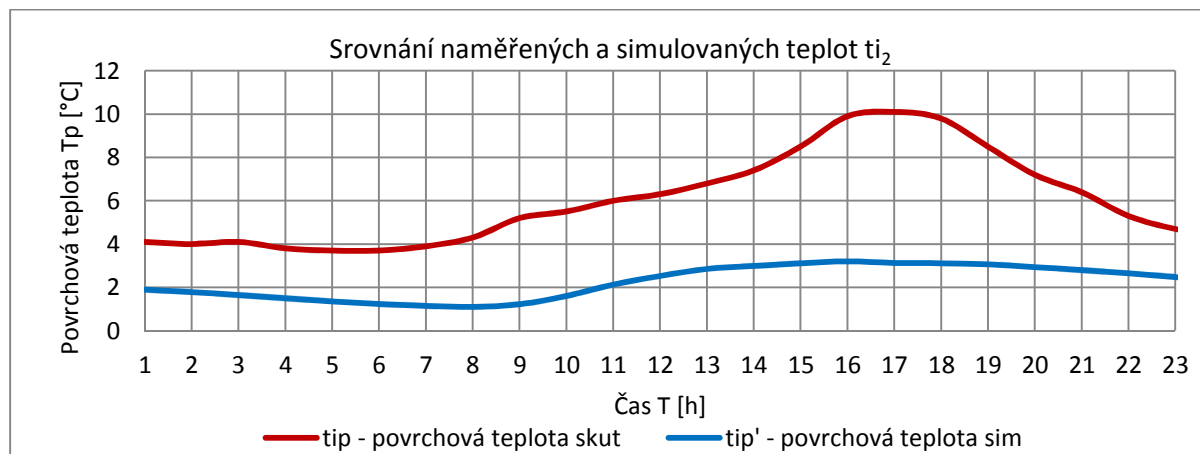
Vyhodnocení:

Z podrobných grafů lze odvodit, že počáteční okrajová podmínka $t_{i1} = -5 \text{ °C}$, $\alpha = 10 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ byla nevhodně zadána. Při měření povrchové teploty bylo teplotní čidlo osazeno ze spodu na horní pásnici 100 mm od hrany obvodové konstrukce. Pro simulaci byl nejvhodnější výpočtový model řezu stojinou průvlaku. Povrchová teplota stojiny v měřeném místě (100 mm) se může mírně lišit. Z grafu č. je vidět znatelný rozdíl simulovaných teplot v konstrukci a skutečně naměřených povrchových teplot.



Graf. 7: Srovnání naměřených a simulovaných teplot s t_{i1}

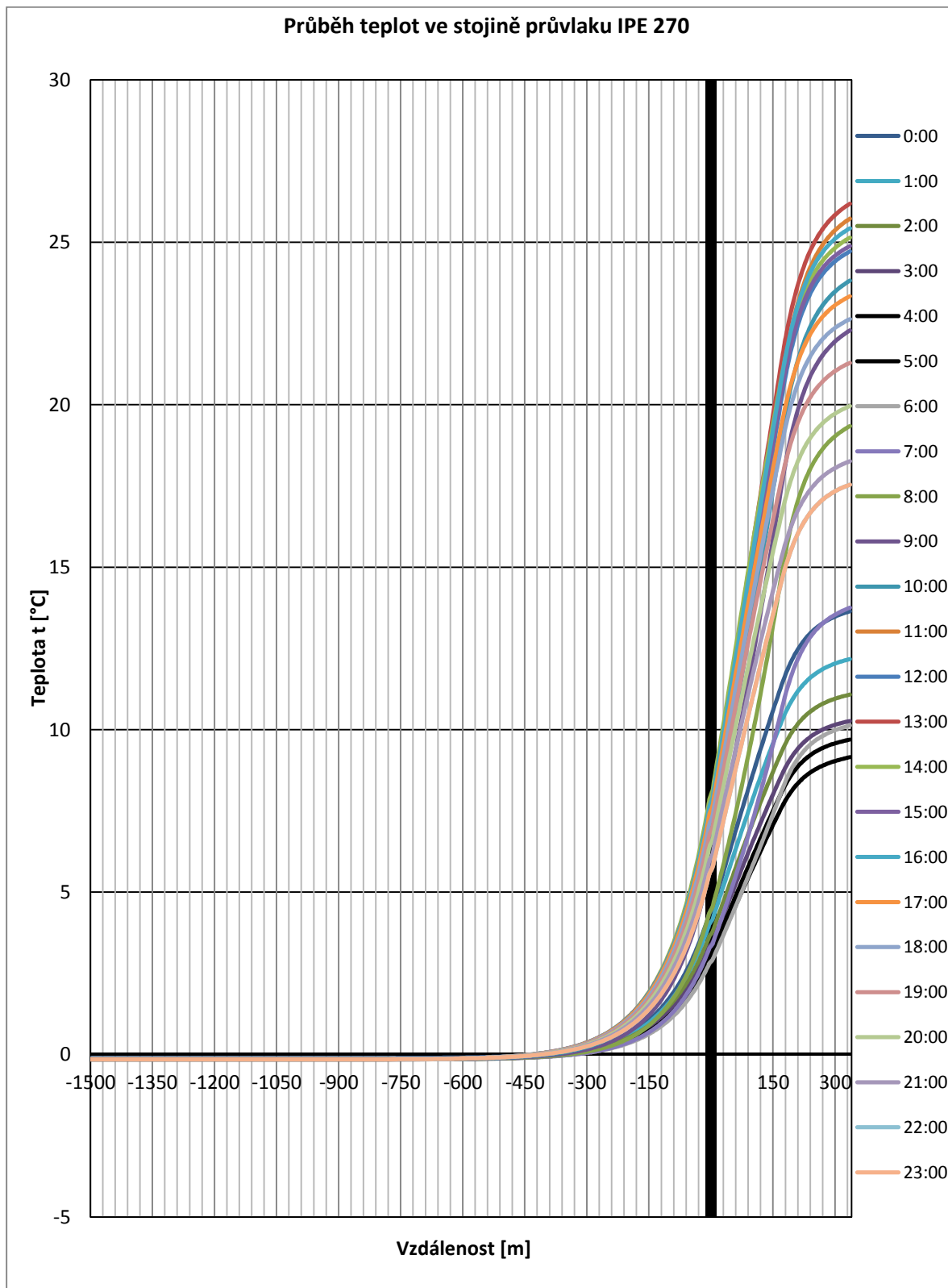
Pro přiblížení se reálným hodnotám v interiéru zohledním pouze podmínku t_{i2} . Provedu kontrolní srovnání teplot a uvedu výstupy pro kritický den.



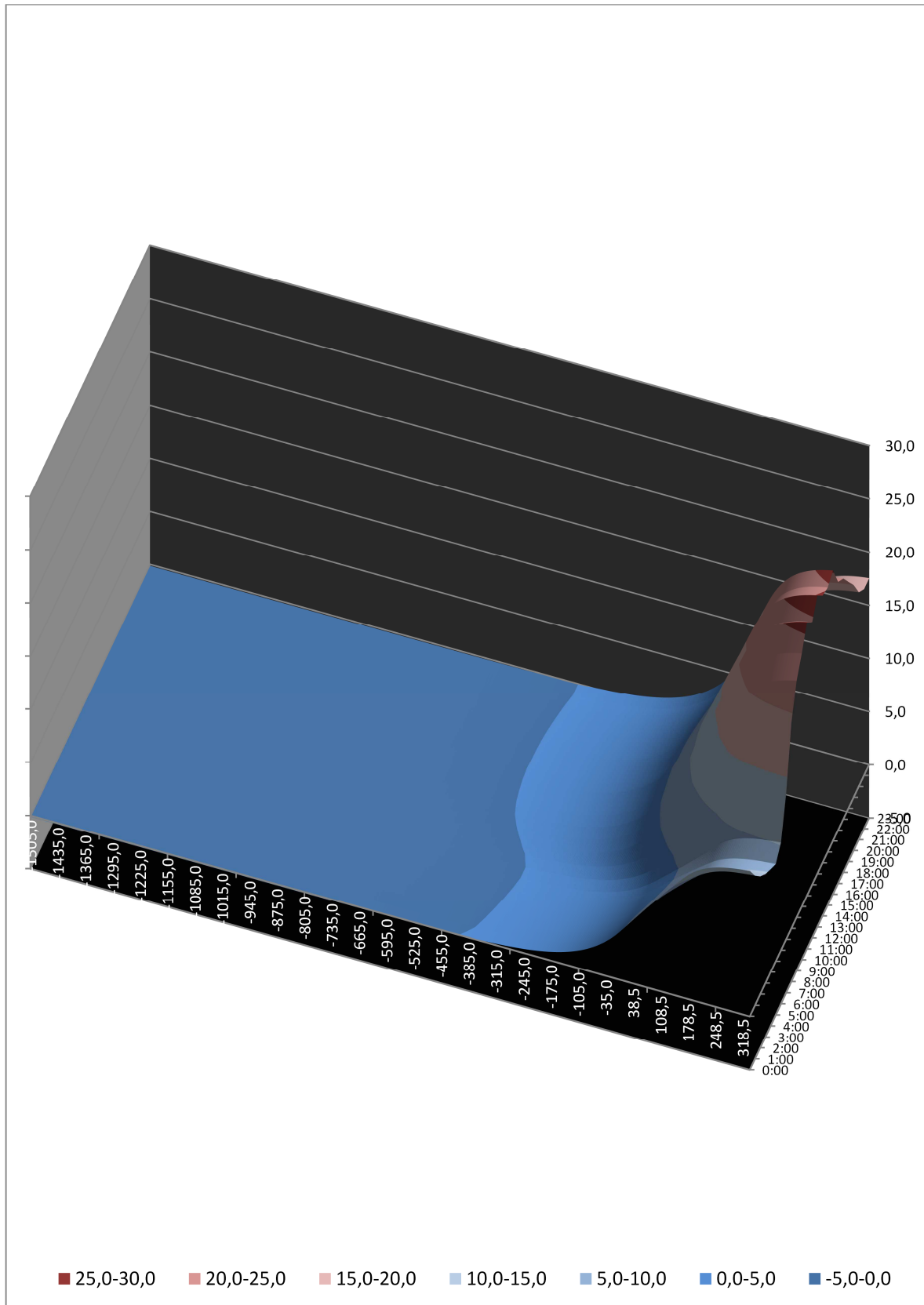
Graf. 8: Srovnání naměřených a simulovaných teplot t_{i2}

Z grafu kontrolních srovnání teplot lze vidět kopírování křivky skutečné povrchové teploty naměřené na průvlaku. Jak jsem předpokládal, teplotní rozdíl křivek je způsoben větší exponovaností sluneční radiací horní pásnice. Podmínka t_{i2} lépe vystihuje reálné podmínky.

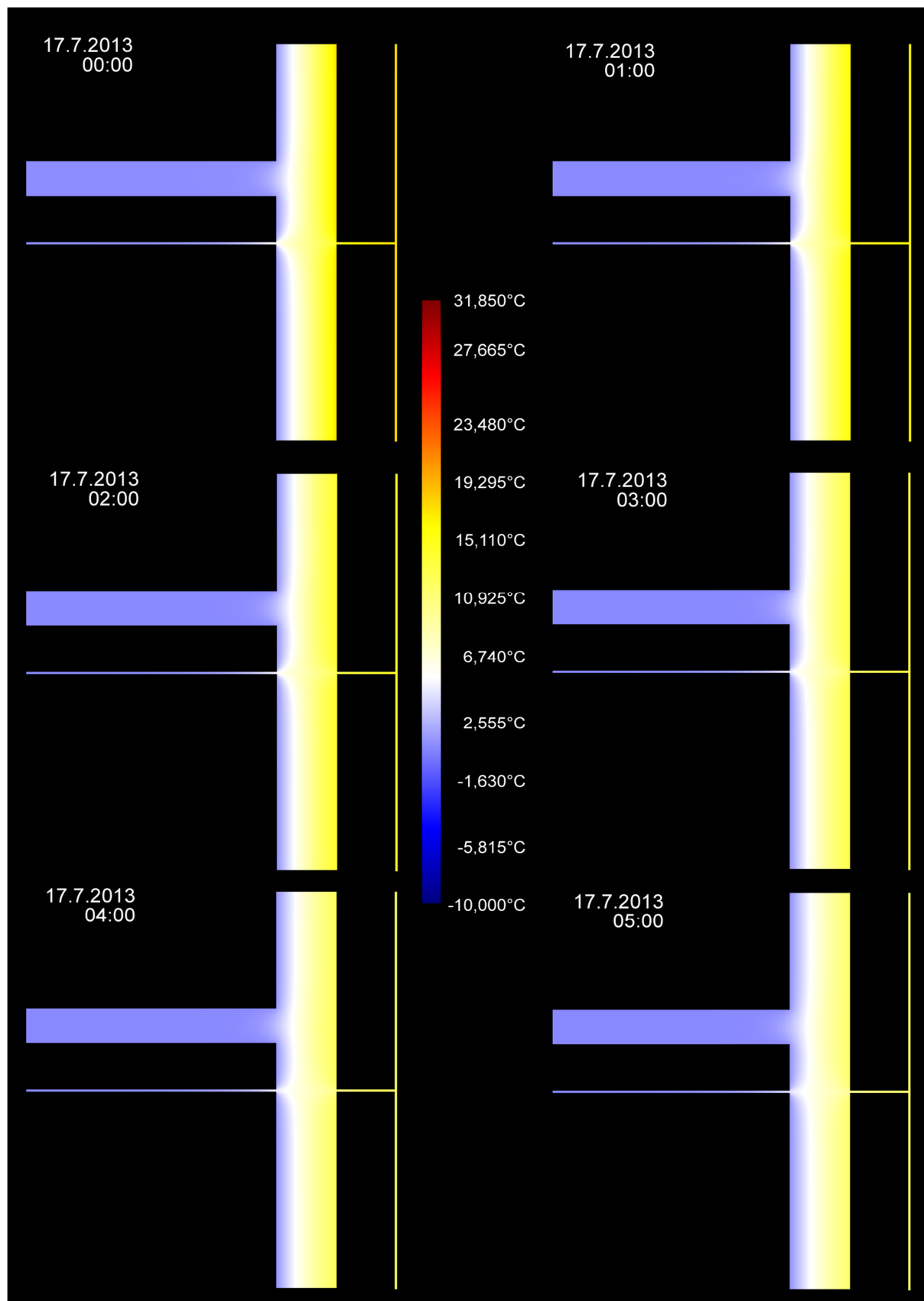
Zpracování výsledků:



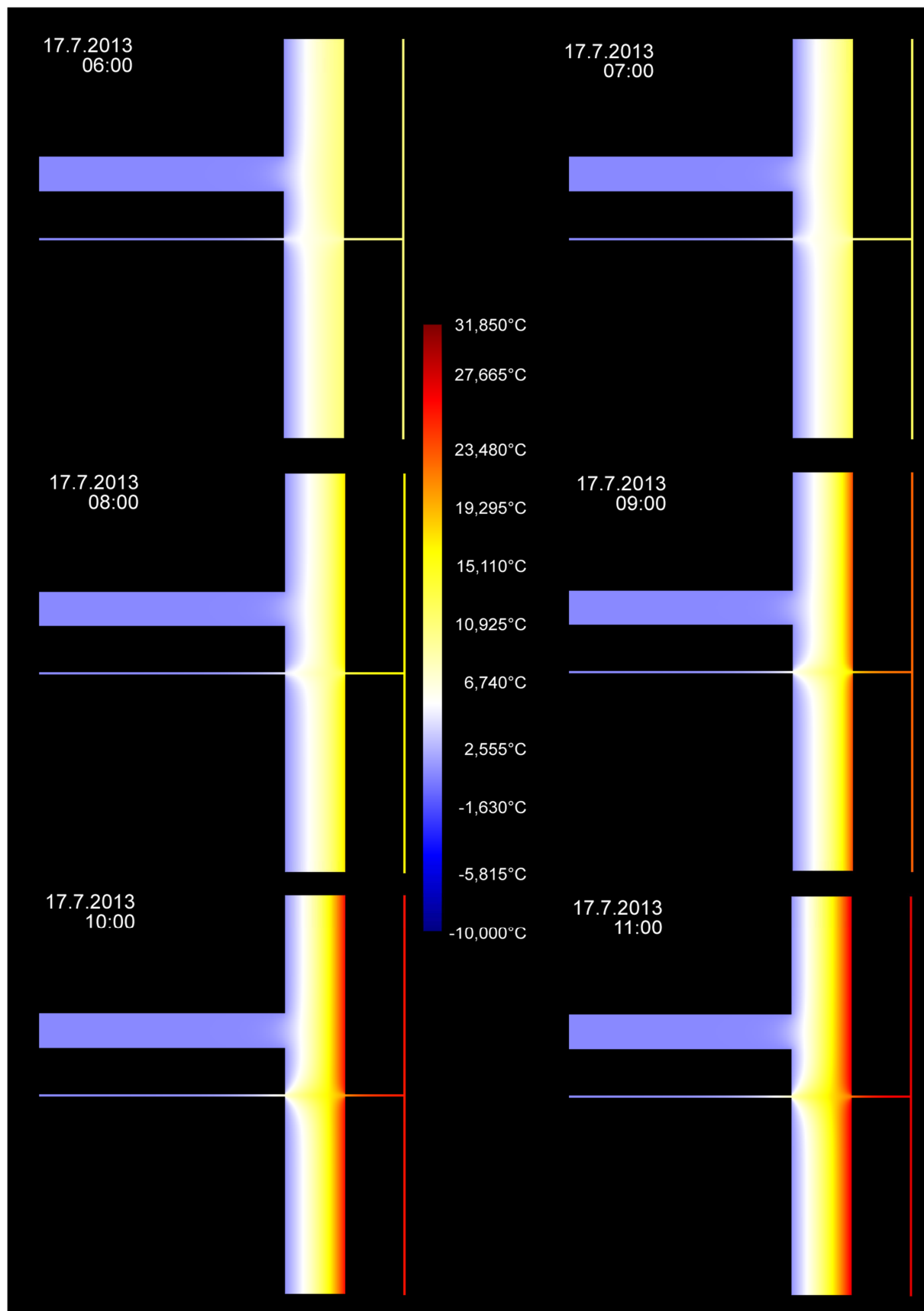
Graf. 9: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270



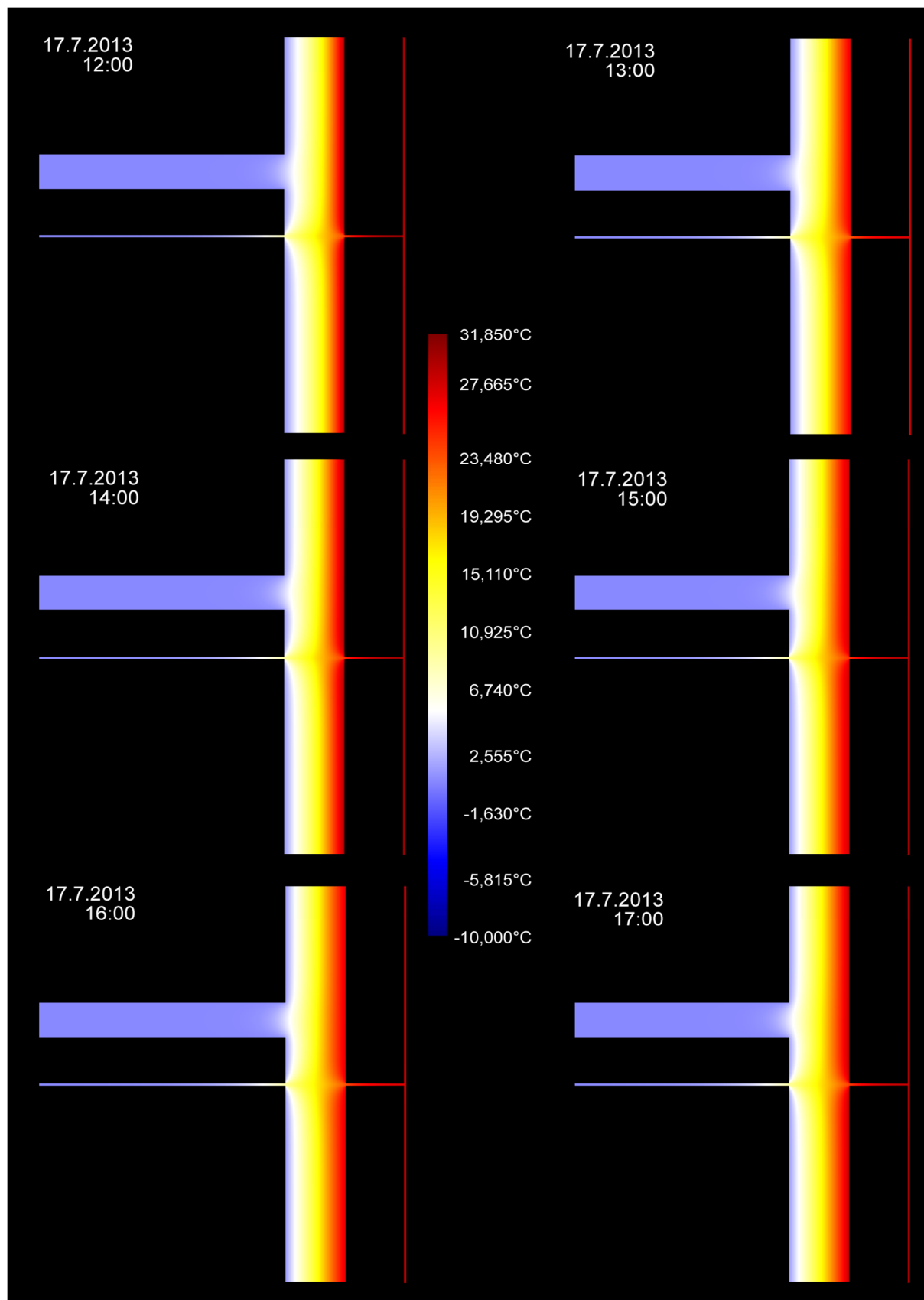
Graf. 10: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270



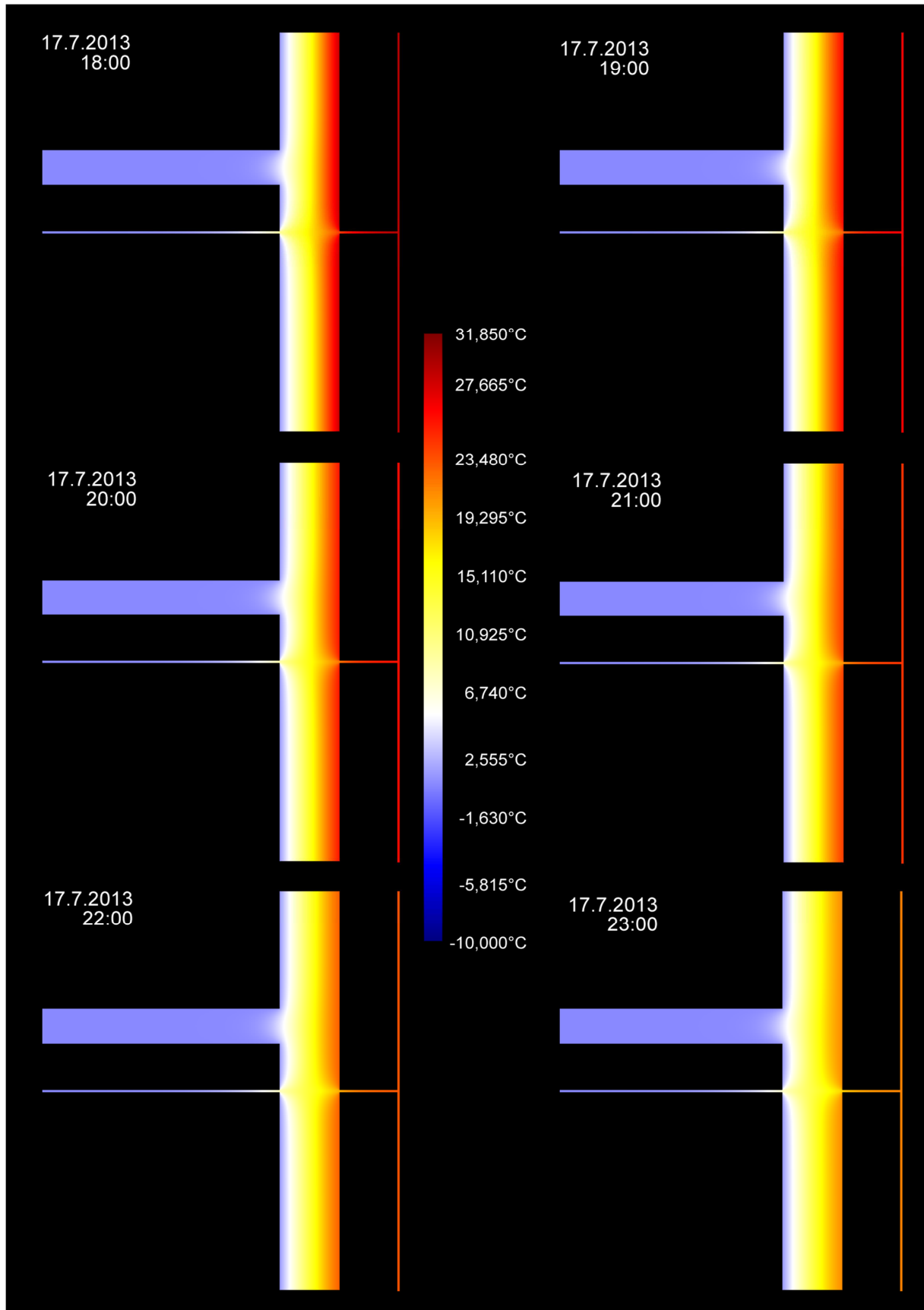
Obr. 103: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 104: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 105: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 106: Simulace 2D teplotního pole

Technické realizační řešení B

1. Řešení pomocí Tepelně-izolačního prvku pro přerušní tep. mostů oc. konstrukcí

Jako vhodné technicko-realizační řešení jsem zvolil využití tepelně-izolačního prvku Schöck Isokorb typ KST-QST Modul pro připojení vykonzolovaných, nebo podepřených ocelových stavebních prvků na ocelové konstrukce. Prvek přenáší tahové, tlakové a posouvající síly.

Výhody:

- umožňují přerušit tepelného mostu u ocelových konstrukcí a současně přenášejí vysoká zatížení
- zvyšují svými tepelně technickými vlastnostmi povrchovou teplotu na vnitřních plochách ocelové konstrukce, nedochází ke kondenzaci a následným defektům
- redukují podstatně tepelné ztráty v rovině fasády
- představují v ocelovém stavebnictví nejmodernější článek pro zabránění tepelných mostů
- umožňují vysoký stupeň prefabrikace u ocelových staveb
- násobným použitím základních modulů jsou zabezpečeny všechny nároky na profil i únosnost
- zaručují nejkratší přípravné a montážní doby
- zaručují jistotu díky průběžné kontrole
- jsou vyzkoušeny v jednotlivých realizačních variantách
- jsou vyrobeny výhradně z nerezové oceli, čímž jsou trvale chráněny proti korozi

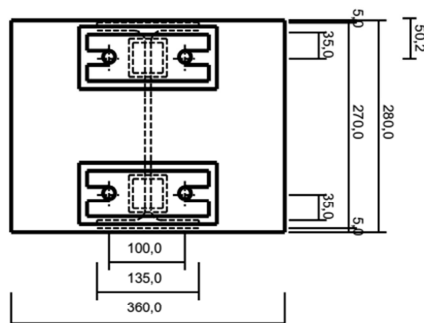
Návrh jsem provedl v softwaru Návrh: KST výrobce Shöck Bauteile.

Výrobek: Schöck Isokorb KST
Předpis: DIN Typový atest LGA

KST-Moduly: QST/QST
Typ 16

Nosník: IPE 270
b / t / s = 135 / 10 / 7 mm

Čel. kot. deska: b / t / h = 360 / 30 / 280 mm
 $f_{yk} = 240 \text{ N/mm}^2; \gamma_m = 1,1$



Působící návrhové vnitřní síly:

Zatěžovací stav 1

$M_{y1,ED}$	= 5,00	kNm
$N_{x1,ED}$	= 0,00	kN
$V_{z1,ED}$	= 30,00	kN
$H_{y1,ED}$	= 5,00	kN
$M_{z1,ED}$	= 5,00	kNm

Zatěžovací stav 2

$M_{y2,ED}$	= 0,00	kNm
$N_{x2,ED}$	= 0,00	kN
$V_{z2,ED}$	= 0,00	kN
$H_{y2,ED}$	= 0,00	kN
$M_{z2,ED}$	= 0,00	kNm

Výsledky pro jednotlivý modul:

	Modul	N_{x1}	V_{z1}	H_{y1}	N_{x2}	V_{z2}	H_{y2}	
Účinky zatížení ED:	QST	-77,78	30,00	5,00	0,00	0,00	0,00	kN
Únosnost RD:	QST	-116,80	30,00	6,00	116,80	30,00	6,00	kN
Vytížení:	QST	0,67	1,00	0,83	0,00	0,00	0,00	□
Účinky zatížení ED:	QST	77,78	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	kN
Únosnost RD:	QST	116,80	0,00	6,00	116,80	30,00	6,00	kN
Vytížení:	QST	0,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	□

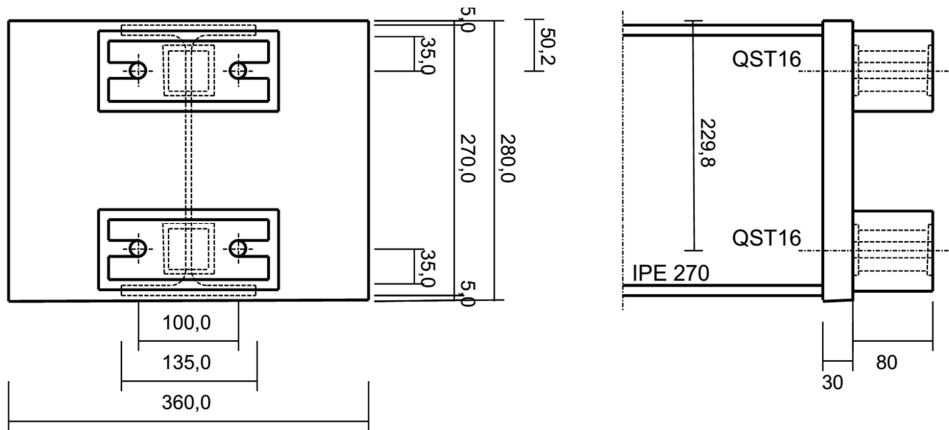
Poloha 0-Line (vzd. od hor. hrany nos.):

Deformace (jen moduly):

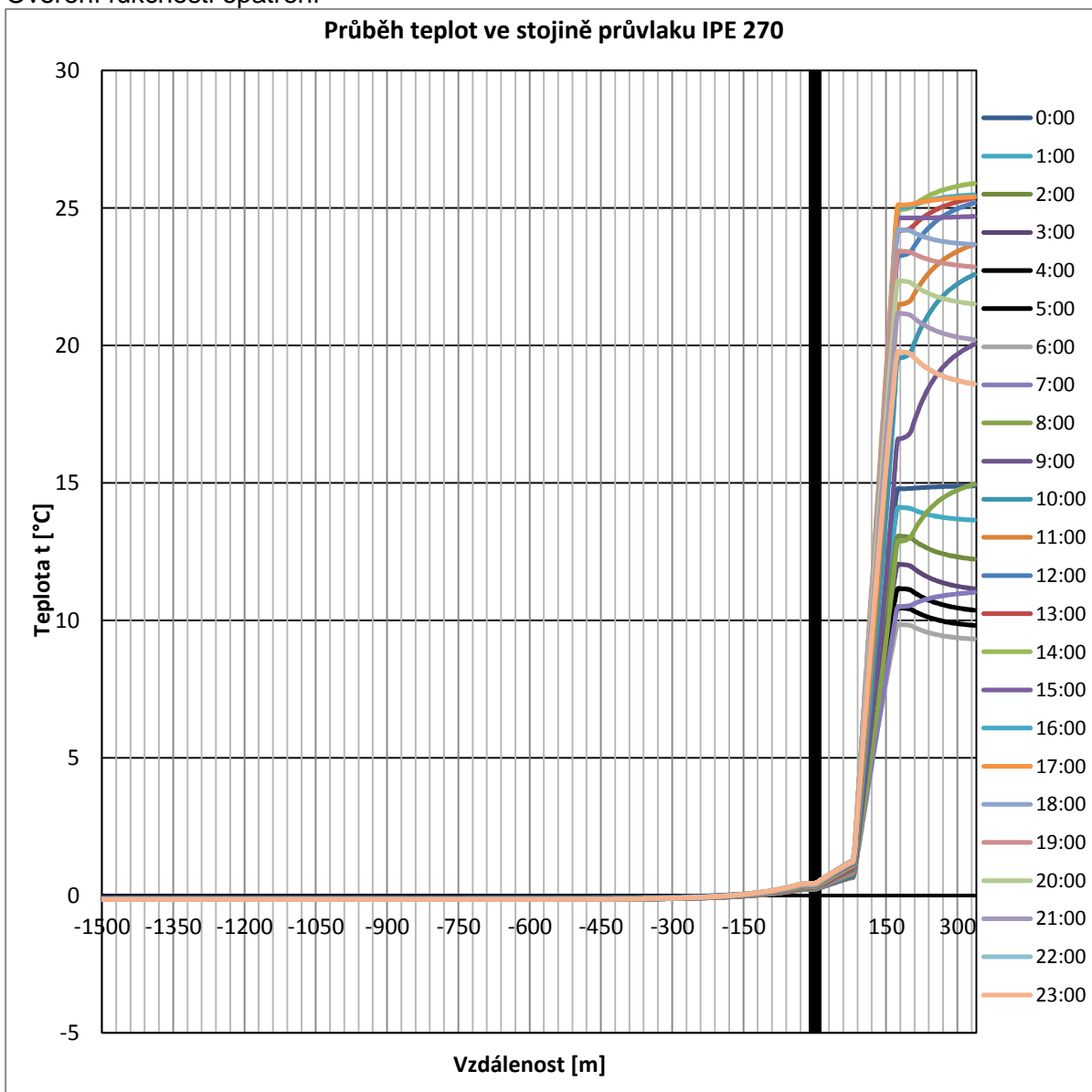
$C = 1193478 \text{ kNm/rad}$

$e_3 = 100 \text{ mm}$

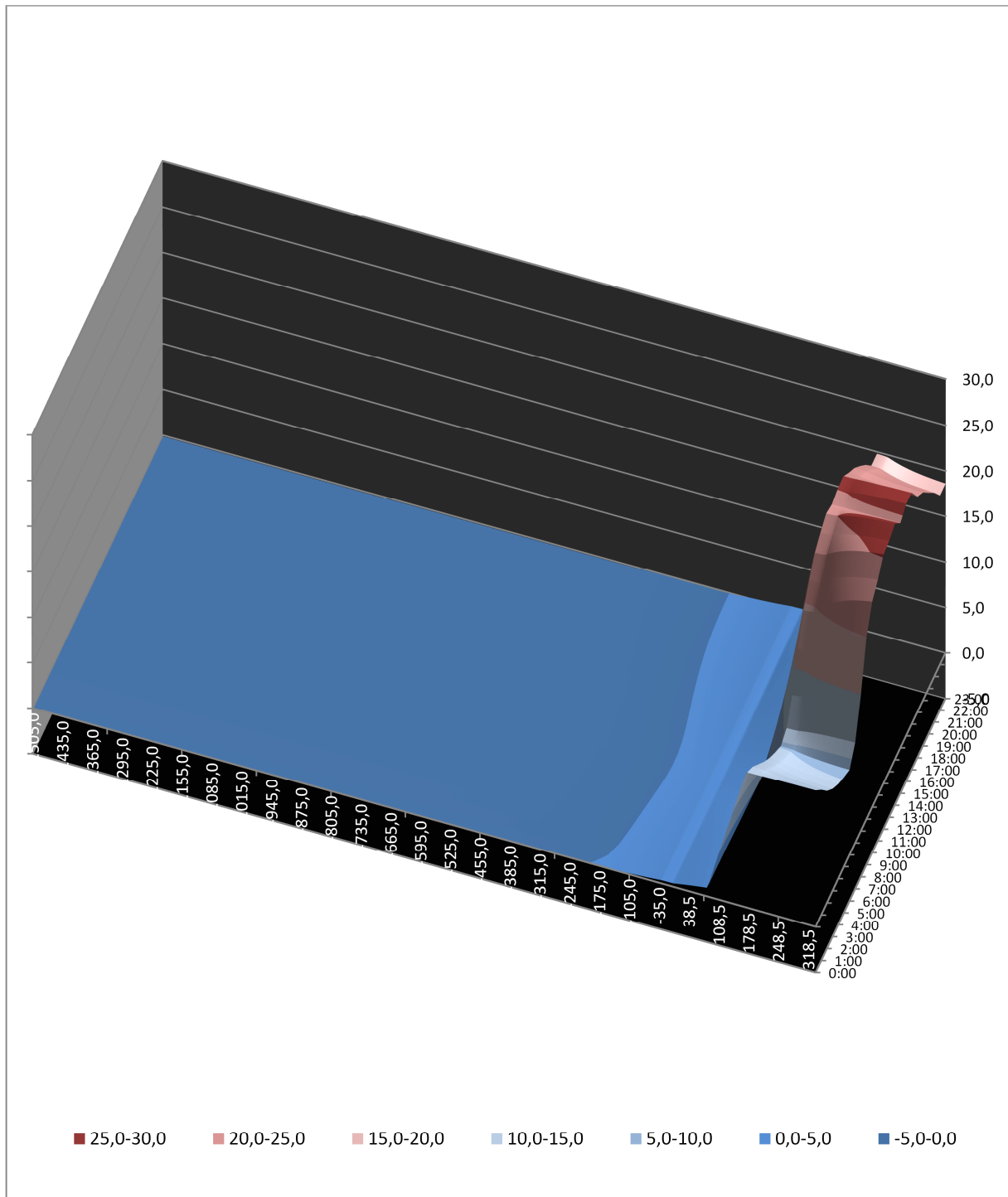
$\varphi = 0,000288926657484285 \text{ rad}$



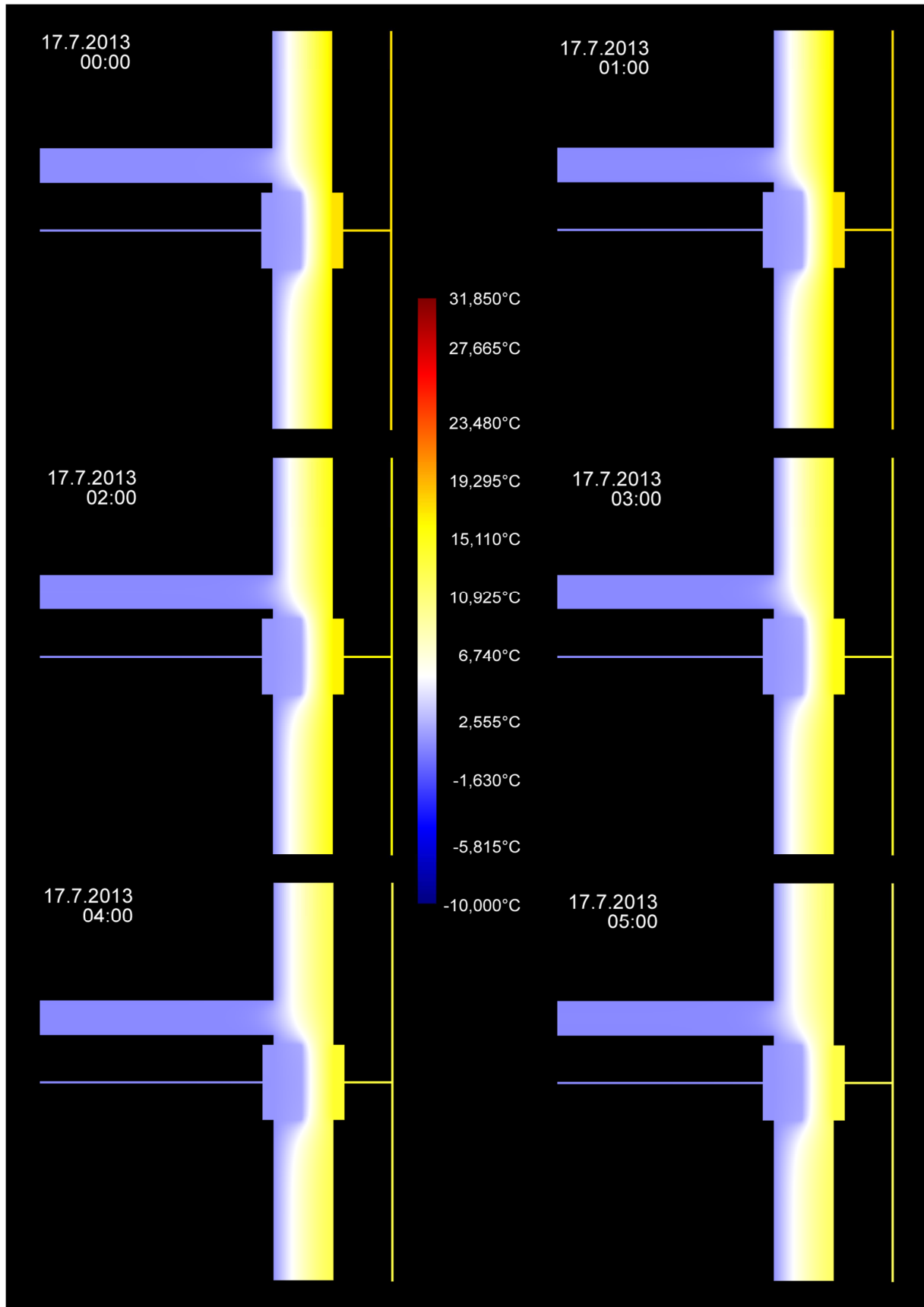
Ověření funkčnosti opatření



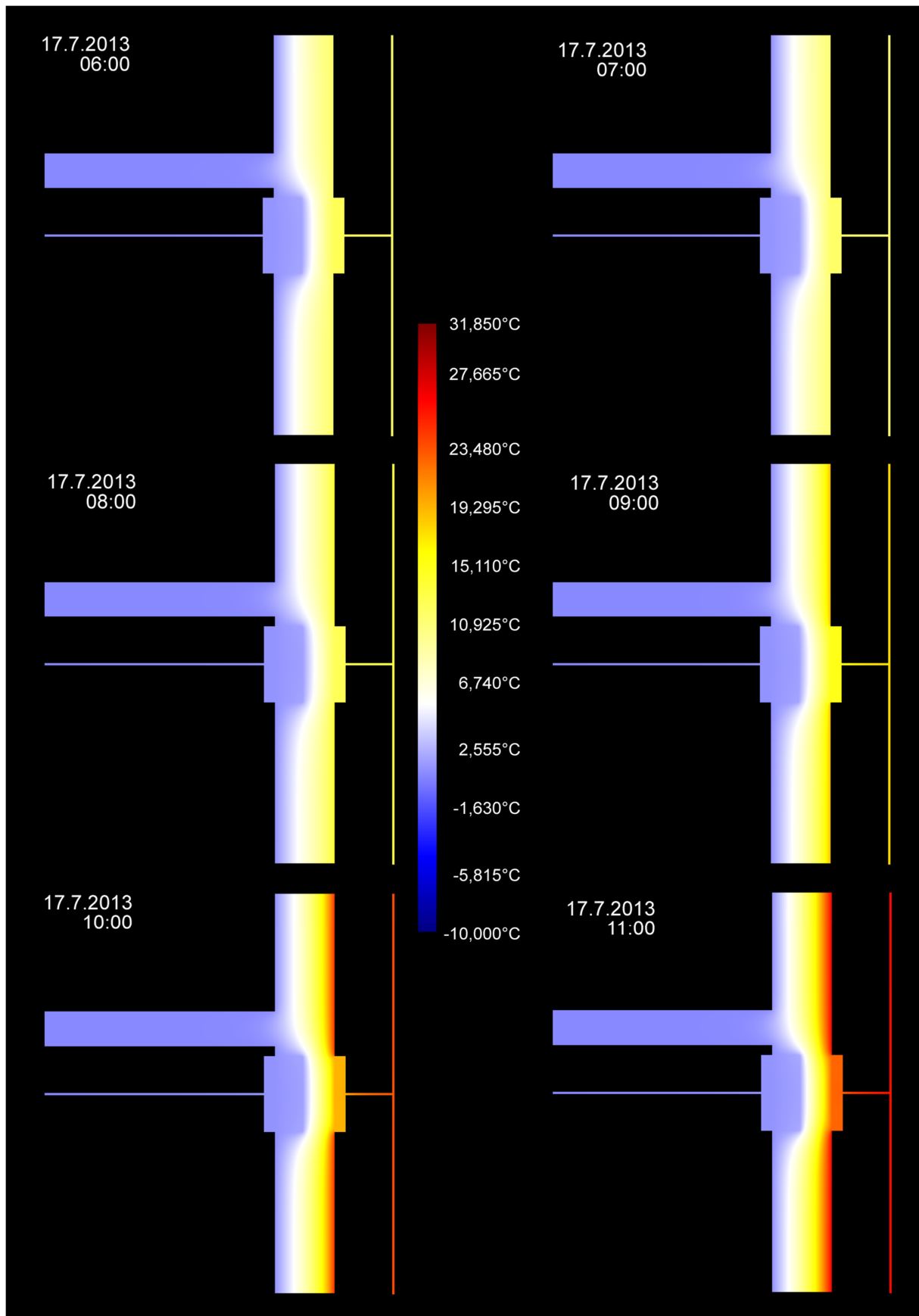
Graf. 11: Průběh teplot ve stojně průvlaku IPE 270



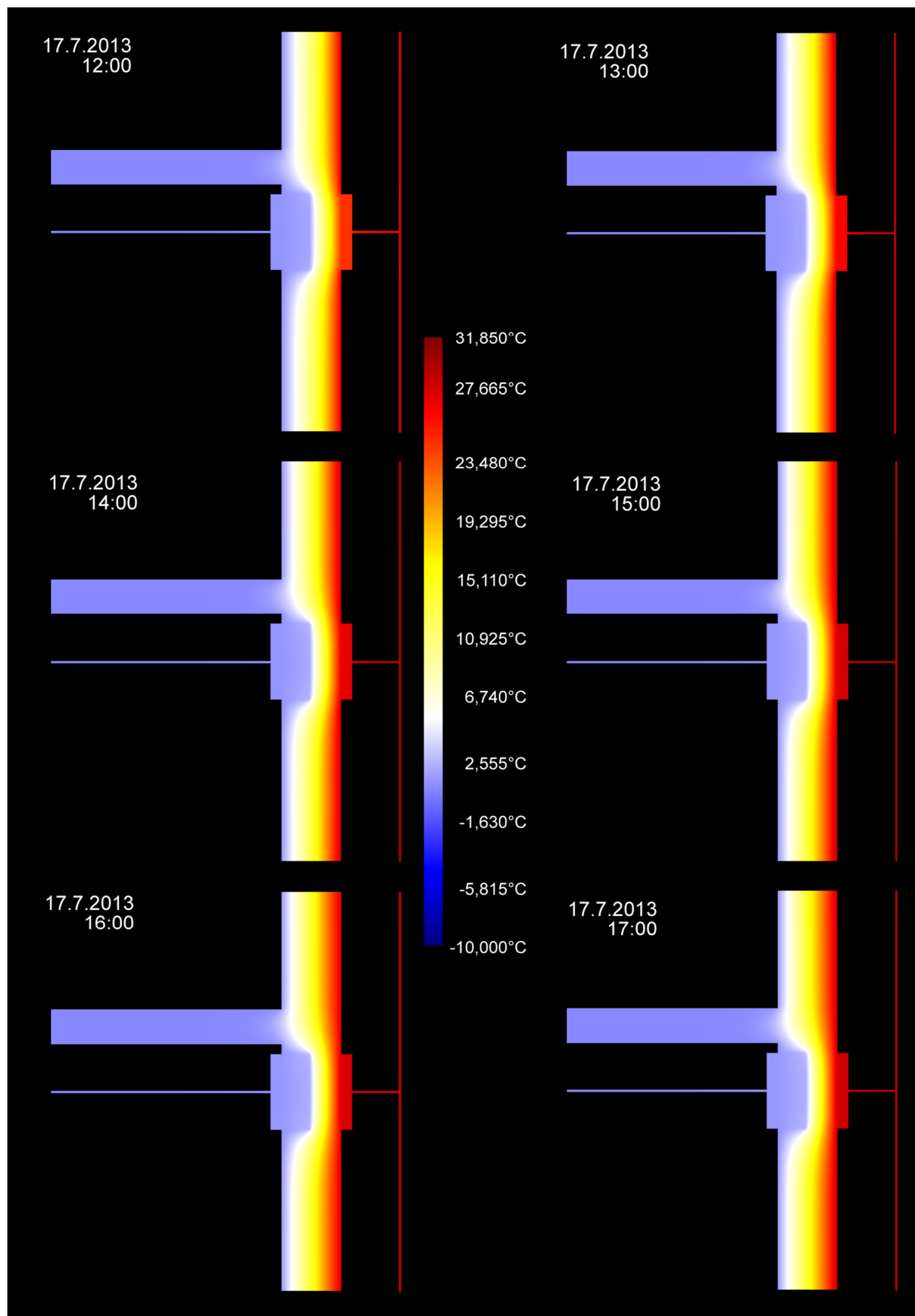
Graf. 12: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270



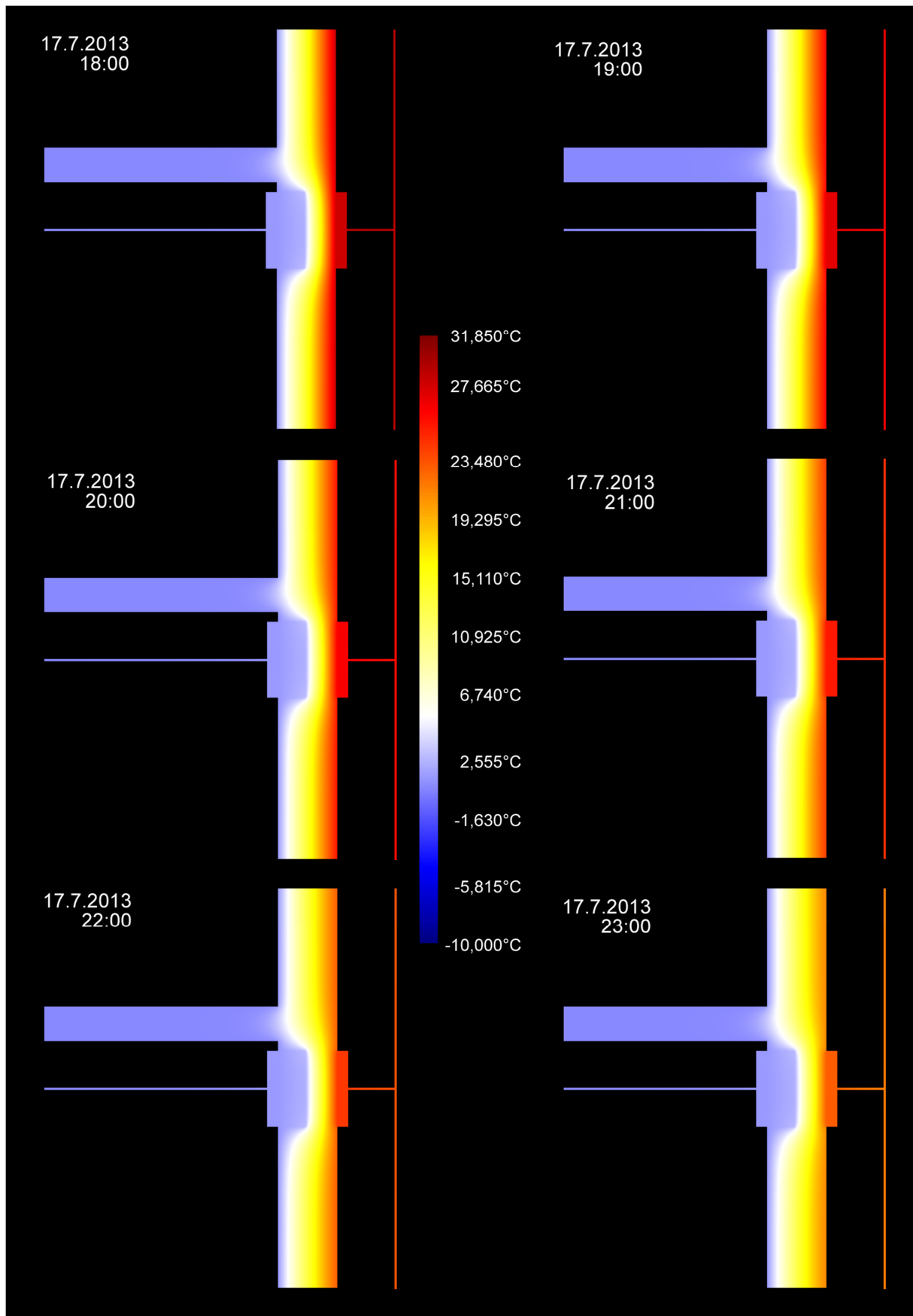
Obr. 107: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 108: Simulace 2D teplotního pole



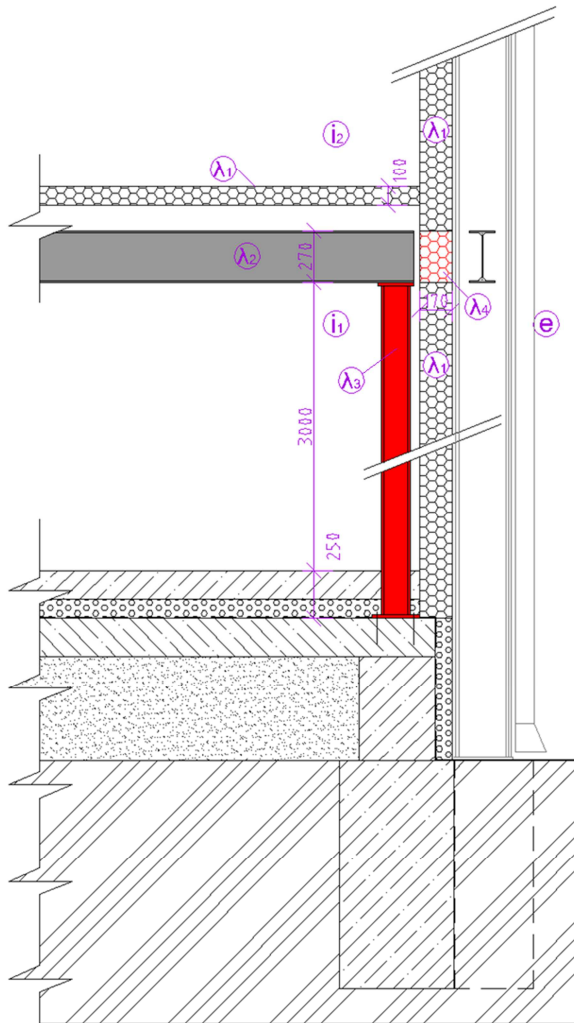
Obr. 109: Simulace 2D teplotního pole



Obr. 110: Simulace 2D teplotního pole

2. Řešení zkrácením průvlastku a osazením nosného sloupu uvnitř interiéru

Stávající pochozí vrstva bude vybourána na podkladní ŽB desku a bude osazen nový ocelový sloup např. HEB 150, který bude osazen na ocelovou podkladní desku a přikotven ke stávajícímu ŽB pasu. Po svaru či montovaném spoji obou oc. konstrukcí může být odstraněna přesahující část stávajícího průvlastku IPE 270 a následně zaizolována sendvičovým PUR panelem.



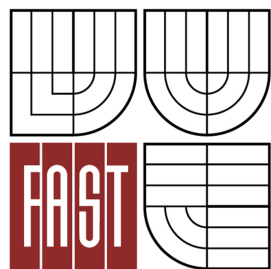
Obr. 111: Technické řešení 2

Závěrečné hodnocení:

Po rozsáhlém experimentálním měření a následné simulaci byly zjištěny zásadní nedostatky provedení konstrukčního styku. Výsledkem tohoto výzkumu vznikly dvě reálná technická řešení tohoto problému.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ŘEŠENÍ VYBRANÝCH ASPEKTŮ CHLAZENÍ JATEK APPLICATION FOR A SPECIFIC THEME BUILDING

D – TECHNICKÉ REALIZAČNÍ ŘEŠENÍ TECHNICAL SOLUTIONS IMPLEMENTATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MILAN SNOPEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

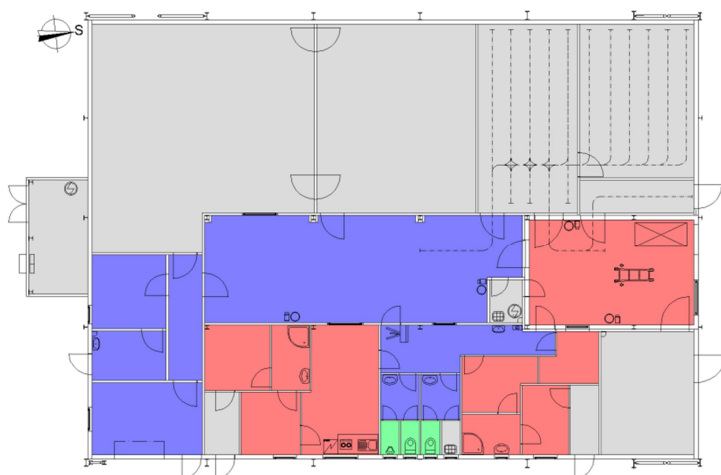
KOMBINOVANÝ KLIMATIZAČNÍ SYSTÉM INDUKČNÍ S CHLAZENÍM TECHNOLOGICKÝCH PROSTOR 3 – VARIANTA C

D.1 Návrh VZT systému

Klimatizační systém tvoří strojovna, distribuční síť primárního a odváděného vzduchu s koncovými prvky, okruhy otopné a chladicí vody, RaM, ZZT, požární opatření. Strojovnu k úpravě primárního vzduchu lze situovat do podkrovních prostor objektu. Primární vzduch dopraví do indukčních jednotek vysokotlaký rozvodný systém z kruhového potrubí typu Spiro. Odvod vzduchu z klimatizovaných místností zajistí nízkotlaká potrubní síť tvořená kruhovým potrubím typu Spiro. Potrubní síť navrhuji horizontální s přívodem vertikálním skrz stropní panely. Rozvody vody řeší profese vytápění a chlazení.

D.1.1 Analýza VZT systému

Vzduchotechnický systém je rozdělen dle provozních požadavků objektu do čtyř funkčních celků dle Obr. 111



Obr. 112: Rozdělení objektu do funkčních celků

Legenda:

- červená – zařízení VZT 1
- modrá – zařízení VZT 2
- zelená – zařízení VZT 3
- šedá – prostory větrané přirozeně

Skladba VZT systému

- 1) koncové části – kruhové ventily, difuzory, žaluzie, indukční jednotky
- 2) přenosové části – kruhové potrubí SPIRO, ventilátory
- 3) úpravy vzduchu – absolutní filtry, ohříváče, chladiče
- 4) ochranné části – tlumiče hluku a chvění, izolace tepelné
- 5) regulační části – klapky, clony, čidla, monitorování, rozvaděče
- 6) pomocné části – podpěry

D.1.2 Návrh distribuce vzduchu

Distribuci vzduchu budou zajišťovat tři vzduchotechnická zařízení. Koncové distribuční prvky navrhuji dle technologických/provozních nároků jednotlivých místností.

Výška pracovní oblasti byla zvolena 1,5 m.

1) Distribuce VZT zařízením 1

Část distribuce vzduchu místností budou zajišťovat indukční jednotky (dále jen I-J) se stropním uložením a část zajistí komfortní obdélníkové výústky a kruhové ventily osazené do kruhového Spiro potrubí.

a) Přívod vzduchu

Návrh distribuce vzduchu I-J

Místo budovy je Kámen u Kraslic, navržené objemové průtoky v jednotlivých místnostech, jejich tepelná zátěž, ztráty, vodní zisky, teploty primárního, venkovního a vnitřního vzduchu v letním i zimním období a relativní vlhkosti vnitřního i venkovního jsou uvedeny v tab. a tab.. Obtokový součinitel $Os = 0,05$. Řešení má charakter iterace, v prvním kroku řešení se uplatní dané a zvolené vstupní hodnoty, v případě nereálných výstupů a disproporcí se návrh opakuje s jinou upravenou kombinací vstupních údajů. Podrobný výpočet bude demonstrován na místnosti 119..

Tab. 50: Letní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Letní charakteristické údaje místností								
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost venkovního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná zátěž místnosti	Vodní zisky	
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_1 [W]	M_w [g/kg]	
108	Porážka	30	24	17	60	65	938,4	7243,0	1,327	
112	Sklad čistých přepravků		17				70	50,0	557,0	0,030
114	Umývárna přepravků		17				70	70,0	262,0	0,030
115	Šatna - muži civil		26				60	120,0	505,3	0,119
118	Šatna - muži pracovní		26				60	120,0	1009,0	0,119
119	Denní místnost		26				60	280,0	2152,8	0,119
120	Sanitační chodba		17				70	100,0	355,6	0,059
127	Šatna - ženy pracovní		26				60	72,8	598,4	0,059
129	Kancelář veterináře		26				60	50,0	389,8	0,030
130	Šatna - ženy civil		21				60	61,2	740,4	0,059

Tab. 51: Zimní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Zimní charakteristické údaje místností						
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost venkovního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná ztráta místnosti
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_z [W]
108	Porážka	-18	23	16	80	84	938,4	4427,8
112	Sklad čistých přepravků		22		70		50,0	286,1
114	Umývárna přepravků		22		70		70,0	221,3
115	Šatna - muži civil		23		60		120,0	331,6
118	Šatna - muži pracovní		23		60		120,0	337,3
119	Denní místnost		23		60		280,0	917,1
120	Sanitační chodba		22		70		100,0	130,0
127	Šatna - ženy pracovní		23		60		72,8	266,0
129	Kancelář veterináře		23		60		50,0	282,8
130	Šatna - ženy civil		23		60		61,2	281,9

a. geometrické řešení rozteče přívodních elementů

Polohy umístění I-J byly voleny dle navržené komfortní zóny a typu použité I-J. Návrh proběhl v programu LindQST výrobce Lindab.

b. návrh I-J

Zvolen teplotní spád chladicí vody 15/22 °C a topné vody 55/45 °C. Teplota primárního vzduchu 17°C. Výstupní údaje shrnuty v Tab. 50, 51.

Chladicí období – letní návrhový extrém, místnost 119

- teplota rosného bodu

$$t_r = t_e - \frac{t_e - t_{pr}}{1 - O_s} = 30 - \frac{30 - 15}{1 - 0,05} = 14,2 \text{ °C}$$

- průtok primárního vzduchu

$$V_{pr} = V_e = Y \cdot n = 4 \cdot 70 = 280 \text{ m}^3/\text{h} = 0,078 \text{ m}^3/\text{s}$$

- chladicí výkon primárního vzduchu

$$Q_{pr} = V_{pr} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_i - t_{pr}) = 0,078 \cdot 1010 \cdot 1,2 \cdot (26 - 17) = 848,4 \text{ W}$$

- chladicí výkon sekundárního vzduchu

$$Q_s = Q_1 - Q_{pr} = 2152,8 - 848,4 = 1304,4 \text{ W}$$

- návrh dle katalogu firmy Lindab – jednotky Architect (60Pa) velikost 2400, $n_p = 3$ ks, objemový průtok $V_{pr} = 3 \cdot 108 = 324 \text{ m}^3/\text{h} = 0,09 \text{ m}^3/\text{s}$

- ochlazení sekundárního vzduchu $\Delta_{ts} = 7 \text{ K}$ je voleno s ohledem na zamezení vzniku kondenzace (vyplývá z h - x diagramu)

- chladicí výkon sekundární

$$Q_s = 3 \cdot 506 = 1518 \text{ W} > 1398,6 \text{ W}$$

- teplota sekundárního vzduchu

$$t_s = t_i - \Delta_{ts} = 26 - 7 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

- objemový průtok sekundárního vzduchu

$$V_s = \frac{Q_s}{c \cdot \rho \cdot \Delta_{ts}} = \frac{1518,0}{1010 \cdot 1,2 \cdot 7} = 0,131 \text{ m}^3/\text{s} = 552,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

- indukční poměr (1: 1,5 - 5)

$$I = \frac{V_{pr}}{V_s} = \frac{0,078}{0,131} = 0,59 \rightarrow 1: 2,0 \text{ vyhoví}$$

- odvlhčení primárního vzduchu

$$\Delta x_{pr} = \frac{M_w}{V_{pr} \cdot \rho} = \frac{0,119}{0,078 \cdot 1,2} = 1,27 \text{ g/kg}$$

- teplota přívodního vzduchu

$$t_p = (V_{pr} \cdot t_{pr} + V_s \cdot t_s) / V_p = (0,078 \cdot 15 + 0,131 \cdot 19) / (0,078 + 0,131) = 18,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

- hmotnostní průtok chladicí vody k ochlazení sekundárního vzduchu v jednotce

$$m = \frac{Q}{c \cdot \Delta_t} = \frac{506}{4186 \cdot 7} = 0,017 \text{ kg/s} = 62 \text{ kg/h}$$

Otopné období – zimní návrhový extrém, místnost 119

- průtoky primárního a sekundárního vzduchu shodné s letním obdobím
- tepelný výkon pro ohřátí primárního vzduchu

$$Q_{pr} = V_{pr} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_i - t_{pr}) = 0,078 \cdot 1010 \cdot 1,2 \cdot (23 - 16) = 659,9 \text{ W}$$

- tepelný výkon sekundárního vzduchu

$$Q_s = Q_{pr} + Q_z = 661,8 + 917,1 = 1577,0 \text{ W}$$

- ohřátí sekundárního vzduchu

$$\Delta_t = t_s - t_i = \frac{Q_s}{c \cdot \rho \cdot V_s} = \frac{1577,0}{1010 \cdot 1,2 \cdot 0,16} = 8,5 \text{ K}$$

- teplota sekundárního vzduchu

$$t_s = t_i + \Delta_{ts} = 23 + 8,5 = 31,5 \text{ °C}$$

- tepelný výkon jednotky dle Lindab pro rozdíl $\Delta_t = 10 \text{ K}$ je $Q = 3 \cdot 952 = 2856 \text{ W}$

- teplota přívodního vzduchu

$$t_p = (V_{pr} \cdot t_{pr} + V_s \cdot t_s) / V_p = (0,078 \cdot 16 + 0,16 \cdot 31,1) / (0,078 + 0,16) = 26,3 \text{ °C}$$

- odvlhčení primárního vzduchu – zanedbávám

$$\Delta x = 0$$

- hmotnostní průtok otopné vody o ohřátí sekundárního vzduchu jednotkou

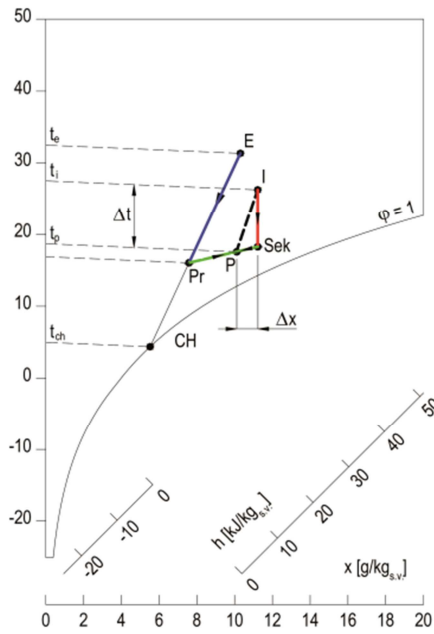
$$m = \frac{Q}{c \cdot \Delta_t} = \frac{952}{4186 \cdot 10} = 0,023 \text{ kg/s} = 82,8 \text{ kg/h}$$

Tab. 52: Přehled charakteristických veličin pro letní období – návrhový stav pro chlazení

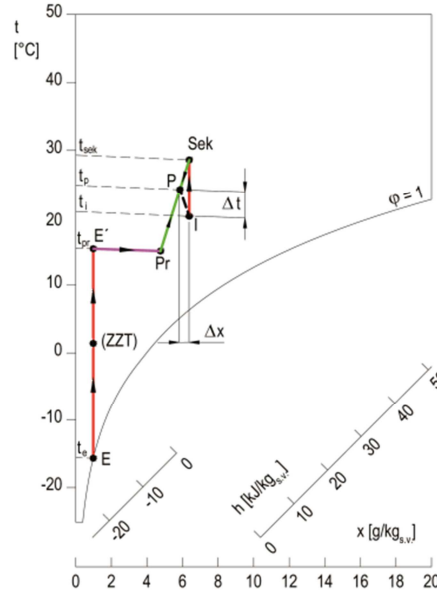
Charakteristické veličiny		t	x	h	ϕ
Hodnoty	Vzduch	°C	g/kg	kJ/kg	%
Vstupní známé	I vnitřní	26	13,1	60	60
	E venkovní	30	18,0	76	65
Výstupní hledané	Pr primární	17	11,9	47	95
	r s teplotou rosného bodu	15	11,0	43	100
	S sekundární	19	13,1	52	92
	P přívodní	18,3	12,5	50	92

Tab. 53: Přehled charakteristických veličin pro zimní období – návrhový stav pro vytápění

Charakteristické veličiny		t	x	h	ϕ
Hodnoty	Vzduch	°C	g/kg	kJ/kg	%
Vstupní známé	I vnitřní	23	10,9	51	60
	E venkovní	-18	0,7	-16	90
Výstupní hledané	1 předehřátý	41,6	0,7	44	1,4
	Pr primární	16	10,9	44	92,8
	S sekundární	31,1	10,9	59	37,3
	P přívodní	26,2	10,9	54	49,6
	m s teplotou mokrého teploměru	15,3	11,3	44	100



Obr. 113: Hx diagram - Létó



Obr. 114: Hx diagram - Zima

Tab. 54: Příklad vzduchu I-J – letní návrhový extrém VZT1

č.m.	Chladicí období - letní návrhový extrém															
	Teplota rosného bodu	Chladicí výkon primárního vzduchu	Chladicí výkon sekundárního vzduchu	Návrh jednotky Lindab objemový průtok / tlaková ztráta / hladina hluku / chladicí výkon				Počet jednotek	Objemový průtok jednotkami	Chladicí výkon sekundární	Teplota sekundárního vzduchu	Objemový průtok sekundárního vzduchu	Indukční poměr	Odvěhčení primárního vzduchu	Teplota přívodního vzduchu	Hmotnostní průtok chladicí vody
	t_r [°C]	Q_{pr} [W]	Q_s [W]	V_{sj} , Δp , L_{wA} , Q_s [m ³ /h], [Pa], [dB], [W]	n_p [ks]	V_{sj} [m ³ /h]	Q_s [W]	t_s [°C]	V_s [m ³ /h]	l [-]	Δx_{pr} [g/k g]	t_p [°C]	m [kg/h]			
108	16,3	3475,2	3767,8	Architect 3,6m - 234 - 109 - 31 - 973	4	936,0	3892,0	19	1866,9	1 : 2	4,2	18,3	278,9			
112	33,7	523,3	523,3	Architect 1,8m - 72 - 64 - 22 - 289	2	144,0	578,0	15	200,6	1 : 4	1,8	15,4	82,8			
114	47,1	214,9	214,9	Architect 1,5m - 90 - 64 - 67 - 235	1	90,0	235,0	15	61,2	1 : 2	1,3	16,1	67,4			
115	444,4	60,9	60,9	Architect 1,8m - 126 - 68 - 27 - 363	1	126,0	363,0	19	60,1	1 : 2	3,0	17,7	104,1			
118	444,4	564,6	564,6	Architect 2,4m - 72 - 64 - 22 - 421	2	144,0	842,0	19	273,9	1 : 3	3,0	18,4	120,7			
119	1036,9	1115,8	1115,8	Architect 2,4m - 108 - 67 - 26 - 506	3	324,0	1518,0	19	553,5	1 : 2	1,3	18,3	145,1			
120	67,3	288,3	288,3	Architect 1,5m - 54 - 63 - 20 - 191	2	108,0	382,0	15	79,5	1 : 2	1,8	16,1	54,8			
127	269,6	328,8	328,8	Architect 2,4m - 54 - 63 - 20 - 355	2	108,0	710,0	19	160,3	1 : 3	2,4	18,4	101,8			
129	185,2	204,6	204,6	Architect 1,8m - 54 - 63 - 20 - 247	1	54,0	247,0	19	101,1	1 : 2	1,8	18,3	70,8			
130	226,6	513,8	513,8	Architect 2,4m - 72 - 64 - 22 - 524	2	144,0	1048,0	19	235,5	1 : 4	2,9	18,6	150,2			

Tab. 55: Přívod vzduchu I-J – zimní návrhový extrém VZT1

č.m	Otopné období - zimní návrhový extrém										
	Tepelný výkon primárního vzduchu	Tepelný výkon sekundárního vzduchu	Ohřátí sekundárního vzduchu	Teplota sekundárního vzduchu	Návrh jednotky Lindab objemový průtok / tlaková ztráta / hladina hluku / chladičový výkon	Počet jednotek	Objemový průtok jednotkami	Tepelný výkon sekundární	Teplota přívodního vzduchu	Hmotnostní průtok topné vody	
	Q_{pr} [W]	Q_s [W]	Δt [°C]	t_s [°C]	$V_{sj}, \Delta p, L_{WA}, Q_s$ [m ³ /h], [Pa], [dB], [W]	n_p [ks]	V_{sj} [m ³ /h]	Q_s [W]	t_p [°C]	m [kg/h]	
108	2211,5	6639,3	10,6	33,6	Architect 3,6m - 234 - 109 - 31 - 2211	4	936,0	8844,0	27,7	180,0	
112	-16,8	269,3	4,0	19,0	Architect 1,8m - 72 - 64 - 20 - 528	2	144,0	1056,0	18,4	113,9	
114	-23,6	197,7	9,6	24,6	Architect 1,5m - 90 - 64 - 22 - 443	1	90,0	443,0	20,0	39,7	
115	282,8	614,4	14,0	37,0	Architect 1,8m - 126 - 68 - 27 - 654	1	126,0	654,0	23,0	40,2	
118	282,8	620,1	6,7	29,7	Architect 2,4m - 72 - 64 - 22 - 763	2	144,0	1526,0	25,5	97,6	
119	659,9	1577,0	8,5	31,5	Architect 2,4m - 108 - 67 - 26 - 952	3	324,0	2856,0	26,3	96,7	
120	-33,7	96,3	3,6	18,6	Architect 1,5m - 54 - 63 - 20 - 371	2	108,0	742,0	17,2	88,6	
127	171,6	437,6	8,1	31,1	Architect 2,4m - 90 - 66 - 24 - 867	1	90,0	1734,0	26,4	67,8	
129	302,8	585,6	12,0	35,0	Architect 1,8m - 54 - 63 - 29 - 461	1	54,0	461,0	24,4	33,0	
130	144,2	426,1	5,4	28,4	Architect 2,4m - 72 - 64 - 20 - 763	2	144,0	1526,0	25,8	122,1	

Technické informace o navržených jednotkách naleznete v příloze P11.

Návrh distribuce vzduchu vyústkami

Podrobný výpočet roztečí bude demonstrován na místnosti 107. Výsledky všech místností shrnuty v tab.

a. geometrické řešení rozteče přívodních elementů

1) Předběžná rozteč otvorů t_A, t_B

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta \quad [m]$$

kde L je dosah proudu vzduchu pro právní výšku v m (2m)
 β úhel proudu vzduchu (45°)

$$t_A = t_B = 2 \cdot L \cdot \tan \beta = 2 \cdot 2 \cdot \tan 45 = 4 \text{ m}$$

2) Předběžný počet přívodních vyústek n_A ve směru A

$$n_A = \frac{A}{t_A} \quad [ks]$$

kde A je šířka místnosti v m
 t_A předběžná rozteč otvorů v m

$$n_A = \frac{A}{t_A} = \frac{13,415}{4} = 3,35 \rightarrow 4 \text{ ks}, t_A = 3,35 \text{ m}, \beta = 40^\circ$$

3) Předběžný počet přívodních výústek n_B ve směru B

$$n_B = \frac{B}{t_B} \quad [ks]$$

kde B je délka místnosti v m
 t_B předběžná rozteč otvorů v m

$$n_B = \frac{B}{t_B} = \frac{4,54}{4} = 1,14 \rightarrow 2 \text{ ks}, t_A = 2,27 \text{ m}, \beta = 48^\circ$$

4) Předběžný počet přívodních výústek

$$n = n_A \cdot n_B \quad [ks]$$

$$n = n_A \cdot n_B = 4 \cdot 2 = 8 \text{ ks}$$

Tab. 56: Řešení distribuce vzduchu

č.m.	Název místnosti	Výška pracovní oblasti	Dosah proudu vzduchu	Úhel proudu vzduchu	Šířka místnosti	Délka místnosti	Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních výústek ve směru A	Předběžný počet přívodních výústek ve směru B	Počet přívodních výústek	Počet odvodních výústek	Rozteč otvorů ve směru A	Rozteč otvorů ve směru B
		h [m]	L [m]	β [°]	A [m]	B [m]	t_A, t_B [m]	n_A [ks]	n_B [ks]	n [ks]	n [ks]	t_A [m]	t_B [m]
116	Umývárna - muži	1,5	1,15	45	1,62	2,79	2,3	1	2	2	1	1,62	1,40
121	Předsíň - muži	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
122	Předsíň - ženy	1,5	1,15	45	1,66	1,90	2,3	1	1	1	1	1,66	1,90
128	Umývárna - ženy	1,5	1,15	45	2,48	1,71	2,3	2	1	2	1	1,24	1,71

b. návrh koncových elementů pro přívod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P12.

Tab. 57: Přívod vzduchu vyústkami VZT1

č.m.	Název místnosti	Tlakové poměry v místnosti	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odváděného vzduchu	Počet vyústek	Objemový průtok vzduchu vyústkou	Volba vyústky	Rychlost vzduchu	Tlaková ztráta vyústky	Hladina hluku
			V_p [m ³ /h]	V_o [m ³ /h]	n_p [ks]	V_{p1} [m ³ /h]		w_p [m/s]	Δp_p [Pa]	L_A [dB]
116	Umývárna - muži	$V_p < V_o$	150	165	2	75	TFF-80	5,1	66	35
121	Předsíň - muži	$V_p < V_o$	60	66	1	60	TFF-80	3,9	45	34
122	Předsíň - ženy	$V_p < V_o$	60	66	1	60	TFF-80	3,9	45	34
128	Umývárna - ženy	$V_p < V_o$	150	165	2	75	TFF-80	5,1	66	35

b) odvod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P12. Výsledky návrhu shrnuty v Tab. 58.

Tab. 58: Odvod vzduchu vyústkami VZT1

č.m.	Název místnosti	Tlakové poměry v místnosti	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odváděného vzduchu	Počet vyústek	Objemový průtok vzduchu vyústkou	Volba vyústky	Rychlost vzduchu	Tlaková ztráta vyústky	Hladina hluku
			V_p [m ³ /h]	V_o [m ³ /h]	n_o [ks]	V_{o1} [m ³ /h]		w_o [m/s]	Δp_o [Pa]	L_A [dB]
108	Porážka	$V_p > V_o$	938,4	844,6	6	141	TFF 150	10,0	34	35
115	Šatna - muži civil	$V_p < V_o$	120,0	132,0	2	66	EFF 80	4,5	86	33
116	Umývárna - muži	$V_p < V_o$	150,0	165	1	165	TST125	9,3	19	27
118	Šatna - muži pracovní	$V_p < V_o$	120,0	132,0	2	66	EFF-80	4,5	86	33
119	Denní místnost	$V_p = V_o$	280,0	280,0	2	140	TST100	7,8	12	24
127	Šatna - ženy pracovní	$V_p < V_o$	72,8	80,1	2	40	EFF-80	2,9	20	21
128	Umývárna - ženy	$V_p < V_o$	50,0	165,0	1	165	TST125	9,3	19	27
129	Kancelář veterináře	$V_p = V_o$	50,0	80,0	1	129	TST100	9,3	22	27
130	Šatna - ženy civil	$V_p < V_o$	61,2	67,3	1	67	EFF-80	4,5	89	33

2) Distribuce VZT zařízením 2

Distribuce vzduchu místností budou komfortní kruhové ventily osazené do kruhového Spiro potrubí.

Tab. 59: Letní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Letní charakteristické údaje místností							
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná zátěž místnosti	Vodní zisky
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_1 [W]	M_w [g/kg]
107	Bourárna	30	8	15	80	84	938,4	5825,3	2,083
110	Expediční chodba		8		70		50,0	2181,5	0,059
111	Expedice		8		70		70,0	10203,2	0,059

Tab. 60: Zimní charakteristické údaje místností

č.m.	Název místnosti	Zimní charakteristické údaje místností							
		Teplota venkovního vzduchu	Teplota vnitřního vzduchu	Teplota primárního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	Objemový průtok primárního vzduchu	Tepelná ztráta místnosti	Vodní zisky
		t_e [°C]	t_i [°C]	t_{pr} [°C]	ϕ_i [%]	ϕ_e [%]	V_{pr} [m ³ /h]	Q_2 [W]	M_w [g/kg]
107	Bourárna	-18	8	15	80	84	938,4	576,5	2,083
110	Expediční chodba		8		70		50,0	253,6	0,059
111	Expedice		8		70		70,0	394,2	0,059

a) Přívod vzduchu

Tab. 61: geometrické řešení rozteče přívodních elementů

č.m.	Název místnosti	Geometrické řešení rozteče přívodních elementů											
		Výška pracovní oblasti	Dosah proudu vzduchu	Úhel proudu vzduchu	Šířka místnosti	Délka místnosti	Předběžná rozteč otvorů	Předběžný počet přívodních výustek ve směru A	Předběžný počet přívodních výustek ve směru B	Počet přívodních výustek	Počet odvodních výustek	Rozteč otvorů ve směru A	Rozteč otvorů ve směru B
		h [m]	L [m]	β [°]	A [m]	B [m]	t_A, t_B [m]	n_A [ks]	n_B [ks]	n [ks]	n [ks]	t_A [m]	t_B [m]
107	Bourárna	1,5	1,95	45	13,42	4,54	4,0	4	2	8	6	3,35	2,27
110	Expediční chodba	1,5	1,50	45	1,43	5,30	3,0	1	2	2	1	1,43	2,65
111	Expedice	1,5	1,50	45	4,65	3,02	3,0	2	2	4	2	2,32	1,51

b. návrh koncových elementů pro přívod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P12.

Tab. 62: Přívod vzduchu vyústkami VZT2

č.m.	Název místnosti	Tlakové poměry v místnosti	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odváděného vzduchu	Počet vyústek	Objemový průtok vzduchu vyústkou	Volba vyústky	Rychlost vzduchu	Tlaková ztráta vyústky	Hladina hluku
			V_p [m ³ /h]	V_o [m ³ /h]	n_p [ks]	V_{p1} [m ³ /h]		w_p [m/s]	Δp_p [Pa]	L_A [dB]
107	Bourárna	$V_p > V_o$	2089	1880	8	261	TFF 140	12,6	25	34
110	Expediční chodba	$V_p > V_o$	150	135	2	75	TFF 80	5,1	66	35
111	Expedice	$V_p > V_o$	126	113	4	32	TFF 80	1,8	8	21

b) odvod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir a.s.. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P . Výsledky návrhu shrnuty v tab. .

Tab. 63: Odvod vzduchu vyústkami VZT2

č.m.	Název místnosti	Tlakové poměry v místnosti	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odváděného vzduchu	Počet vyústek	Objemový průtok vzduchu vyústkou	Volba vyústky	Rychlost vzduchu	Tlaková ztráta vyústky	Hladina hluku
			V_p [m ³ /h]	V_o [m ³ /h]	n_o [ks]	V_{o1} [m ³ /h]		w_o [m/s]	Δp_o [Pa]	L_A [dB]
107	Bourárna	$V_p > V_o$	2089	1880	6	313	TFF 150	13,4	22	33
110	Expediční chodba	$V_p > V_o$	150	135	1	135	TSK 100	7,6	13	23
111	Expedice	$V_p > V_o$	126	113	2	57	EFF 80	3,9	60	29
112	Sklad čistých přepravků	$V_p > V_o$	50,0	45,0	1	45	EFF 80	3,2	32	24
114	Umývárna přepravků	$V_p > V_o$	70,0	63,0	1	63	EFF 80	4,3	78	32
120	Sanitační chodba	$V_p > V_o$	100,0	90,0	2	45	EFF 80	3,2	32	24
121	Předsíň - muži	$V_p < V_o$	60	66	1	66	EFF 80	4,5	86	33
122	Předsíň - ženy	$V_p < V_o$	60	66	1	66	EFF 80	4,5	86	33

3) Distribuce VZT zařízením 3

Distribuce vzduchu místností budou a kruhové ventily osazené do kruhového Spiro potrubí.

Odvod vzduchu

Vyústky byly navrženy v návrhové aplikaci ADP výrobce SystemAir. Detailní informace o navržených produktech viz příloha P12.

Tab. 64: Odvod vzduchu vyústkami VZT3

č.m.	Název místnosti	Tlakové poměry v místnosti	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odváděného vzduchu	Počet vyústek	Objemový průtok vzduchu vyústkou	Volba vyústky	Rychlost vzduchu	Tlaková ztráta vyústky	Hladina hluku
			V_{3p} [m ³ /h]	V_o [m ³ /h]	n_o [ks]	V_{3p1} [m ³ /h]		w_o [m/s]	Δp_o [Pa]	L_A [dB]
123	WC - muži pisoár	$V_p < V_o$	0	30	1	30	EFF-80	2,3	1	1
124	WC - muži klozet	$V_p < V_o$	0	50	1	50	EFF-80	3,5	45	26
125	WC - ženy klozet	$V_p < V_o$	0	50	1	50	EFF-80	3,5	45	26

D.1.3 Návrh potrubní sítě

Ideové schéma potrubní sítě systému je v kap. B.2.3 na obr. 56. Dimenzování základního okruhu přívodního potrubí je provedeno metodou zvyšování rychlosti. Vstupní hodnoty, volené předběžné rychlosti w' i průměry d' , navržený průměr kruhového Spiro potrubí d , skutečná rychlost v potrubí w a tlakové ztráty jsou uvedeny v tab. . Potrubí pro odvod vzduchu se navrhne obdobným způsobem.

D.1.4 Návrh strojovny k úpravě vzduchu

1) VZT zařízení 1

a) Vstupní hodnoty pro VZT zařízení č.1

Tab. 65: Objemové průtoky VZT 1

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu ± 10%
		Plocha	Světlná výška	Objem	Počet osob			
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]			
108	Porážka	31,28	7,00	218,96	3	$V_p > V_o$	938,40	844,56
112	Sklad čistých přepravků	9,67	3,00	29,01	1	$V_p > V_o$	50,00	0,00
114	Umývárna přepravků	6,55	3,00	19,65	1	$V_p > V_o$	70,00	0,00
115	Šatna - muži civil	7,7	2,65	20,41	4	$V_p < V_o$	120,00	132,00
116	Umývárna - muži	4,52	2,65	11,98	1	$V_p < V_o$	150,00	165,00
118	Šatna - muži pracovní	6,6	2,65	17,49	4	$V_p < V_o$	120,00	132,00
119	Denní místnost	16,69	2,65	44,23	4	$V_p = V_o$	280,00	280,00
120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	$V_p > V_o$	100,00	0,00
121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	$V_p < V_o$	60,00	0,00
122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	$V_p < V_o$	60,00	0,00
127	Šatna - ženy pracovní	6,87	2,65	18,21	2	$V_p < V_o$	72,82	80,10
128	Umývárna - ženy	4,22	2,65	11,18	1	$V_p < V_o$	150,00	165,00
129	Kancelář veterináře	4,85	2,65	12,85	1	$V_p = V_o$	50,00	50,00
130	Šatna - ženy civil	5,77	2,65	15,29	2	$V_p < V_o$	61,16	67,28
CELKEM:							2360,91	1994,47

- objemový průtok vzduchu $V_p = 0,65 \text{ m}^3/\text{s}$
- objemový průtok vzduchu $V_o = 0,55 \text{ m}^3/\text{s}$
- externí tlakové ztráty přívodní větve $\Delta p = 1982,2 \text{ Pa}$
- externí tlakové ztráty odvodní větve $\Delta p = 1030,7 \text{ Pa}$

b) Návrh přívodu venkovního vzduchu do strojovny

1. Protidešťová žaluzie

- průtočná plocha pro zvolenou rychlost $w = 3,5 \text{ m/s}$ bude

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{0,65}{3,5} = 0,19 \text{ m}^2$$

- navrženo dle výrobce SystemAir a.s. protidešťová žaluzie 500 x 450 mm, průtočná plocha $S = 0,19 \text{ m}^2$

- tlaková ztráta žaluzie pro součinitel odporu $\xi = 6$ a $w = 3,5 \text{ m/s}$

$$\Delta_p = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot w = 0,5 \cdot 6 \cdot 1,2 \cdot 3,5^2 = 44,1 \text{ Pa}$$

2. Regulační klapka

- zvolena dle výrobce SystemAir a.s. regulační klapka 500 x 450 mm s průtočnou plochou $S = 0,21 \text{ m}^2$

- skutečná rychlost bude

$$w = \frac{V_p}{S_k} = \frac{0,65}{0,21} = 3,1 \text{ m/s}$$

- tlaková ztráta klapky pro součinitel odporu $\xi = 0,6$

$$\Delta_p = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot w = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 3,1^2 = 3,46 \text{ Pa}$$

c) Návrh odvodu odpadního vzduchu ze strojovny

Odpadní vzduch je odveden nad střechu budovy kruhovým Spiro potrubím. Pro objemový průtok odpadního vzduchu $V_z = 0,55 \text{ m}^3/\text{s}$ je dle zásad dimenzování navržen průměr potrubí 400 mm. Na potrubí se po vyústění nad střechu osadí výfuková hlavice dle výrobce o průměru 400 mm. Tlaková ztráta hlavice $\Delta_{ph} = 50 \text{ Pa}$, ztráta výfukového potrubí $\Delta_{pt3} = 45 \text{ Pa}$.

d) Popis řešení

Výchozí pro návrh jednotky jsou technické podklady výrobce. Vybrané údaje jsou v příloze P. Systém klimatizace vyžaduje sestavu tvořenou komorami klapkovou (KK), filtrační (FK), ohřívacími (PK, DK), chladičí (CK), zvlhčovací (VhK), ventilátorovou (VK) a výměníkem zpětného získání tepla (ZZT). Regulaci průtoku vnějšího a cirkulačního vzduchu umožní klapky (RK). Na potrubní síť se jednotka napojí pomocí tlumicích vložek.

e) Návrh jednotky

- návrh proveden v aplikaci AeroCad výrobce Remak a.s.
- pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji sestavnou klimatizační jednotku typu AeroMaster XP 04
- vlastní rozměry (DxŠxV) 5101 x 885 x 1600 mm, hmotnost 737 kg

Vybraná data programového návrhu

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 04
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 739 kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až +40°C
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43$ dB
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TUV SÚD Czech
- certifikát shody dle GOST R- vyvinuto a vyráběno v souladu s certifikovaným systémem řízení jakosti ISO 9001:2001

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

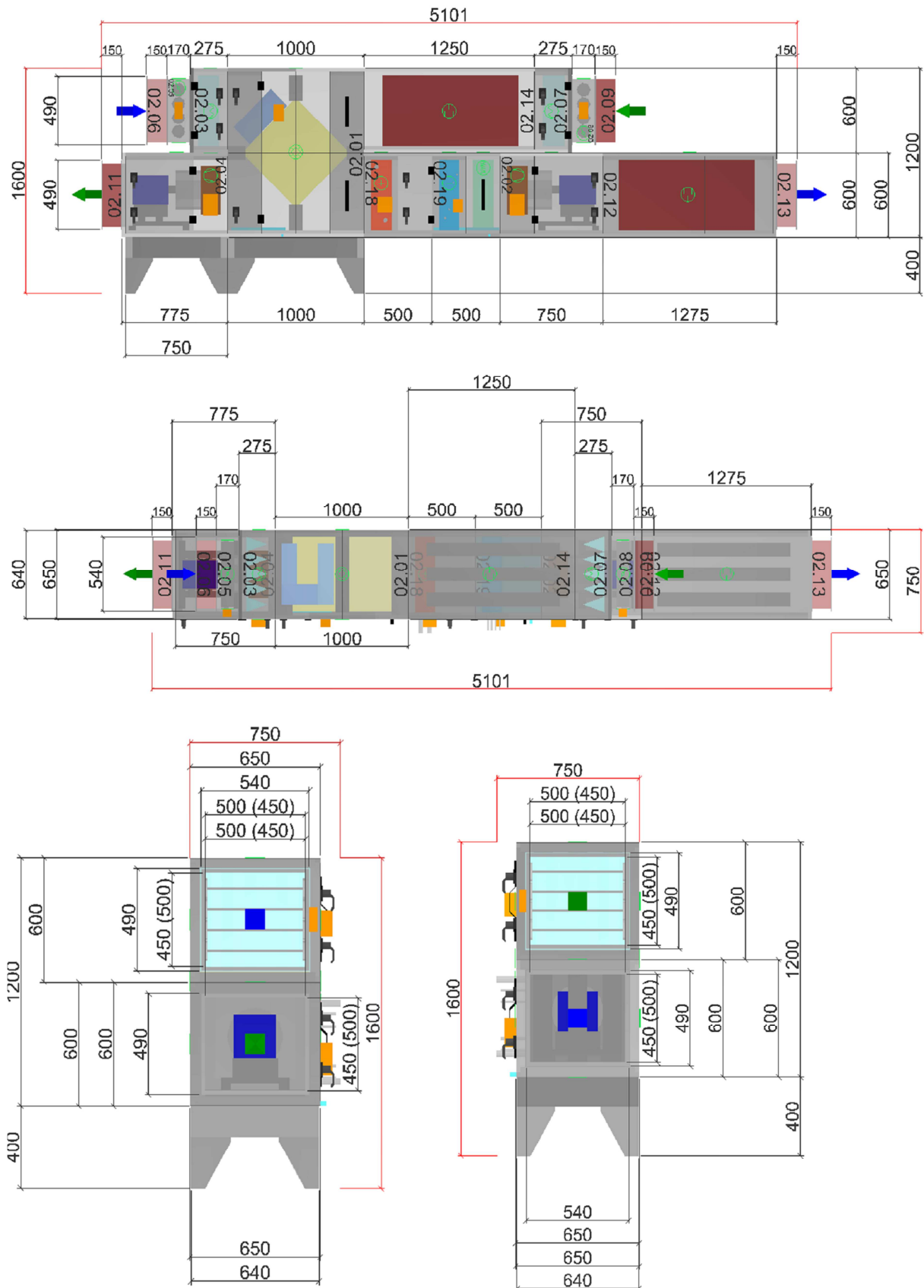
Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
<hr/>	
Teplota z místnosti [°C]	20 / 23
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2361 / 1995
Rychlost v průřezu [m/s]	2.39 / 2.02
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	1974 / 1167
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	-8 / +136
<hr/>	
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	461 / 136
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	16 / 20
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 93

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	2.93 / 1.36
Specifický výkon zařízení $SFP_{E, IW, m^{-3} \cdot s}$	6540
<hr/>	
Součtové výkony pro ohřev [kW]	10 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	12 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	18



Obr. 115: Geometrie VZT 1

2) VZT zařízení 2

a) Vstupní hodnoty pro VZT zařízení č.2

Tab. 66: Objemové průtoky VZT 2

č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přívodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu ± 10%	
		Plocha	Světlá výška	Objem	Počet osob				
		S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]				
VZT 2	107	Bourárna	60,9	3,43	208,89	2	V _p > V _o	2089	1880,1
	110	Expediční chodba	7,55	3,00	22,65	3	V _p > V _o	150	135,0
	111	Expedice	14,03	3,00	42,09	1	V _p > V _o	126	113,4
	112	Sklad čistých přepravků	9,67	3,00	29,01	1	V _p > V _o	0	45,0
	114	Umývárna přepravků	6,55	3,00	19,65	1	V _p > V _o	0	63,0
	120	Sanitační chodba	11,62	2,65	30,79	2	V _p > V _o	0	90,0
	121	Předsíň - muži	3,14	2,65	8,32	2	V _p < V _o	0	66,0
	122	Předsíň - ženy	3,14	2,65	8,32	2	V _p < V _o	0	66,0
CELKEM:							2365	2458,5	

- objemový průtok vzduchu V_p = 0,66 m³/s
- objemový průtok vzduchu V_o = 0,68 m³/s
- externí tlakové ztráty přívodní větve Δp = 396,7 Pa
- externí tlakové ztráty odvodní větve Δp = 753,3 Pa

b) Návrh přívodu venkovního vzduchu do strojovny

1. Protidešťová žaluzie

- průtočná plocha pro zvolenou rychlost w = 3,5 m/s bude

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{0,66}{3,5} = 0,19 \text{ m}^2$$

- navržena dle výrobce protidešťová žaluzie o rozměru mm, průtočná plocha S= m²
- tlaková ztráta žaluzie pro součinitel odporu ξ = 6 a w = 3,5 m/s

$$\Delta p = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot w = 0,5 \cdot 6 \cdot 1,2 \cdot 3,5^2 = 44,1 \text{ Pa}$$

2. Regulační klapka

- zvolena dle výrobce regulační klapka mm s průtočnou plochou S = m²
- skutečná rychlost bude

$$w = \frac{V_p}{S_k} = \frac{0,77}{0,37} = 2,1 \text{ m/s}$$

- tlaková ztráta klapky pro součinitel odporu ξ = 0,6
- $$\Delta p = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot w = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 2,1^2 = 1,6 \text{ Pa}$$

c) Návrh odvodu odpadního vzduchu ze strojovny

Odpadní vzduch je odveden nad střechu budovy kruhovým Spiro potrubím. Pro objemový průtok odpadního vzduchu $V_z = 0,52 \text{ m}^3/\text{s}$ je dle zásad dimenzování navržen průměr potrubí 400 mm. Na potrubí se po vyústění nad střechu osadí výfuková hlavice dle výrobce o průměru 400 mm. Tlaková ztráta hlavice $\Delta_{ph} = 50 \text{ Pa}$, ztráta výfukového potrubí $\Delta_{pt3} = 45 \text{ Pa}$.

d) Popis řešení

Výchozí pro návrh jednotky jsou technické podklady výrobce. Vybrané údaje jsou v příloze P. Systém klimatizace vyžaduje sestavu tvořenou komorami klapkovou (KK), filtrační (FK), ohřívacími (PK, DK), chladící (CK), zvlhčovací (VhK), ventilátorovou (VK) a výměníkem zpětného získání tepla (ZZT). Regulaci průtoku vnějšího a cirkulačního vzduchu umožní klapky (RK). Na potrubní síť se jednotka napojí pomocí tlumicích vložek. Provedení jednotky umožní variantní připojení potrubí vzduchu.

e) Návrh jednotky

- návrh proveden v aplikaci AeroCad výrobce Remak a.s.
- pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji sestavnou klimatizační jednotku typu AeroMaster XP 04
- vlastní rozměry (DxŠxV) 5301 x 880 x 1800 mm, hmotnost 979 kg

Vybraná vstupní data programového návrhu

Druh: sestavná jednotka AeroMaster XP 06
Model box: AMXP3
Hmotnost zařízení: 972kg

Popis zařízení:

- standardně dodávány varianty pro vnitřní i venkovní instalace pro prostředí C2 nebo C3 dle (ČSN) EN ISO 14713-1
- schváleno k použití v hygienických a čistých aplikacích (SZÚ - 111130, S 294/01)
- standardní rozsah pracovních teplot je -40°C až $+40^\circ\text{C}$
- samonosná bezrámová konstrukce se zcela hladkým vnitřním pláštěm
- sendvičové panely s 50 mm nehořlavou izolací
- parametry dle EN 1886:2008 (M): D2, L2 resp. L1, T3, TB3
- zvuková neprůzvučnost pláště $R_w = 43 \text{ dB}$
- ES prohlášení shody vydáno ve spolupráci s TÚV SÚD Czech

Klimatické a vstupní podmínky (zima/léto)

Teplota vzduchu (venkovní) [°C]	-18 / 30
Relativní vlhkost (venkovní) [%]	84 / 65
Tlak vzduchu [kPa]	93 / 93
Teplota z místnosti [°C]	15 / 17
Relativní vlhkost z místnosti [%]	65 / 65

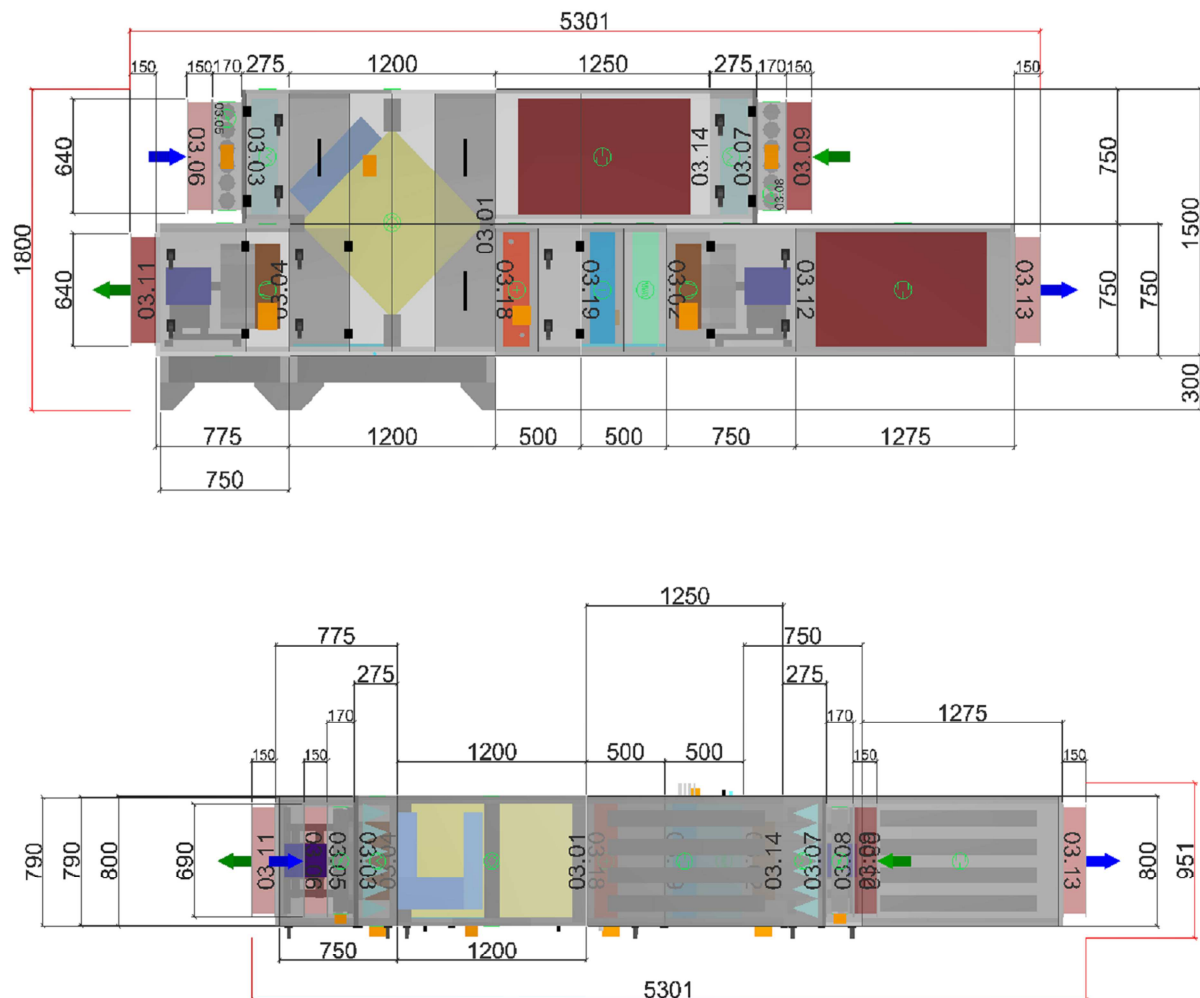
Vzduchové parametry zařízení (přívod/odvod)

Skutečný průtok vzduchu [m ³ /h]	2365 / 2459
Rychlost v průřezu [m/s]	1.45 / 1.51
Skutečná externí tlaková ztráta (rezerva) [Pa]	420 / 943
Rozdíl (k zaregulování) [Pa]	+23 / +190

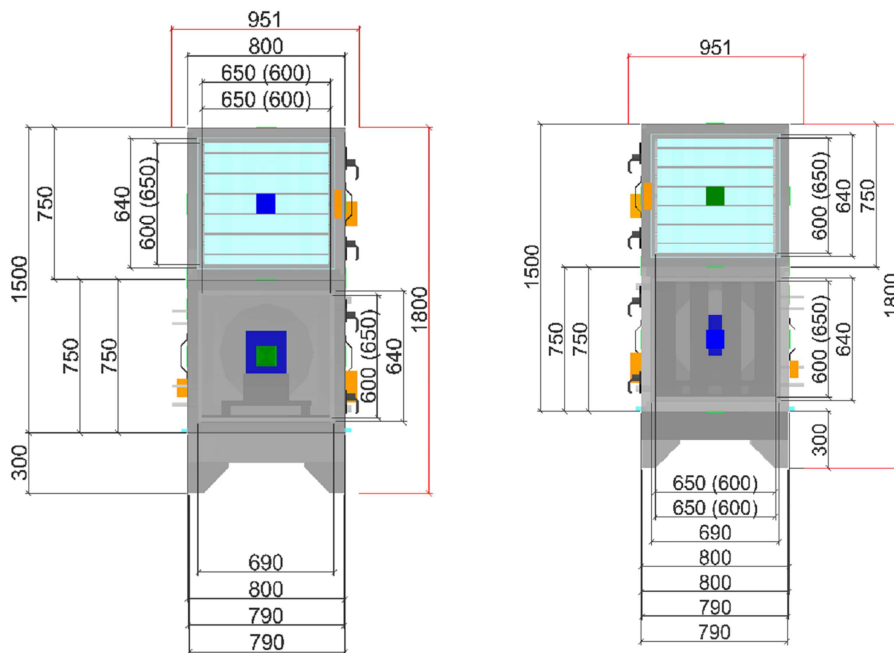
Tlaková ztráta komponentů v sestavě [Pa]	181 / 89
Výstupní teplota z přívodu (zima/léto) [°C]	15 / 17
Výstupní relativní vlhkost z přívodu (zima/léto) [%]	6 / 100

Výkonové parametry zařízení (přívod/odvod)*

Dimenzováno na výkonový stupeň ventilátorů	5 / 5
Součtové výkony ventilátorů [kW]	0.73 / 1.28
Specifický výkon zařízení SFP _{E, W, m⁻³.s}	2947
Součtové výkony pro ohřev [kW]	8 / 0
Součtové výkony pro chlazení [kW]	15 / 0
Výkon zpětného získání tepla [kW]	19



Obr. 116: Geometrie VZT 2



Obr. 117: Geometrie VZT 2

3) VZT zařízení 3

a) Vstupní hodnoty pro VZT zařízení č.3

Tab. 67: Objemové průtoky VZT 3

	č.m.	Název místnosti	Údaje o místnosti				Tlakové poměry	Objemový průtok přivodního vzduchu	Objemový průtok odvodního vzduchu ± 10%
			Plocha	Světelná výška	Objem	Počet osob			
			S [m ²]	SV [m]	V [m ³]	n [-]			
VZT 3	123	WC - muži pisoár	1,14	2,65	3,02	1	V _p < V _o	0	30,21
	124	WC - muži klozet	1,14	2,65	3,02	1	V _p < V _o	0	50,00
	125	WC - ženy klozet	1,14	2,65	3,02	1	V _p < V _o	0	50,00
CELKEM:								0	130,21

- objemový průtok vzduchu V_o = 0,04 m³/s
- externí tlakové ztráty odvodní větve Δp = 142,8 Pa

b) Návrh odvodu odpadního vzduchu

Odpadní vzduch je odveden na fasádu budovy kruhovým Spiro potrubím. Pro objemový průtok odpadního vzduchu V_z = 0,04 m³/s je dle zásad dimenzování navržen průměr potrubí 100 mm. Na potrubí se po vyústění na fasádu osadí výfuková mřížka dle výrobce o průměru 100 mm. Tlaková ztráta mřížky Δ_{ph} = 50 Pa.

c) Popis řešení

Výchozí pro návrh ventilátoru jsou technické podklady výrobce. Vybrané údaje jsou v příloze. Systém odvětrání zajistí ventilátor do kruhového potrubí s hlukově tlumícím filtrem.

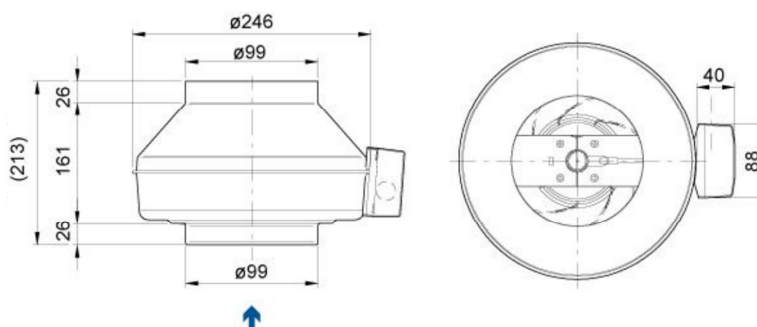
d) Návrh zařízení

- návrh proveden v aplikaci SystemAir Selection Program 3 výrobce SystemAir a.s.
- pro požadované splnění vstupních údajů navrhuji radiální ventilátor do kruhového potrubí typu K 100 XL 50 Hz
- vlastní rozměry (dxV) 246 x 213 mm, hmotnost 2,9 kg

Tab. 68: Vstupní data návrhu ventilátoru

Základní data			
Požadovaný průtok vzduchu	130		m ³ /h
Průtok vzduchu	130		m ³ /h
Required static pressure	143		Pa
Statický tlak	219		Pa
Příkon	53.8		W
Otáčky	2582		r.p.m.
Proud	0.233		A
SFP	1.49		kW/m ³ /s
Napětí	230		V

Hlukové údaje		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Celk.
Sání	dB(A)	49	64	68	66	62	56	52	41	72
Výtlak	dB(A)	49	62	63	65	60	55	54	44	69
Okolí	dB(A)	28	28	47	51	48	46	44	30	55



Obr. 118: Provedení ventilátoru

D.1.5 Dimenzování a hydraulické posouzení

Výpočet byl proveden v návrhovém softwaru Cadkon 2010. Z důvodů velkého množství úseků zde uvedu pouze výsledky hydraulického posouzení a celkový průtok potrubím. Použité dimenze potrubí shrnu do přehledové tabulky č. Potrubí je kruhového průřezu typu Spiro. Celý výpočet viz příloha P3.

Tab. 69: Shrnuté dimenze

Průměr [mm]	Délka [m]	% tvarovek
80	33,47	10,99
100	56,82	13,93
125	11,38	14,24
140	15,06	15,11
150	20,32	12,28
160	0,99	60,44
180	13,37	13,09
200	11,89	14,74
225	13,05	16,48
250	11	11,71
280	8,11	19,18
300	6,09	35,41
315	6,89	14,15
355	6,47	17,25
400	8,2	28,48
450	9,17	37,5

VZT 1:

a) Přívod
 $\Delta p = 1982,2 \text{ Pa}$
 $Q = 2427,0 \text{ m}^3/\text{h}$

b) Odvod
 $\Delta p = 1030,7 \text{ Pa}$
 $Q = 1995,0 \text{ m}^3/\text{h}$

VZT 2:

a) Přívod
 $\Delta p = 396,7 \text{ Pa}$
 $Q = 2427,0 \text{ m}^3/\text{h}$

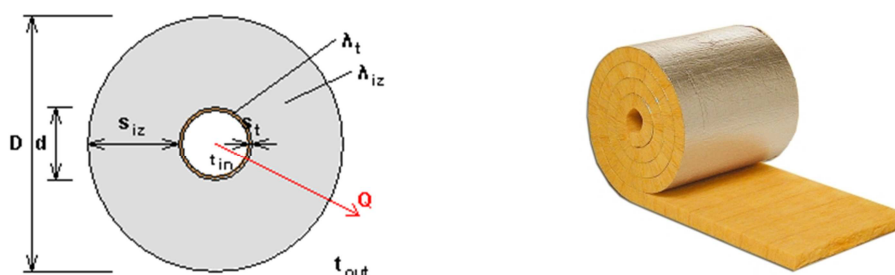
b) Odvod
 $\Delta p = 753,3 \text{ Pa}$
 $Q = 2457,0 \text{ m}^3/\text{h}$

VZT 3:

Odvod
 $\Delta p = 142,8 \text{ Pa}$
 $Q = 130,0 \text{ m}^3/\text{h}$

D.1.6 Návrh tepelné izolace VZT potrubí

Navrhuji tepelnou izolaci rozvodů chladicí vody a chladivového rozvodu dle vyhl. č 193/2007Sb. Výpočet šířky a množství použité izolace v m^2 jsem provedl pomocí výpočtového programu IsoCal od výrobce Saint-Gobain Isover dle § 9 odst. 3 vyhl. č 193/2007Sb se vnitřní rozvody VZT odizolují materiálem mající součinitel tep. vodivosti lamda menší nebo roven $0,038 \text{ W/m.K}$. Volím izolaci Isover ML-3 s $\lambda_{iz} = 0,038 \text{ W/m.K}$ na kruhové potrubí Spiro s $\lambda_{iz} = 50 \text{ W/m.K}$. Volím nejvyšší tepelnou ztrátu/zisk 5 W/m . Výsledky pro VZT 1 a VZT 2 shrnuty v Tab. 70 a 71.



Tab. 70: Izolace potrubí VZT 1

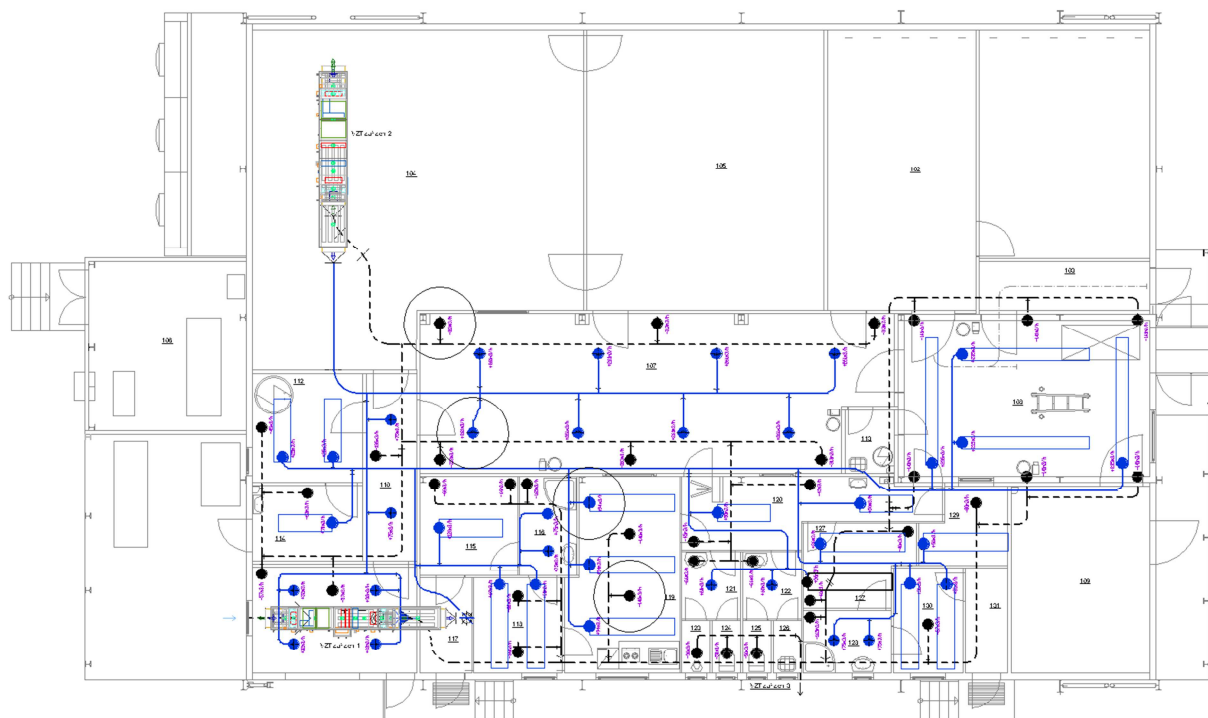
Průměr [mm]	Délka [m]	Průměrný průtok [kg/m ³]	Tl. izolace [mm]	t_{in} [°C]	t_{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U_o [W/mK]	$t_{p, iz}$ [°C]
80	14,87	50	20	13	20	5,61	0,35	17,8
100	52,57	70	20	13	20	23,12	0,41	17,7
125	5,42	120	20	13	20	2,81	0,49	17,6
140	2,09	250	20	13	20	1,18	0,55	17,5
150	10,76	300	20	13	20	6,42	0,58	17,5
160	0,63	550	20	13	20	0,40	0,62	17,4
180	13,37	600	20	13	20	9,24	0,68	17,4
200	7,05	650	30	13	20	5,76	0,60	17,9
225	6,91	700	30	13	20	6,19	0,65	17,9
250	4,66	900	30	13	20	4,54	0,71	17,8
280	4,97	1100	40	13	20	5,62	0,66	18,1
300	5,00	1300	40	13	20	5,97	0,70	18,1
315	6,32	1500	40	13	20	7,84	0,73	18,1
355	1,30	1700	50	13	20	1,86	0,69	18,3
400	5,36	2300	60	13	20	8,76	0,68	18,5

Tab. 71: Izolace potrubí VZT 2

Průměr [mm]	Délka [m]	Průměrný průtok [kg/m ³]	Tl. izolace [mm]	t_{in} [°C]	t_{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U_o [W/mK]	$t_{p, iz}$ [°C]
100	4,25	70	20	15	20	1,87	0,40	18,3
125	5,96	120	20	15	20	3,09	0,48	18,2
140	12,97	250	20	15	20	7,33	0,54	18,1
150	9,56	300	20	15	20	5,71	0,57	18,1
160	0,36	550	20	15	20	0,23	0,61	18,1
200	4,84	650	20	15	20	3,65	0,72	18,0
225	6,14	700	20	15	20	5,11	0,79	18,0
250	6,33	900	20	15	20	5,77	0,87	18,0
280	3,14	1100	20	15	20	3,16	0,95	17,9
300	1,08	1300	20	15	20	1,15	1,01	17,9
315	0,57	1500	30	15	20	0,67	0,84	18,3
355	5,16	1700	30	15	20	6,73	0,93	18,3
400	2,84	2300	40	15	20	4,28	0,87	18,5
450	9,17	2400	40	15	20	15,27	0,95	18,5

D.1.7 Útlum hluku vzduchotechnického zařízení

Je nutné posoudit akustické mikroklima formované vzduchotechnickým systémem dle Obr. Č. a technickými prostředky zabezpečit akustickou složku mikroklimatu předepsanou pro pracovní prostory. Posouzení jsem provedl pomocí doplňku pro výpočty hluku ve vzduchotechnice v programu Microsoft Excel. V následujícím textu uvedu pouze výsledky a případná technická opatření. Podrobný výpočet naleznete v příloze P8.



Obr. 119: Půdorys s vyznačením posuzovaných vyústek

1) zařízení VZT 1

Přívod a odvod

- koncovým prvkem je Indukční jednotka
- jedná se o místnost 119 – denní místnost
- dle Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. §3 odstavec (2) je hygienický limit ustáleného proměnného hluku pro pracoviště, na němž je vykonávána práce náročná na pozornost a soustředění a dále pro pracoviště určené pro tvůrčí práci vyjádřený ekvivalentní hladinou akustického tlaku $A L_{Aeq,8h}$ se rovná 50 dB.

Posouzení:

Hladina akustického tlaku na přívodu $A L_{Aeq,8h} = 72,1$ dB

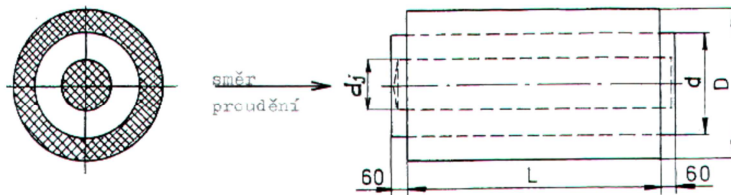
Hladina akustického tlaku na odvodu $A L_{Aeq,8h} = 45,6$ dB

NEVYHOVÍ

VYHOVÍ

Technické opatření:

Navrhuji osadit kruhový tlumič hluku na potrubí na pozici 1.69, průtok vzduchu tlumičem je 1920 m³/h, průměr potrubí je 280 mm. Volím tlumič typu THKJ, d = 280 mm, D = 500 mm, di = 125 mm, délka tlumiče L = 1500 mm



Obr. 120: Tlumič hluku

Posouzení po opatření:

Hladina akustického tlaku na přívodu A $L_{Aeq,8h} = 43,5$ dB

VYHOVÍ

1) zařízení VZT 2

Přívod a odvod

- koncovým prvkem je difuzor
- jedná se o místnost 107 – bourárna
- dle Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. §3 odstavec (3) je hygienický limit ustáleného a proměnného hluku pro pracoviště ve stavbách pro výrobu a skladování, s výjimkou pracovišť uvedených v odstavci 2, kde hluk nevzniká pracovní činností vykonávanou na těchto pracovištích, ale je způsobován větracím nebo vytápěcím zařízením těchto pracovišť vyjádřený ekvivalentní hladinou akustického tlaku A $L_{Aeq,T}$ se rovná 70 dB.

Posouzení:

Hladina akustického tlaku na přívodu A $L_{Aeq,8h} = 76,3$ dB

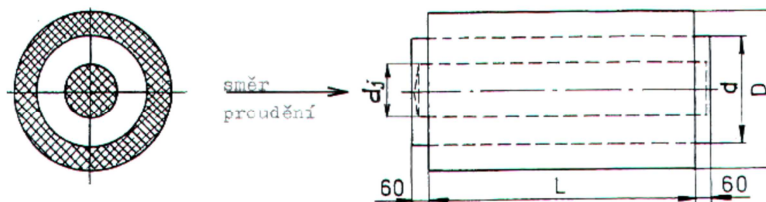
NEVYHOVÍ

Hladina akustického tlaku na odvodu A $L_{Aeq,8h} = 39,1$ dB

VYHOVÍ

Technické opatření:

Navrhuji osadit kruhový tlumič hluku na potrubí na pozici 1.69, průtok vzduchu tlumičem je 1920 m³/h, průměr potrubí je 280 mm. Volím tlumič typu THKJ, d = 400 mm, D = 560 mm, d_i = 200 mm, délka tlumiče L = 1500 mm



Obr. 121: Tlumič hluku

Posouzení po opatření:

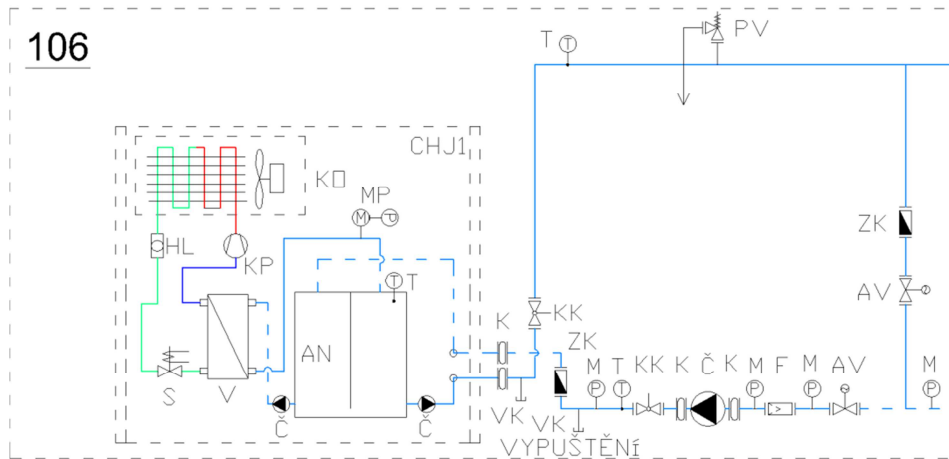
Hladina akustického tlaku na přívodu A $L_{Aeq,8h} = 37,2$ dB

VYHOVÍ

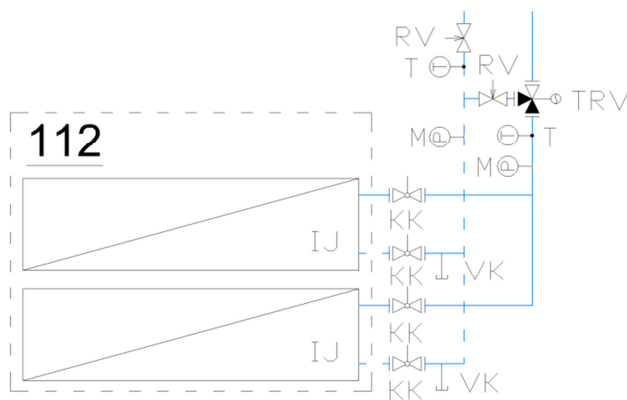
D.1.8 Komfortní chlazení

D.1.8.1 Chlazení pro indukční jednotky

1. Schéma zapojení:



Obr. 122: Schéma zapojení 1



Obr. 123: Schéma zapojení 1

LEGENDA ZAŘÍZENÍ	LEGENDA ARMATUR
IJ - indukční jednotka	AV - automatický ventil
AN - akumulační nádoba	M - tlakoměr
ACH - akumulátor chladu	T - teploměr
CHJ - chladicí jednotka	KK - kulový kohout
EN - expanzní nádoba	AON - automatická odvzd. nádoba
V - výparník	ZK - zpětná klapka
KO - kondenzátor	K - pryžový kompenzátor
Č - čerpadlo	RV - regulační ventil
KP - kompresor polohermertický	VK - vypouštěcí kohout
	TRV - trojcestný ventil s el. pohonem

2. Vstupní hodnoty:

Zdrojem chladu bude chladicí jednotka s integrovaným kondenzátorem chlazeným vzduchem. Jednotka bude situována v technické místnosti. Teplotní spád chlazené vody 15/22 °C, výpočtová teplota externího vzduchu $t_e = 30$ °C.

Jako vhodné chladivo volím zoetropické chladivo R407C.

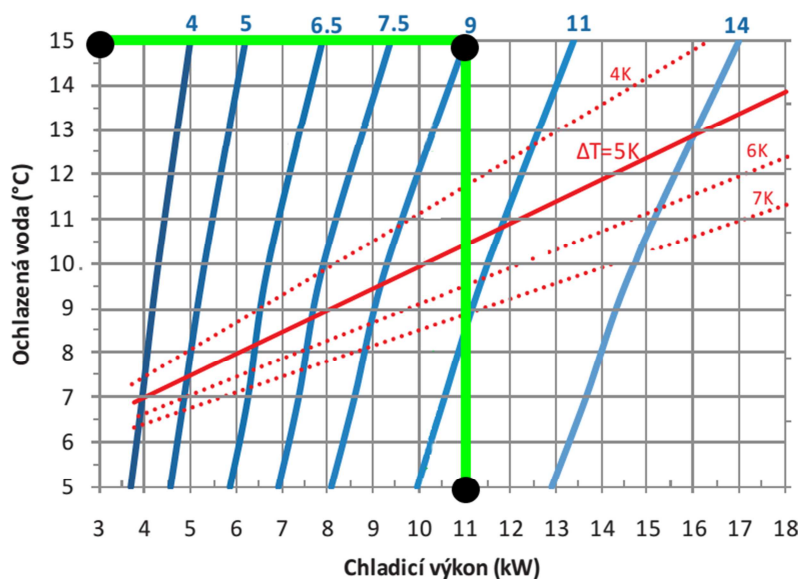
Tab. 72: Tabulka výkonů na chlazení

Zařízení	Vzduchový výkon V_p (m ³ /s)	Teplota vzduchu t_p (°C)	Chladicí výkon Q_i (kW)
I - J	-	-	9,815
Chladicí výkon objektu celkem Q_s (kW)			9,815

3. Návrh komponentů chladicího okruhu

a) Chladicí jednotka

Požadavek na ochlazení vody na teplotu 15 °C. Požadovaný chladicí výkon je 9,815 kW. Předpokládá se ohřev vody o $\Delta t = 6 - 7$ K tedy na 21 - 22 °C.

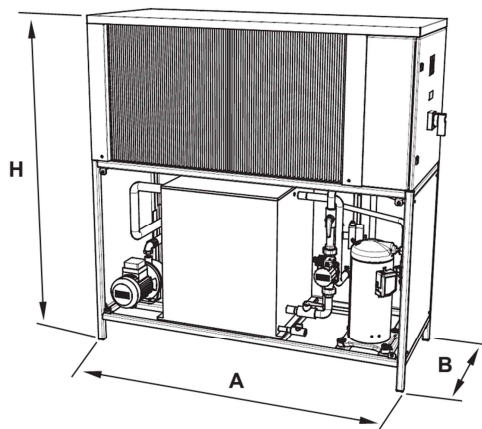


Graf. 13: Návrhový graf pro CHJ

Dle grafického vyjádření závislosti teploty ochlazené vody a chladicího výkonu je zřejmé, že podmínkám nejlépe vyhovuje jednotka WDE-S1K-9. Výkon jednotky při požadované teplotě dodávané vody je 11 kW. Viz postupně body. Pracovní rozsah teploty ochlazené vody jednotek WDE-S1K je v rozsahu +5 °C až +15 °C. Jednotky lze použít i pro vyšší teploty ochlazené vody. Dovolená počáteční teplota vody při zchlazování je až +45 °C.

Vybraná technická data

Model	WDE-S1K 9	
Obj. číslo	1CHV010828	
Pracovní proud	A	8
Pracovní příkon	kW	3,4
Proud max	A	9,8
El krytí	IP 43	
El napájení	230/400V - 3 - 50Hz	
Výška H	mm	1530
Hloubka D	mm	600
Šířka W	mm	1280
Připojení vody	G 1"	
Objem nádrže	L	100
Hmotnost ⁽³⁾	kg	190
Hlučnost ⁽⁴⁾	dB(A)	40



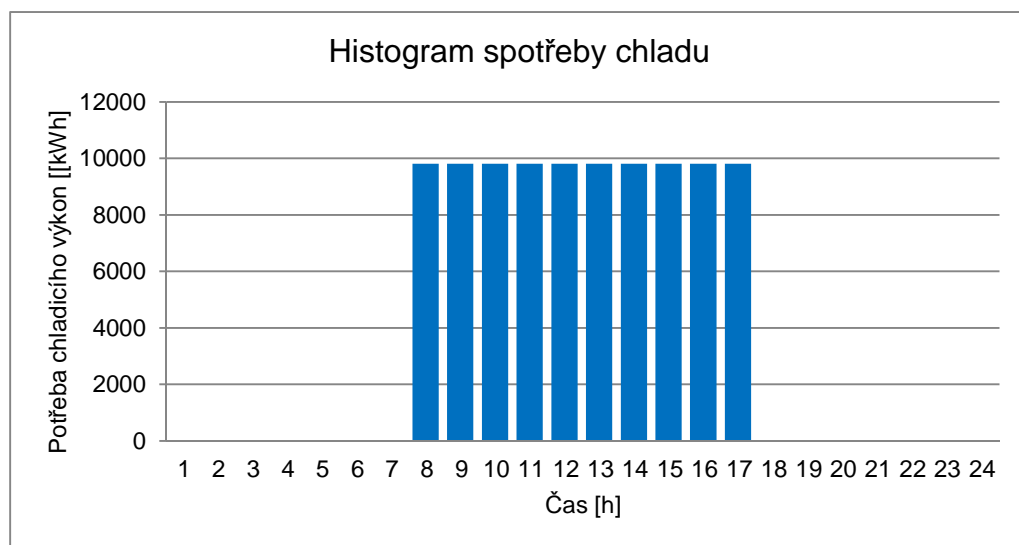
Obr. 124: Provedení jednotky

D.1.8.2 Akumulace chladu

Výpočet akumulátoru chladu je závislý na mnoha faktorech. Jedním z podstatných faktorů je ekonomická část, která určuje množství akumulované. Akumulátor navrhuji metodou malého chladicího zdroje s pokrytím špiček chladicího výkonu.

1) Vstupní údaje, histogram spotřeby chladu

Výstupní teplota ze zdroje chladu	T_1	15 °C
Vstupní teplota do zdroje chladu	T_2	16 °C
Vybíjecí teplota na výstupu z akumulátoru	T_3	17 °C
Vybíjecí teplota na vstupu do akumulátoru	T_4	22 °C
Doba nabíjení	t_{st}	14 hod
Doba přímé produkce	t_{pd}	10 hod
Výkon ve špičce	P_1	9,815 kW
Výkon mimo špičku	P_2	0 kW



Graf. 14: Histogram spotřeby chladu

2) Výběr typu kuliček

Volím dle teplotního spádu chlazení 15/22°C.

$$T_{st} < T_d - 4^{\circ}\text{C}$$

$$T_{st} < 15 - 4 = 11^{\circ}\text{C}$$

Volím chladicí kuličky typu IC 00 s technickou charakteristikou níže v tab. č.

Teplota skupenské přeměny	T_{st}	+10	°C
Kristalizace	kvcr	2,2	kW/°C
Tání	kvfu	1,6	kW/°C
Latentní teplo	Q_1	44,5	kWh
Citelné teplo kapalná fáze	Q_{s1}	1,04	kWh/°C
Citelné teplo pevná fáze	Q_{ss}	0,86	kWh/°C

3) Velikost chladicího zařízení a akumulátoru chladu

Maximální denní spotřeba chladu

$$Q_j = \sum_{i=1}^{24} P(i) \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_j = 137,41 \text{ kWh}$$

Minimální výkon chladicího zařízení (teor.)

$$P_{min} = \frac{Q_j}{24} \quad [\text{kW}]$$

$$P_{min} = \frac{Q_j}{24} = \frac{137,41}{24} = 5,73 \text{ kW}$$

Koeficient snížení výkonu chladicího zařízení

$$f = 1 - 0,03 \cdot T_3 + 0,03 \cdot T_2 \quad [-]$$

$$f = 1 - 0,03 \cdot T_3 + 0,03 \cdot T_2 = 1 - 0,03 \cdot 17 + 0,03 \cdot 16 = 0,9$$

Výkon chladicího zařízení při nabíjení

$$P_{r1} = f \cdot P_1 \quad [\text{kW}]$$

$$P_{r1} = f \cdot P_4 = 0,9 \cdot 9,815 = 9,5 \text{ kW}$$

Minimální výkon chladicího zařízení

$$P_{r2} = \frac{Q_j}{t_{st} \cdot f + t_{pd}} \quad [\text{kW}]$$

$$P_{r2} = \frac{Q_j}{t_{st} \cdot f + t_{pd}} = \frac{137,41}{14 \cdot 0,9 + 15} = 4,8 \text{ kW}$$

Maximální akumulovaná energie

$$Q_{st} = P_{r2} \cdot t_{st} \quad [kWh]$$

$$Q_{st} = P_{r2} \cdot t_{st} = 4,80 \cdot 14 = 67,31 \text{ kWh}$$

Maximální energie k vybití

$$Q_{dst} = 6 \cdot P_1 - 6 \cdot P_{r2} \quad [kWh]$$

$$Q_{dst} = 6 \cdot P_1 - 6 \cdot P_{r2} = 6 \cdot 9,815 - 6 \cdot 4,8 = 30,04 \text{ kWh}$$

Podmínka 1

$$Q_{st} \geq Q_{dst}$$

$$67,31 > 30,04 \quad \text{VYHOVÍ}$$

4) Akumulační objem

Tepelná kapacita akumulátoru

$$DSTL = Q_1 + [Q_{s1} \cdot (T_3 - T_{st})] + [Q_{ss} \cdot (T_m - T_{st})] \quad [kWh/m^3]$$

$$DSTL = 44,5 + [1,04 \cdot (17 - 10)] + [0,86 \cdot (15 - 10)] = 56,08 \text{ kWh/m}^3$$

Objem akumulátoru

$$V_a = \frac{Q_{st}}{DSTL} \quad [m^3]$$

$$V_a = \frac{Q_{st}}{DSTL} = \frac{67,31}{56,08} = 1,2 \text{ m}^3$$

5) Tepelné kapacity zásobníku

a. Nabíjení

Střední rozdíl teplot při nabíjení

$$lmtd1 = \frac{(T_2 - T_{st}) - (T_1 - T_{st})}{\ln \cdot \frac{(T_2 - T_{st})}{(T_1 - T_{st})}} \quad [^\circ C]$$

$$lmtd1 = \frac{(16 - 10) - (15 - 10)}{\ln \cdot \frac{(16 - 10)}{(15 - 10)}} = 5,4 \text{ }^\circ C$$

Maximální energie uložená do akumulátoru

$$P_{st} = V_a \cdot kvcr \cdot lmtd1 \quad [kW]$$

$$P_{st} = 1,2 \cdot 2,2 \cdot 5,4 = 14,48 \text{ kW}$$

Podmínka 2.

$$P_{st} > P_{r1}$$

$$14,48 > 9,52 \quad \text{VYHOVÍ}$$

b. Vybíjení

Střední rozdíl teplot při vybíjení

$$lmtd2 = \frac{(T_4 - T_{st}) - (T_3 - T_{st})}{\ln \cdot \frac{(T_4 - T_{st})}{(T_3 - T_{st})}} \quad [^{\circ}C]$$

$$lmtd2 = \frac{(22 - 10) - (17 - 10)}{\ln \cdot \frac{(22 - 0)}{(17 - 0)}} = 9,3 \text{ } ^{\circ}C$$

Maximální energie odebraná z akumulátoru

$$P_{dst} = V_a \cdot kvfu \cdot lmtd2 \quad [kW]$$

$$P_{dst} = 1,2 \cdot 1,6 \cdot 9,3 = 17,8 \text{ kW}$$

Podmínka 3.

$$P_{dst} + P_{r1} > P_1$$

$$17,8 + 9,5 = 27,3 > 9,82 \quad \text{VYHOVÍ}$$

Navrhuji akumulátor chladu o objemu 2 m³ o průměru 950 mm a délce 2980 mm. Hmotnost akumulátoru je 660 kg. Zapojení do systému navrhuji paralelně. Chladicí jednotku lze navrhnout s menším chladicím výkonem 4,8 kW. Dle výběrového grafu výrobce pro teplotní spád 15/22°C volím jednotku WDE-S1K-4 o chladicím výkonu 5 kW a příkonu 1,9 kW. Integrovaná akumuláční nádoba o objemu 50 l.

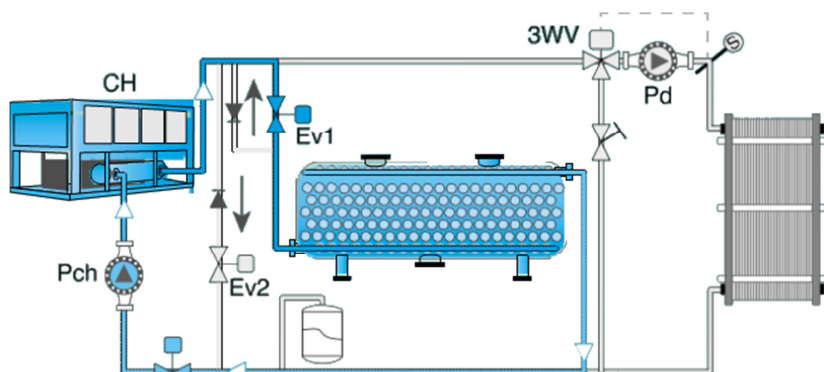
6) Popis funkce jednotlivých stavů akumulace chladu

Operační mód	Komponent systému							
	Pd	Pch	Ev1	Ev2	Ev3	3WV	CH	Doba
Nabíjení	0	1	1	0	1	0	1	Noc
Přímá produkce	1	1	0	1	1	R	1	Den
Vybíjení	1	0	0	0	0	R	0	/
Přímá produkce + vybíjení	1	1	0	1	1	R	1	Den
Přímá produkce + nabíjení	1	1	1	0	1	R	1	Noc

Legenda: R – regulace, 0 – vypnutí / uzavření, 1 – zapnutí / otevření

Nabíjení

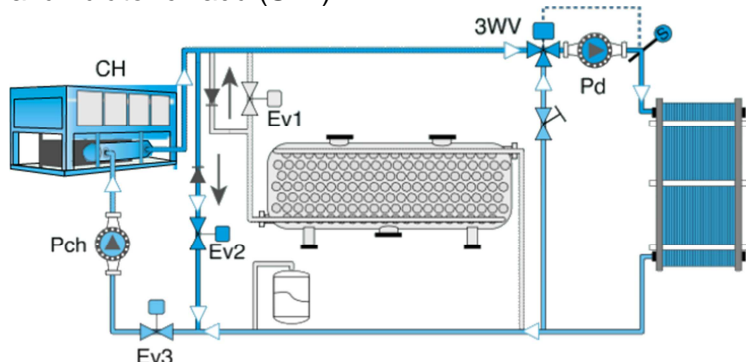
Přes noc se chladič používá k ukládání chladicí energie v akumulátoru chladu. Chladivo se ochladí na teplotu chladicí pod teplotou změny teplotní fáze materiálu (PCM). Tato tekutina cirkuluje přes nádrž akumulátoru chladu (STL) a způsobí krystalizaci změnou teplotní fáze materiálu (PCM) obsažené v kuličkách. Energie je uložena při konstantní teplotě a latentního tepla v kapalné či pevné fázi.



Obr. 125 : Zapojení akumulace 1

Přímá produkce

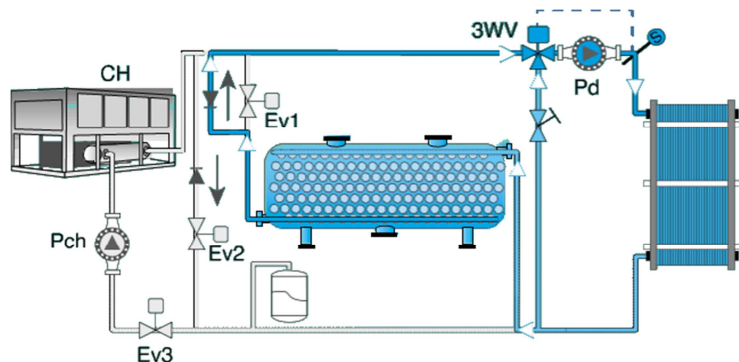
Pokud požadavek na chlazení je nižší než instalované chladicí kapacity, poptávka je splněna samotným chladičem. Chladicí výkon je řízen v souladu k poptávce. Tekutina neproudí přes akumulátor chladu (STL).



Obr. 126 : Zapojení akumulace 2

Vybíjení

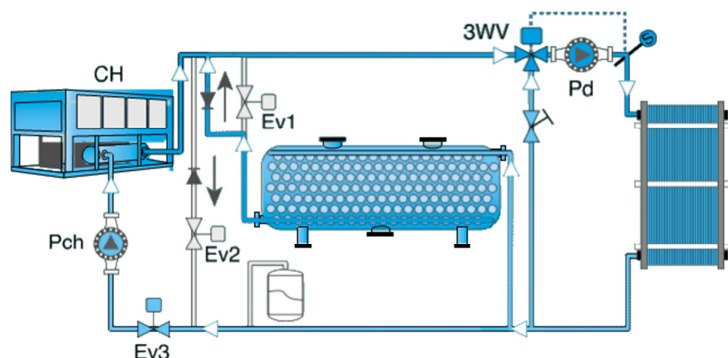
Akumulátor chladu (STL) lze použít samostatně ve špičkách elektrického tarifu nebo jako zálohovací aplikace (chladič je vypnutý). Chladivo vstupuje do akumulátoru chladu (STL) při teplotě vyšší, než je teplota syntézy a změnou teplotní fáze materiálu (PCM) je chlazeno kuličkami. Výstupní teplota je řízena třicícným ventil tak, aby odpovídala poptávce systému.



Obr. 127 : Zapojení akumulace 3

Přímá produkce + vybíjení

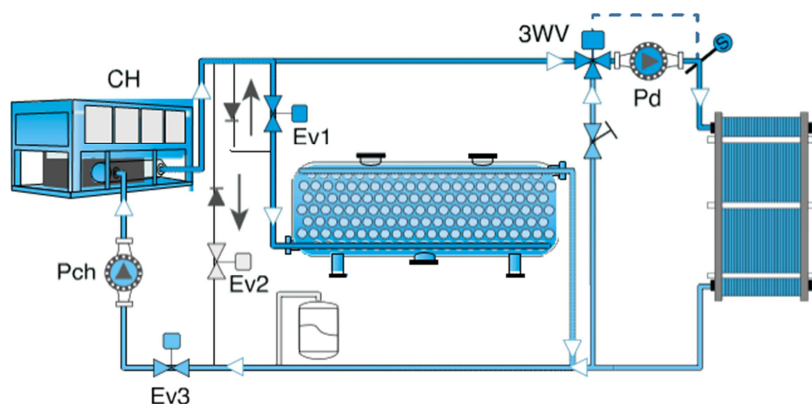
Když je požadavek systému vyšší, než je nainstalovaná chladicí kapacita, chladicí energie je použita v kombinaci chladicí jednotky a akumulátoru chladu (STL). Chladicí jednotka pracuje na plný výkon s akumulátorem chladu (STL), který poskytuje poskytuje částečné pokrytí chladicího výkonu.



Obr. 128 : Zapojení akumulace 4

Přímá produkce + nabíjení

V tomto režimu, obvykle v noci, chladicí jednotka nabíjí akumulátor chladu (STL) a pokrývá požadavek na chlazení (omezeno na 10 – 15 % z chladicí kapacity v režimu nabíjení). Chladicí jednotka je řízena jeho výstupní teplotou.

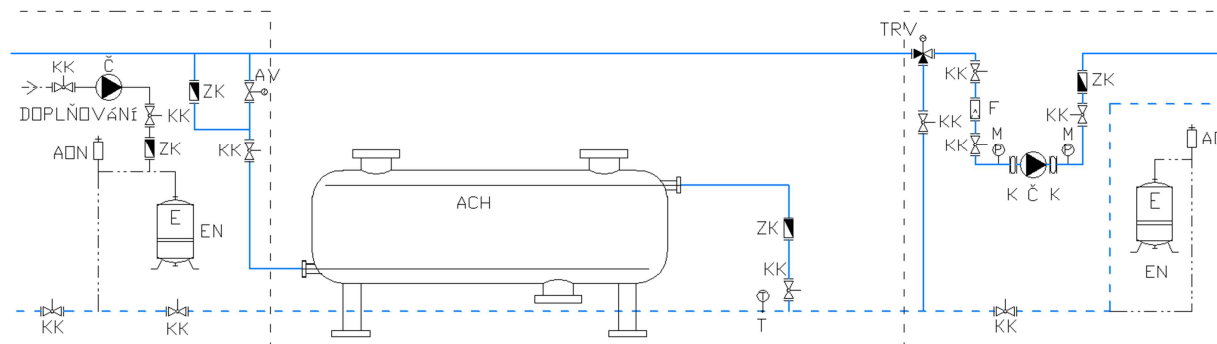


Obr. 129 : Zapojení akumulace 5

7) Umístění akumulátoru

Dle dispozičních parametrů navrhuji horizontální tank s uložením na zastřešené rampě na západní straně objektu viz obr.

8) Schéma zapojení



Obr. 130: Schéma zapojení akumulátoru

LEGENDA ZAŘÍZENÍ	LEGENDA ARMATUR
ACH - akumulátor chladu	AV - automatický ventil
EN - expanzní nádoba	M - tlakoměr
Č - čerpadlo	T - teploměr
	KK - kulový kohout
	AON - automatická odvzd. nádoba
	ZK - zpětná klapka
	K - pryžový kompenzátor
	TRV - trojcestný ventil s el. pohonem

D.1.8.3 Chlazení pro vzduchotechnické jednotky

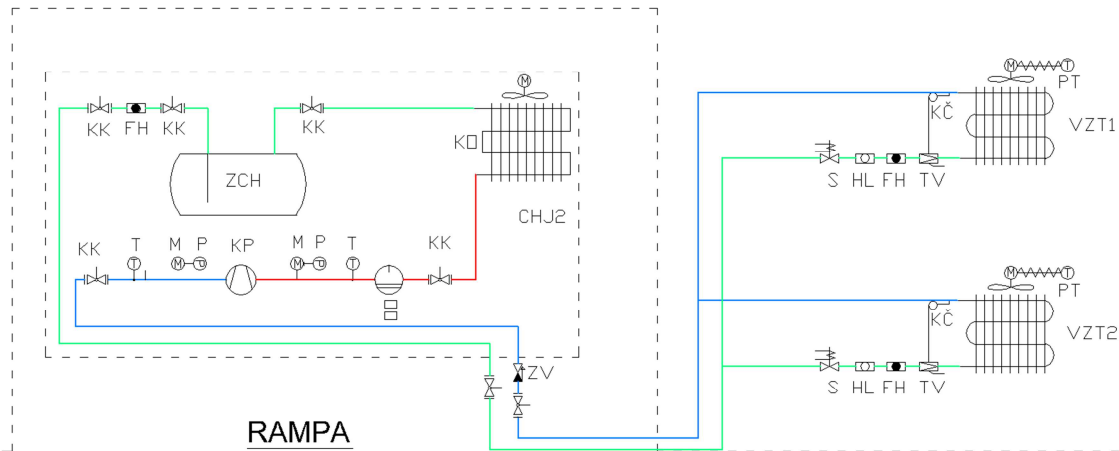
Zdrojem chladu bude chladičí kompresorová jednotka s integrovaným kondenzátorem chlazeným vzduchem. Jednotka bude situována v prostoru rampy osazená na konzolové podepření. Požadovaná teplota za chladičem vzduchotechnické jednotky je 15 – 17°C. Vypařovací teplotu volím 5°C.

Jako vhodné chladivo volím zoetropické chladivo R404A..

Tab. 73: Výkony VZT

Zařízení	Vzduchový výkon V_p (m ³ /s)	Teplota vzduchu t_p (°C)	Chladičí výkon Q_i (kW)
VZT 1	0,655	13	12,5
VZT 2	0,656	15	14,7
Chladičí výkon objektu celkem Q_s (kW)			27,2

Schéma zapojení

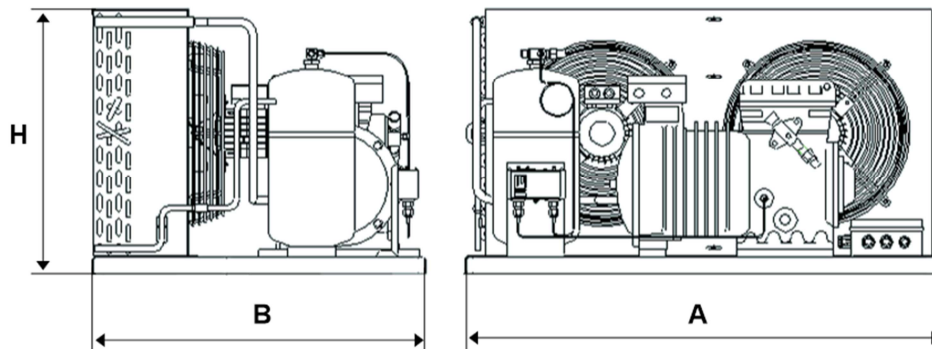


Obr. 131: Schéma regulace

LEGENDA ZAŘÍZENÍ	LEGENDA ARMATUR
VZT - VZT jednotka	S - solenoidový ventil
CHJ - chladicí jednotka	MP - tlakoměr s presostatem
KO - kondenzátor	AV - automatický ventil
Č - čerpadlo	M - tlakoměr
KP - kompresor polohermetický	T - teploměr
ZCH - zásobník (sběrač) chladiva	KK - kulový kohout
OO - odlučovač oleje	HL - průhledítko
PT - prostorový termostat	FH - filtrdehydrátor
	KČ - kapilární čidlo
	ZV - zpětný ventil

Chladicí jednotka

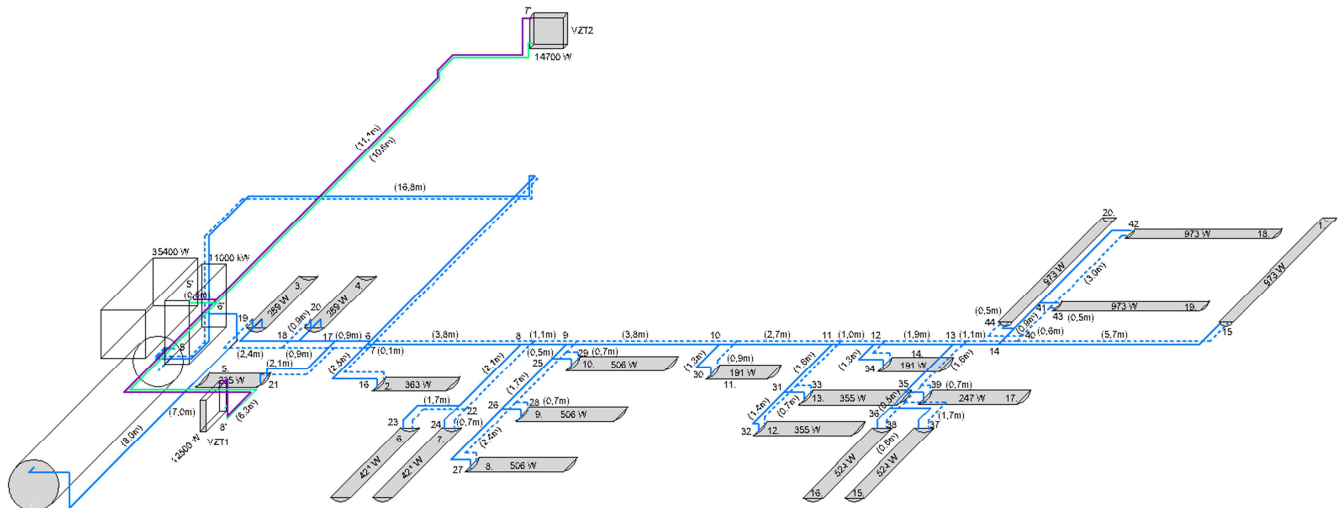
Na potřebný chladicí výkon 27,2 kW navrhují kondenzační jednotku typu JME-ZB-110 o výkonu 35,4 kW a rozměrech (AxBxH) 1800 x 1100 x 1170 mm. Hmotnost jednotky je 172 kg. Hladina hluku je 64 dB. Jednotka obsahuje 1 x hermetický pístový kompresor.



Obr. 132: Provedení kondenzační jednotky

D.1.8.4 Dimenzování a hydraulické posouzení

Výpočtové schéma (axonometrie)



Obr. 133: Výpočtové schéma

Materiál potrubí

Měď – tvrdé, dehydrované, bezešvé trubky

Vedení potrubí

Potrubí navrhuji nejkratším možným směrem. Bude přichyceno k podlaze (stropu). V průchozech stěnami či stropy nesmějí být žádné spoje. Níže navrhuji rozteče podpěr dle ČSN EN 378-2+A1.

Vnější průměr [mm]	Rozteč [m]
15 - 22 měkké	2
22 až 54 polotvrdé	3
54 až 67 polotvrdé	4
Více	5

Dimenzování potrubí

Dimenzování potrubí jsem korigoval v závislosti na informacích výrobce sdružené kompresorové jednotky.

Doporučené rychlosti v potrubí:

Vratné potrubí (0,15 – 0,8 m/s)

Výtlačné potrubí (8 – 14 m/s)

Kondenzátní potrubí (do 0,5 m/s)

Přívodní potrubí (0,15 – 0,8 m/s)

Tab. 74: Termodynamické vlastnosti v potrubí

Stav	t	h	v	ρ
	°C	kJ/kg	m ³ /kg	kg/m ³
Vratné potrubí	15	409,920	0,04700	999,300
Přívodní potrubí	22	271,200	0,00103	999,900

Výpočet pro úsek 5 – 6 k – přívodní potrubí:

Hmotnostní průtok m
Stanovujeme pro celý systém

$$m = \frac{Q_o \cdot 3600}{c \cdot \Delta t} \quad [kg/h]$$

Q_o chladicí výkon [W]
 m hmotnostní průtok [kg/h]
 c měrná tepelná kapacita vody ($t_{6^\circ\text{C}} = 4,196 \text{ kJ/kg}$, $t_{13^\circ\text{C}} = 4,1872 \text{ kJ/kg}$)
 Δt teplotní spád (7 K) [kJ/Wh]

$$m = \frac{Q_o \cdot 3600}{c \cdot \Delta t} = \frac{9815 \cdot 3600}{4196 \cdot 7} = 1203,0 \text{ kg/h}$$

Objemový průtok V
Stanovíme pro jednotlivé termodynamické stavy dle typu potrubí viz tab.

$$V_j = m \cdot v_j \quad [m^3/h]$$

m hmotnostní průtok [kg/h]
 v_j měrný objem ($v_{15^\circ\text{C}} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{22^\circ\text{C}} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$)

$$V_j = m \cdot v_j = 1203,0 \cdot 0,001 = 1,2 \text{ m}^3/h$$

Průřez potrubí S

$$S = \frac{V}{w_{dop} \cdot 3600} \quad [m^2]$$

V objemový průtok [m³/h]
 w_{dop} doporučená rychlost v potrubí [m/s]

$$S = \frac{V}{w_{dop} \cdot 3600} = \frac{1,2}{0,8 \cdot 3600} = 0,00042 \text{ m}^2$$

Vnitřní průměr potrubí d

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad [mm]$$

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 420}{\pi}} = 23,06 \text{ mm}$$

Navrhují: Cu 28,0 x 1,5, vnitřní průměr 25 mm

Ověření skutečné rychlosti w_{skut}

$$w_{skut} = \frac{V \cdot 4}{3600 \cdot \left(\frac{d_{skut}}{1000}\right)^2 \cdot \pi} = \frac{1,2 \cdot 4}{3600 \cdot \left(\frac{25}{1000}\right)^2 \cdot \pi} = 0,68 \text{ m/s}$$

Doporučené rychlosti v přívodním potrubí jsou od 0,15 do 0,8 m/s. Navrhovaný průměr potrubí vyhoví. V Tab. 75 je znázorněn výpočet základního okruhu. Celý výpočet viz příloha P4.

Tab. 75: Výpočet dimenzí

Úsek	Q_o	ρ_o	m	v	V	w_{dop}	S	d_{vyp}	Cu	d_{skut}	w_{skut}
	[W]	[kg/m ³]	[kg/h]	[m ³ /kg]	[m ³ /h]	[m/s]	[m ²]	[mm]	d x t	[mm]	[m/s]
1 - 2	UZAVŘENÝ OBĚH										
3 - 4	UZAVŘENÝ OBĚH										
5 - 6	9815	999,9	1203,0	0,001	1,20	0,8	0,00042	23,06	28,0 x 1,5	25	0,68
6 - 7	9002	999,9	1103,3	0,001	1,10	0,8	0,00038	22,09	28,0 x 1,5	25	0,62
7 - 8	8639	999,9	1058,8	0,001	1,06	0,8	0,00037	21,64	25,0 x 1,5	22	0,77
8 - 9	7797	999,9	955,6	0,001	0,96	0,8	0,00033	20,55	25,0 x 1,5	22	0,70
9 - 10	6279	999,9	769,6	0,001	0,77	0,8	0,00027	18,45	22,0 x 1,0	20	0,68
10 - 11	6088	999,9	746,2	0,001	0,75	0,8	0,00026	18,16	22,0 x 1,0	20	0,66
11 - 12	5378	999,9	659,2	0,001	0,66	0,8	0,00023	17,07	20,0 x 1,0	18	0,72
12 - 13	5187	999,9	635,7	0,001	0,64	0,8	0,00022	16,77	20,0 x 1,0	18	0,69
13 - 14	3892	999,9	477,0	0,001	0,48	0,8	0,00017	14,52	18,0 x 1,0	16	0,66
14 - 15	973	999,9	119,3	0,001	0,12	0,8	0,00004	7,26	10,0 x 1,0	8	0,66

Okruh tělesa č.	Úsek	Q_o	q_o	m	v	V	w_{dop}	S	d_{vyp}	Cu	d_{skut}	w_{skut}
		W	kJ/kg	kg/h	m ³ /kg	m ³ /h	m/s	mm ²	mm	d x t	mm	m/s
VZT2	1' - 2' v	UZAVŘENÝ OBĚH										
	3' - 4' n	UZAVŘENÝ OBĚH										
	5' - 6' k	27200	101,3	966,64	0,00103	1,00	1,3	212,7	16,5	20 x 1,0	18,0	1,09
	6' - 5' s	27200	101,3	966,64	0,04618	44,64	9,0	1377,8	41,9	54 x 2,0	50,0	6,32
	6' - 7' k	14700	101,3	522,41	0,00103	0,54	1,3	115,0	12,1	15 x 1,0	13,0	1,13
VZT1	7' - 6' s	14700	101,3	522,41	0,04618	24,13	9,0	744,6	30,8	35 x 1,5	32,0	8,33
	6' - 8' k	12500	101,3	444,23	0,00103	0,46	1,3	97,8	11,2	15 x 1,0	13,0	0,96
	8' - 6' s	12500	101,3	444,23	0,04618	20,51	9,0	633,2	28,4	35 x 1,5	32,0	7,09

Hydraulické posouzení

Výpočet tlakové ztráty pro úsek 5 - 6 k – přívodní potrubí

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa]$$

λ součinitel tření potrubí [-]

l délka potrubí [m]

d světlý průměr trubky [m]

ρ měrná hmotnost média [kg/m³]

w rychlost chladiva [m/s]

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 0,03 \cdot \frac{16,8}{0,025} \cdot 999,9 \cdot \frac{0,68^2}{2} = 3836,5 \text{ Pa}$$

Tlakové ztráty vřazenými odpory

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \text{ [Pa]}$$

ξ součinitel vřazeného odporu [-]
 ρ měrná hmotnost média [kg/m³]
 w rychlost chladiva [m/s]

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 8,1 \cdot 999,9 \cdot \frac{0,68^2}{2} = 1541,5 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_\xi = 3836,5 + 1541,5 = 5378,0 \text{ Pa} = 0,054 \text{ bar} \quad \text{Vyhoví}$$

Vypočtená tlaková ztráta úseku 5 - 6 k vyhoví požadavku na maximální tlakovou ztrátu. V Tab. 76. je znázorněn výpočet základního okruhu. Celý výpočet viz příloha P5.

Tab. 76: Hydraulické posouzení

Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp_l	ξ	Δp_ξ	$\Sigma \Delta p$	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	Pa	bar
1 - 2	UZAVŘENÝ OBĚH									
3 - 4	UZAVŘENÝ OBĚH									
5 - 6	0,03	16,8	0,025	999,900	0,62	3836,5	8,1	1541,5	5378,0	0,0538
6 - 7	0,03	0,1	0,025	999,900	0,71	29,9	0,3	74,8	104,7	0,0010
7 - 8	0,03	3,8	0,022	999,900	0,69	1219,3	1,3	305,9	1525,2	0,0153
8 - 9	0,03	1,1	0,022	999,900	0,79	469,9	0,3	94,0	563,9	0,0056
9 - 10	0,03	3,8	0,020	999,900	0,72	1461,6	0,3	76,9	1538,5	0,0154
10 - 11	0,03	2,7	0,020	999,900	0,70	997,9	0,3	73,9	1071,9	0,0107
11 - 12	0,03	1,0	0,018	999,900	0,68	386,8	0,3	69,6	456,4	0,0046
12 - 13	0,03	1,9	0,018	999,900	0,72	810,3	0,3	76,8	887,0	0,0089
13 - 14	0,03	1,1	0,016	999,900	0,69	490,7	0,3	71,4	562,1	0,0056
14 - 15	0,03	5,7	0,008	999,900	0,66	4641,5	8,8	1910,9	6552,4	0,0655
5 - 15	0,03	38,0				14344,4		4295,6	18640,0	0,1864

Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp_l	ξ	Δp_ξ	h	g	Δp_{stat}	$\Sigma \Delta p$	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	m	m/s ²	Pa	Pa	bar

Kapalinové potrubí

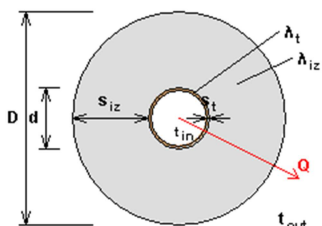
5' - 6'	k	0,03	0,6	0,018	966,8400	1,09	571,0	0,5	285,5			856,5	0,0086
6' - 7'	k	0,03	10,6	0,013	966,8400	1,13	14995,3	19,5	11953,8			26949,0	0,2695
6' - 8'	k	0,03	6,3	0,013	966,8400	0,96	6444,3	16,5	7313,7			13758,0	0,1376
5' - 8'	k	0,03	17,5				22010,6	9,2	19553,0			41563,6	0,4156

Sací potrubí

6' - 5'	s	0,03	0,6	0,050	21,6560	6,32	155,5	3,6	1554,6			1710,1	0,0171
7' - 6'	s	0,03	11,1	0,032	21,6560	8,33	7823,4	1,6	1202,9			9026,3	0,0903
8' - 6'	s	0,03	3,2	0,032	21,6560	7,09	1630,8	0,1	54,4			1685,2	0,0169
8' - 5'	s		7,3				9609,7		2811,9			12421,5	0,1242

D.1.8.5. Návrh tepelné izolace potrubí

Navrhuji tepelnou izolaci rozvodů chladicí vody a chladivového rozvodu dle vyhl. č 193/2007Sb. Výpočet šířky a množství použité izolace v m² jsem provedl ve výpočtové online aplikaci Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu na webových stránkách www.tzb-info.cz. Dle § 9 odst. 3 vyhl. č 193/2007Sb se vnitřní rozvody odizolují materiálem mající součinitel tep. vodivosti lamda menší nebo roven 0,038 W/m.K. Volím izolaci Rockwool – Flexrock s $\lambda_{iz} = 0,038$ W/m.K na měděné potrubí s $\lambda_{iz} = 372$ W/m.K. Výsledky shrnuty v Tab. 77, 78.



Tab. 77: TI na přívodním potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 10 - DN 15	6,0 x 1,0	20	8,0	15	20	0,6535	0,098	0,15	19,1	VYHOVÍ
	8,0 x 1,0	20	13,5	15	20	1,1875	0,111	0,15	19,0	VYHOVÍ
	10,0 x 1,0	20	16,5	15	20	1,5551	0,123	0,15	18,9	VYHOVÍ
	12,0 x 1,0	20	2,1	15	20	0,2111	0,134	0,15	19,9	VYHOVÍ
	14,0 x 1,0	20	0,9	15	20	0,0961	0,145	0,15	19,8	VYHOVÍ
15,0 x 1,0	25	0,6	15	20	0,0754	0,136	0,15	19,1	VYHOVÍ	
DN 20 - DN 32	18,0 x 1,0	20	2,5	15	20	0,2985	0,166	0,18	19,7	VYHOVÍ
	20,0 x 1,0	20	2,9	15	20	0,3644	0,177	0,18	19,7	VYHOVÍ
	22,0 x 1,0	25	6,5	15	20	0,9598	0,167	0,18	19,0	VYHOVÍ
	25,0 x 1,5	25	4,9	15	20	0,7697	0,180	0,18	19,9	VYHOVÍ
	28,0 x 1,5	30	3,9	15	20	0,7106	0,175	0,18	19,1	VYHOVÍ

Tab. 78: TI na vratném potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 10 - DN 15	6,0 x 1,0	20	8,0	22	20	0,6535	0,099	0,15	20,5	VYHOVÍ
	8,0 x 1,0	20	12,8	22	20	1,1259	0,112	0,15	20,5	VYHOVÍ
	10,0 x 1,0	20	16,4	22	20	1,5457	0,124	0,15	20,4	VYHOVÍ
	12,0 x 1,0	20	2,0	22	20	0,2011	0,135	0,15	20,4	VYHOVÍ
	14,0 x 1,0	20	1,0	22	20	0,1068	0,146	0,15	20,4	VYHOVÍ
15,0 x 1,0	25	0,2	22	20	0,0251	0,138	0,15	20,5	VYHOVÍ	
DN 20 - DN 32	18,0 x 1,0	20	1,9	22	20	0,2268	0,168	0,18	20,4	VYHOVÍ
	20,0 x 1,0	20	3,1	22	20	0,3896	0,178	0,18	20,3	VYHOVÍ
	22,0 x 1,0	25	6,4	22	20	0,945	0,169	0,18	20,5	VYHOVÍ
	25,0 x 1,5	30	5,0	22	20	0,8639	0,166	0,18	20,6	VYHOVÍ
28,0 x 1,5	30	2,8	22	20	0,5102	0,177	0,18	20,6	VYHOVÍ	

Kapalinové potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 10 - DN 15	15,0 x 1,0	25	13,8	40	20	1,458	0,139	0,15	21,4	VYHOVÍ
DN 20 - DN 32	20,0 x 1,0	25	0,6	40	20	0,147	0,167	0,18	21,5	VYHOVÍ

Sací potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 20 - DN 32	35,0 x 1,5	40	14,3	-10	20	3,282	0,168	0,18	18,6	VYHOVÍ
DN 40 - DN 65	54,0 x 2,0	40	0,6	47	15	0,234	0,236	0,27	21,5	VYHOVÍ

D.1.9 Návrh MaR

Regulace vyústek

TFF, EFF - Kruhový přívodní/odvodní ventil EFF s nastavitelným středovým kuželem s možností fixace polohy pomocí kontramatice.

TSK - Stropní přívodní/odvodní difuzor TSK s nastavitelnou čelní deskou z perforovaného plechu. Změnou šířky štěrbin 10 - 30 mm se nastaví požadovaný dosah proudu. Pro změnu směru proudění (180°) je možné použít 20 mm vysoký vodící kryt z polyuretanové pěny, který je součástí dodávky. Tímto způsobem můžeme vytvořit požadovaný obraz proudění dle aktuální stavební dispozice nebo přání zákazníka.

Regulace indukčních jednotek

Teplota místnosti se reguluje pomocí pasivního chladicího systému. Regulátor teploty místnosti k tomu řídí ventil ke škrcení průtoku vody. Regulátor teploty místnosti řídí výkon výměníku tepla s pomocí vodních ventilů. U 4 - trubkových systémů musí mít regulátor teploty místnosti dva výstupy k chlazení a vytápění. Regulační funkce může být prováděna elektronickými regulátory teploty místnosti.

Regulace VZT jednotek

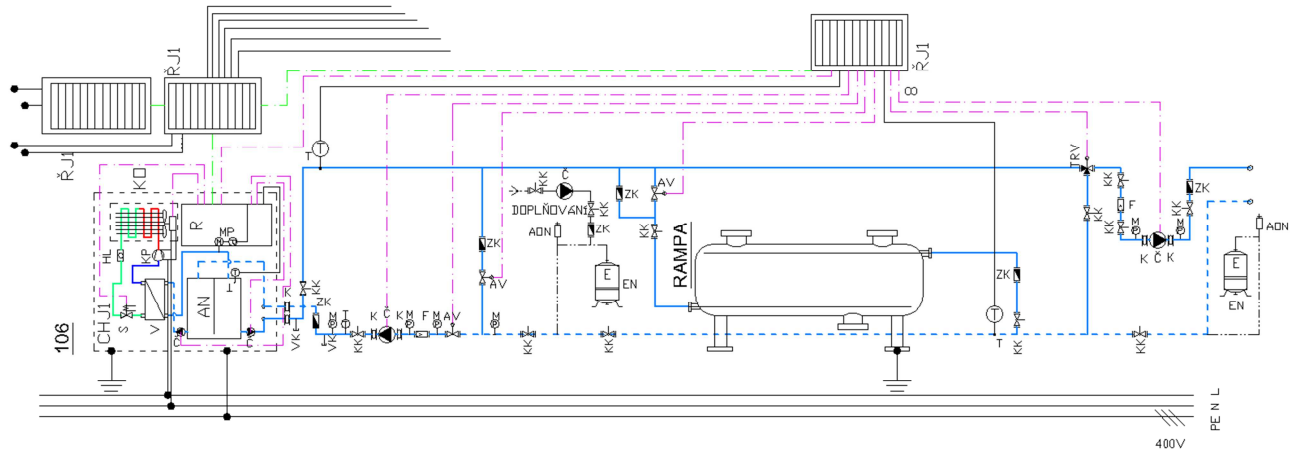
Jsou osazeny regulační jednotky VCS. Do místnosti 119 bude osazen ovladač HMI-SG pro každou VZT jednotku. Regulační jednotky jsou vybaveny regulátory Siemens Climatix.

Komplexní regulace

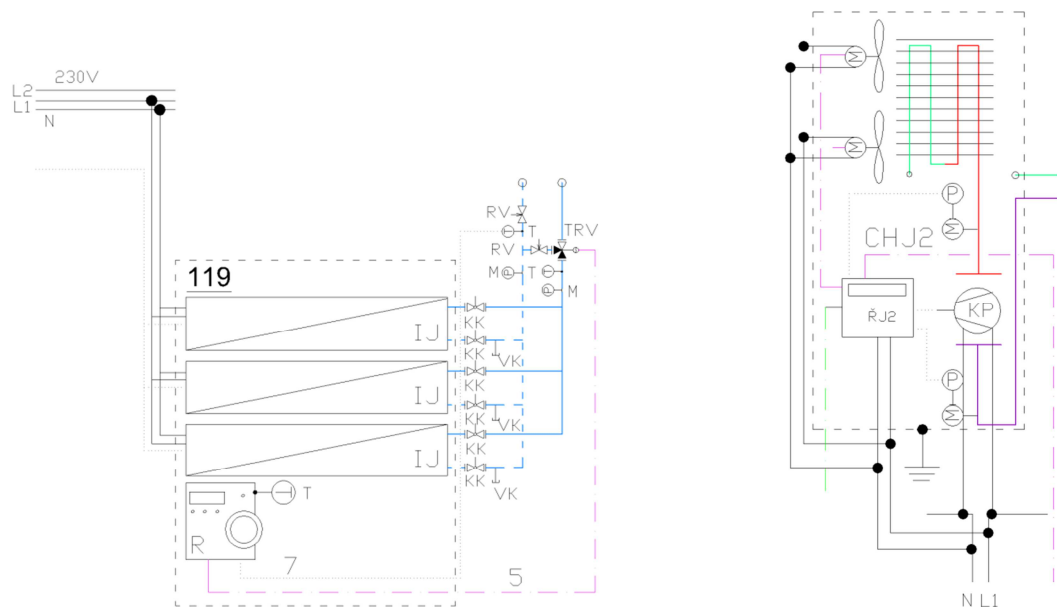
V místnosti 119 bude osazena grafická centrála pro správu objektu SymmetrE™. Součástí systému SymmetrE™ je inteligentní pracovní stanice s kompletní sadou nástrojů pro snadnou obsluhu. Umožňuje uživateli sledovat a řídit podsystémy a analyzovat data, provádět správu vybavení, prohlížet intranetové a internetové stránky a vytvářet grafy, tabulky a výkazy v počítači. Dále bude instalován regulátor s vestavěným webserverem Excel WEB®. Excel WEB® je nový volně programovatelný DDC regulátor s 32 - bitovým procesorem určený pro řízení technického vybavení budov. Komunikace je založena pouze na otevřených standardech používaných pro automatizaci budov a to BACnet® a LonWorks®. V regulátoru je integrován web-server, poskytující možnost dohledu a konfigurace parametrů prostřednictvím internetového prohlížeče. Celé zařízení je postaveno na LINUXovém jádru, což zajišťuje větší stabilitu celého systému a možnost lepšího zabezpečení. Přístroje polní instrumentace jsou připojeny přes distribuované I/O moduly (CLIOL82xB) nebo přes Smart I/O moduly (XFCxxx nebo XFCLxxx) komunikující přes sběrnici Lon.

Vstup objektu je napojený na alarmový systém JABLOTRON 100 s řídicí jednotkou AC-116. Lze připojit až 16 nezávislých teplovodních / chladicích okruhů a 48 bezdrátových periférií. Systém bude nastaven na spuštění chladicích zařízení při odkódování objektu či jiným způsobem ovládání (GSM modul, LN modul apod.)

Schémat zapojení části chladicího okruhu
 - podrobné výkresy viz příloha



Obr. 134: Schémata MaR



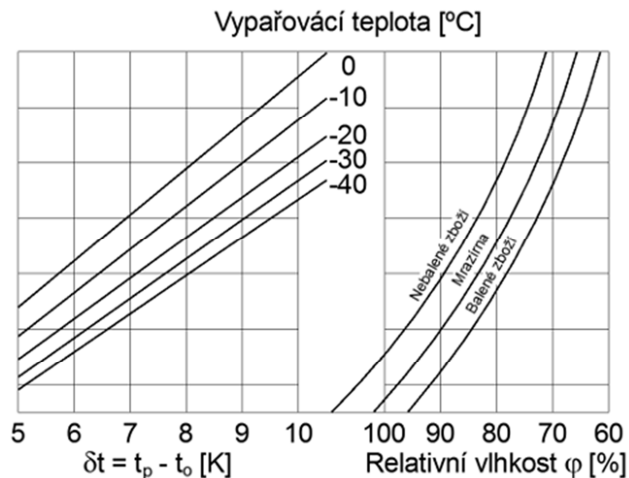
D.2 Návrh technologického chlazení

Zchlazování bude zajišťovat samostatné chladicí zařízení složené ze sdružené kompressorové jednotky umístěné v technické místnosti, kondenzátoru osazeném na fasádě u technické místnosti, výparníků a spojovacího potrubí, v němž bude cirkulovat chladivo. Do okruhu budou zapojena doplňková zařízení. Zapojen bude výměník tepla využívající odpadního (kondenzačního) tepla k ohřevu teplé vody. Výpočet a návrh jednotlivých komponent je v následujícím textu.

D.2.1 Volba vypařovací teploty

Vypařovací teplotu volím podle závislosti požadované relativní vlhkosti v chlazených prostorách a rozdílem teplot mezi koncovou teplotou vzduchu v chlazených prostorách t_{pa}

vypařovací teplotou t_p . Relativní vlhkost chlazených prostor pro hovězí maso, se pohybuje mezi 85 – 90 %. Teplota pro zchlazování a uskladnění masa je 0 °C.

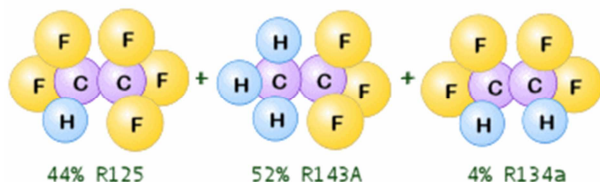


Graf. 15: Graf závislosti relativní vlhkosti na vypařovací

Z grafu 15, volím vypařovací teplotu $t_o = -10$ °C.

D.2.2 Návrh vhodného chladiva

Jako nejvhodnější chladivo pro aplikaci volím zeotropické chladivo R404A, které se skládá ze tří složek viz obr. . Toto chladivo se chová v chladicím okruhu jako směs tří samostatných látek. Z tohoto důvodu je zřetelný teplotní rozptyl. Toto chladivo je nejčastěji používaným v chladírenských provozech. Chladicí systém navrhují z komponent výrobce JDK. Dle podkladů výrobce znám teplotu kondenzační 40°C, podchlazení kapaliny 5K, teplotu odpařovací T_e -10°C, využitelné přehřátí 5K a teplotu v sání +20°C.



Obr. 135: Chemické složení chladiva R404A

D.2.3 Potřeba chladicího výkonu

Vstupní údaje potřebné k dalším výpočtům jsou v kap. V tab. . Výsledky všech chlazených prostor shrnuty v tab.. Výpočty tepelných zisků proběhly s ohledem na nejkritičtější situaci v určité hodině, dnu a měsíci viz graf ., pro místnost 102 v měsíci červenci v 7:00h. Podrobný výpočet proveden pro místnost 102 – Odvěšovna.

Výpočet tepelných zisků prostupem tepla Q_s

$$Q_s = U \cdot S \cdot (t_e - t_i) \cdot \tau \quad [Wh]$$

kde U je součinitel prostupu tepla W/m^2K^{-1}
 S plocha konstrukce v m^2
 t_e teplota exteriéru ve °C

t_i teplota interiéru ve °C

$$Q_s = U \cdot S \cdot (t_e - t_i) \cdot \tau = 642 \text{ Wh}$$

Počet hovězích čtvrtí

$$n = \frac{S}{S_z} \quad [ks]$$

kde S je plocha místnosti v m²
 S_z půdorysná plocha pro zavěšení hovězích čtvrtí (0,8 – 1,0) v m²

$$n = \frac{S}{S_z} = \frac{32,26}{0,81} = 39,8 \rightarrow 40 \text{ ks}$$

Hmotnost naváženého zboží (hovězí čtvrti) m

$$m = n \cdot m_z \quad [kg]$$

kde n je počet hovězích čtvrtí
 m_z hmotnost navážené čtvrti (100 – 400kg) v kg

$$m = n \cdot m_z = 40 \cdot 150 = 6000 \text{ kg}$$

Výpočet ochlazení zboží Q_z dle nutné zchlazovací křivky 24h

$$Q_{zb} = \frac{m \cdot c \cdot (t_p - t_k)}{24} \cdot \tau \quad [Wh]$$

kde m je součinitel prostupu tepla W/m²K⁻¹
 c měrná tepelná kapacita poraženého skotu (2,85 kJ/kg)
 t_p teplota poraženého skotu ve °C (39°C)
 t_k teplota zboží koncová ve °C (2 - 4°C)

$$Q_{zb} = \frac{m \cdot c \cdot (t_p - t_k)}{24} = \frac{6000 \cdot 2,85 \cdot (39 - 4)}{24} \cdot 1 = 24937,5 \text{ Wh}$$

Výpočet tepla od pronikání okolního vzduchu Q_{vz}

$$Q_{vz} = \frac{n \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} \quad [Wh]$$

kde n je četnost výměny vzduchu při pronikání dveřmi $n = 50/\sqrt{V}$
 V objem místnosti
 ρ měrná hmotnost pronikajícího vzduchu
 Δh rozdíl entalpií vzduchu

$$Q_{vz} = n \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h = \frac{50}{\sqrt{111,3}} \cdot 111,3 \cdot 1,23 \cdot (15,5 + 48) = 11444,4 \text{ Wh}$$

Výpočet tepla od ventilátorů a odtávání Q_{vo} – návrh 20%

$$Q'_{vo} = 0,2 \cdot (Q_s + Q_{zb} + Q_{vz}) \quad [Wh]$$

$$Q'_{vo} = 0,2 \cdot (Q_s + Q_{zb} + Q_{vz}) = 0,2 \cdot (642 + 24937,5 + 11444,4) = 7404,7 \text{ Wh}$$

Teplo od osvětlení Q_{sv}

$$Q_{sv} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \tau \quad [Wh]$$

kde n je četnost výměny vzduchu při pronikání dveřmi $n = 50/\sqrt{V}$

$$Q_{sv} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \tau = 32,26 \cdot 9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 290,4 \text{ Wh}$$

Teplo od lidí Q_l

$$Q_l = n \cdot q_1 \quad [Wh]$$

kde n je četnost výměny vzduchu při pronikání

$$Q_l = n \cdot q_1 \cdot \tau = 1 \cdot 160 \cdot 1 = 160 \text{ Wh}$$

Rezerva $Q_r - 5\%$

$$Q_r = 0,05 \cdot (Q_s + Q_{zb} + Q_{vz} + Q_{ve} + Q_{od} + Q_{sv}) \quad [Wh]$$

$$Q_r = 0,05 \cdot (642 + 24937,5 + 11444,4 + 7404,7) = 2221,4 \text{ Wh}$$

Návrh potřeby chladicího výkonu

$$Q'_o = \frac{\sum Q_i}{\tau} = \frac{(Q_s + Q_{zb} + Q_{vz} + Q'_{vo} + Q_{sv} + Q_l + Q_r)}{\tau} \quad [W]$$

$$Q'_o = \frac{\sum Q_i}{\tau} = \frac{642 + 24937,5 + 11444,4 + 7404,7 + 290,4 + 160 + 2221,4}{1} = 47100,4 \text{ W}$$

Návrh výparníku

Navrhuji 2 x výparník výrobce JDK s.r.o. typu SKB 22 L o výkonu 25,9 kW ($Q_v = 51,84$ kW), příkonu 499 W a výkonu odtávání 3600 W.

$$Q_{vo} = Q_{ve} + Q_{od} = 1800 + 3992 = 5792 \text{ Wh}$$

$$Q_{ve} = n \cdot P_{el} \cdot \tau = 4 \cdot 499 \cdot 2 = 3992 \text{ Wh}$$

$$Q_{od} = n \cdot P_{od} \cdot \tau = 2 \cdot 3600 \cdot 0,25 = 1800 \text{ Wh}$$

Celková potřeba chladu Q_o

$$Q_o = \frac{\sum Q_i}{\tau} = \frac{642 + 24937,5 + 11444,4 + 5792 + 290,4 + 160 + 2221,4}{1} = 45487,7 \text{ W}$$

$$Q_o \leq Q_v$$

Tab. 79: Tepelná zátěž objektu

č.m.	Název místnosti	Tepelná zátěž					Celková tepelná zátěž	
		Teplo odhímané ochlazovanému zboží	Tepelné zisky oken, stěn	Tepelná produkce lidí	Tepelné zisky větráním	Tepelný zisk od pronikání okolního vzduchu		Tepelná produkce od svítidel
		Q_{zb} [W]	Q_s [W]	Q_l [W]	Q_{ve} [W]	Q_{vz} [W]		Q_{sv} [W]
101	Odvěšovna	24314,1	633	160	0	0	280,7	25387,8
102	Odvěšovna	24937,5	642	160	0	11444,1	290,3	37473,9
103	Odvěšovna – zvěřina	4987,5	199	160	0	10443,1	59,0	15848,7
104	Sklad-zrání	3545,1	741	160	0	8910,1	738,9	7047,6
105	Sklad-zrání	2316,6	572	160	0	537,3	477,5	4063,5
107	Bourárna	-855,0	948	480	0	4704,2	548,1	5825,3
109	Odpady, kůže	2018,8	373	160	0	17181	183,8	19916,5
110	Expediční chodba	0,0	110	320	99	1584,5	68,0	2181,5
111	Expedice	0,0	883	280	0	8913,9	126,3	10203,2
								145285,8

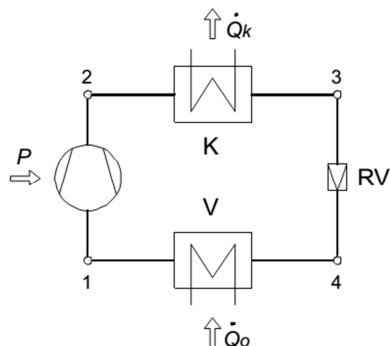
č.m.	Tepelná bilance					
	Teplo od odtávání ventilátorů - Návrh 20%	Rezerva - Návrh 5%	Potřeba chladicího výkonu - Návrh	Teplo od odtávání	Teplo od ventilátorů	Potřeba chladicího výkonu
	Q_{vo} [Wh]	Q_r [Wh]	Q_o [kW]	Q_{od} [Wh]	Q_{ve} [Wh]	Q_o [kW]
101	4989,4	1518,9	31896,1	1050,0	2610,0	30,57
102	7404,7	2221,4	47100,0	1800,0	3480,0	44,98
103	3125,9	948,7	19923,4	750,0	1740,0	19,29
104	2639,2	836,7	10523,6	930,0	870,0	9,68
105	685,2	237,4	4986,1	195,0	580,0	5,08
107	959,4	339,2	7124,0	660,0	580,0	7,40
109	3914,5	1191,6	25022,6	750,0	1740,0	23,60
110	338,9	126,0	2646,4	240,0	290,0	2,84
111	1959,4	608,1	12770,7	375,0	870,0	12,06

Tab. 80: Tepelná bilance chlazených prostor

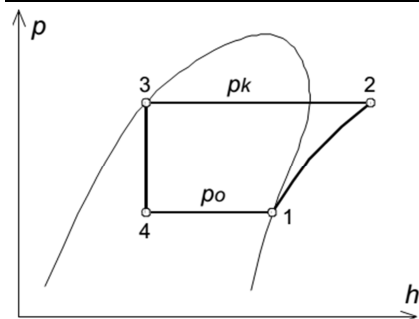
D.2.4 Návrh komponent chladicího okruhu

1) Výpočet předběžných údajů návrhu

Schéma oběhu



Znázornění oběhu v tepelném diagramu log(p)-h



Odečty stavů z diagramu log(p)-h

Bod	t °C	p kPa	h kJ/kg	v m ³ /kg	s kJ/kgK	ρ kg/m ³
1	-10,0	433,20	364,860	0,04618	1,62790	21,6560
2	46,8	2126,98	388,422	0,01100	1,60300	122,0340
3	39,7	1812,51	263,561	0,00103		966,8400
4	-10,0	433,20	263,561			21,6560

Výpočet hlavních parametrů oběhu

$$\text{Obíhající množství chladiva } m = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} = \frac{187}{364,86 - 263,561} = 1,846 \text{ kg/s}$$

Izoentropický příkon kompresoru

$$P_{ie} = m \cdot (h_2 - h_1) = 1,846 \cdot (388,422 - 364,860) = 43,495 \text{ kW}$$

$$\text{Kondenzační výkon } Q_k = m \cdot (h_2 - h_3) = 1,846 \cdot (388,422 - 263,561) = 230,49 \text{ kW}$$

$$\text{Chladicí faktor (izoentropický) } \varepsilon_{ie} = \frac{Q_o}{P_{ie}} = \frac{187}{43,495} = 4,3$$

$$\text{Výkonnost kompresoru (skutečná) } V = m \cdot v_1 = 1,846 \cdot 0,04618 = 0,085 \text{ m}^3/\text{s} = 306 \text{ m}^3/\text{h}$$

Předběžné údaje pro návrh komponentů

- výparníky – celkový výkon 187 kW
- kondenzátor – výkon 231 kW, kondenzační teplota 40 °C, teplota vzduchu 30 °C
- kompresor – (skutečná) výkonnost 306 m³/h, (teoretický) výkon motoru 44 kW

2) Návrh komponentů chladicího okruhu

Výparníky

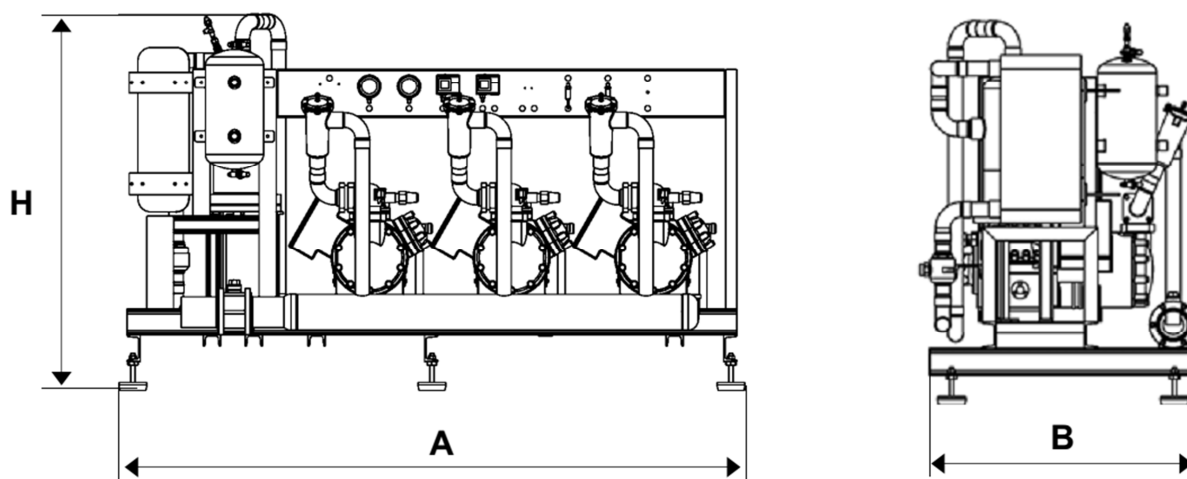
Navrhuji výparníky výrobce Heatcraft o výkonech od 3,83 do 25,9 kW. Návrh v Tab. .

Kompresor

Výpočtem potřeby chladu jednotlivých chlazených prostor jsem zjistil potřebný chladicí výkon 187 kW. Pro pokrytí nutné potřeby chladicího výkonu navrhuji sdruženou kompresorovou jednotku typu SME-C4-6SH350 o výkonu 200 kW. Jednotka obsahuje 4 polohermetické kompresory výrobce Copeland typu D6SL-250X o příkonu 4 x 24,7 kW. Rozměr jednotky je (AxBxH) 2800x980x1300mm. Hmotnost jednotky je 1330 kg. Hladina hluku L_w = 86 dB. Jednotka pracuje až do 43°C teploty okolí. Návrh níže v Tab. 81.

Standartní vybavení jednotky:

- Polohermetické nebo hermetické kompresory
- Vyhřívání oleje kompresoru
- Olejové hospodářství, filtrace oleje
- Sací a kapalinový filtr
- Uzavírací oddělovací ventily na sání a výtlačku
- Vysokotlaká a nízkotlaká ochrana
- Analogová sonda výtlačného a sacího tlaku
- Zkouška těsnosti
- Náplň ochrannou atmosférou



Obr. 136: Geometrie sdružené kompresorové jednotky

Kondenzátor

Pro požadované chladivo R404A je nutno jmenovitý výkon Q_c kondenzátoru korigovat na konkrétní podmínky. Hodnoty součinitelů se určí z podkladu výrobce.

$$Q = Q_c + P_c = 200 + (4 \times 24,7) = 298,8 \text{ kW}$$

Kde Q_c – jmenovitý výkon kondenzátoru pro chladivo R404A a pro rozdíl $\Delta t = t_k - t_e = 10 \text{ K}$

F_1 – korekční součinitel chladiva, pro chladivo R404A dle výrobce $F = 0,1$

F_2 – korekční součinitel teplotních podmínek daných teplotami t_k a t_e

t_k – kondenzační teplota daná výrobcem jednotky $t_k = 40 \text{ °C}$

Δt – rozdíl teplot

P_c – příkon kompresorů

$$\Delta t = t_k - t_e = 40 - 30 = 10 \text{ K}$$

F_2 – korekční součinitel

$$F_2 = 0,46665 + 0,0667 \cdot (\Delta t - 7) = 0,46665 + 0,0667 \cdot (10 - 7) = 0,67$$

Minimální výkon kondenzátoru

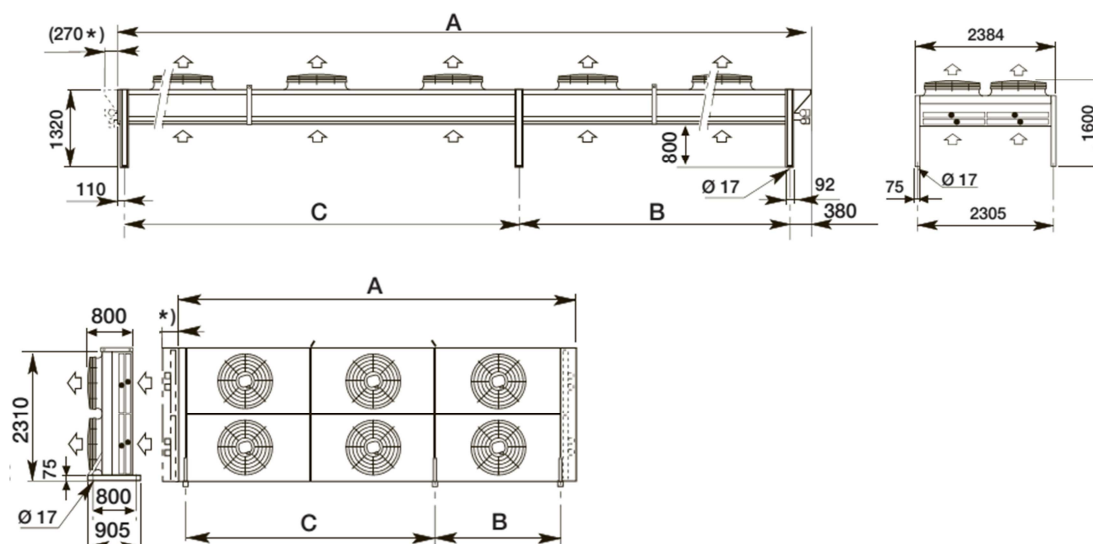
$$Q_{cm} = \frac{Q}{F_1 \cdot F_2} = \frac{298,8}{1,0 \cdot 0,67} = 446 \text{ kW}$$

Navrhuji suchý kondenzátor výrobce LU-VE typu EAL9N – 6232A o výkonu 453 kW.

Příkon ventilátorů 13,8 kW. 6 x ventilátor o průměru 900 mm. Rozměry kondenzátoru jsou

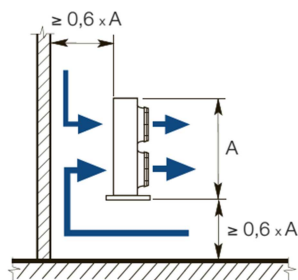
(Ax B x C x H) 6889 x 2133 x 4266 x 1600. Hladina hluku $L_w = 58 \text{ dB}$. Tlaková ztráta 16 kPa.

Hmotnost 1153 kg.



Obr. 137: Geometrie vzduchem chlazeného kondenzátoru

Kondenzátor bude umístěn na ve vertikální poloze na obvodové stěně osazen na konzlové podopření. Je nutné umístit dle podmínek viz níže na Obr. 138.



Obr. 138: Podmínka umístění kondenzátoru

$$a = 0,6 \cdot A = 0,6 \cdot 2,384 = 1,4m$$

Kondenzátor musí být osazen minimálně 1,4 m od obvodových stěn a země.

Tab. 81: Návrh komponent chladicího systému

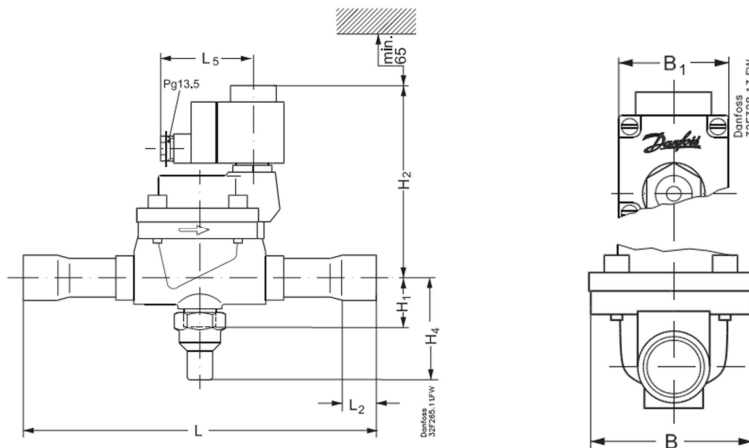
č.m.	Výparník	Návrh komponent										
		Počet výparníků	Chladicí výkon výparníku		Návrhový výkon sdružené kompresorové jednotky	Sdružená kompresorová jednotka	Výkon sdružené kompresorové jednotky		Kondenzátor	Výkon kondenzátoru		
			Q_v [kW]	Q_v [kW]			Q_k [kW]	Q_{cr} [Wh]		Q_c [kW]	Počet kondenzátorů	Celkový výkon kondenzátoru
101	SKB 16 R	2	19,9	39,74	186,98	SME - C4 - 6SH350	200	446	EAL9N - 6232A	453	1	453
102	SKB 22 L	2	25,9	51,84								
103	SKB 10 R	2	11,2	22,38								
104	MUC 615 L	2	6,42	12,84								
105	MUC 285 R	2	3,48	6,96								
107	MUC 420 R	2	4,94	9,88								
109	SKB 10 R	2	13,2	26,34								
110	MUC 320 R	1	3,83	3,83								
111	SKB 10 R	1	13,2	13,17								

Automatické ventily

Před každý výparník na kapalinové části potrubí bude osazen elektromagnetický ventil výrobce Danfoss. Navrženo pro chladivo R404A, výparnou teplotu $-10\text{ }^\circ\text{C}$ a kondenzační teplotu $40\text{ }^\circ\text{C}$. Návrh byl proveden v aplikaci Coolselector od výrobce Danfoss. Ventily shrnuty v Tab. 82.

Tab. 82: Přehledná tabulka navržených automatických ventilů

č.m.	Název místnosti	Počet	Chladicí výkon Q_o	Korekční součinitel	Chladicí výkon Q_n	Elektromag. ventil (selenoid)	Tlaková ztráta Δp
			[kW]		[-]		[kW]
101	Odvěšovna	2	19,87	1,2	23,844	EVR 10	0,1
102	Odvěšovna	2	25,92		31,104	EVR 15	0,3
103	Odvěšovna – zvěřina	2	11,19		13,428	EVR 6	0,3
104	Sklad-zrání	2	6,42		7,704	EVR 6	0,1
105	Sklad-zrání	2	3,48		4,176	EVR 3	0,2
107	Bourárna	2	4,94		5,928	EVR 3	0,4
109	Odpady, kůže	2	13,17		15,804	EVR 6	0,3
110	Expediční chodba	1	3,83		4,596	EVR 3	0,3
111	Expedice	1	13,17		15,804	EVR 6	0,3



Obr. 139: Geometrie ventilu

Tab. 83: Tabulka rozměrů selenoid ventilů

Typ	Pájené připojení		H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	L	L ₂	L ₃	L ₄	Max. L ₅		B	Max. B ₁	Čistá hmotnost s cívkou
	[palce]	[mm]									10 W	12/20 W			
EVR 3	1/4	6	14	73	9	—	102	7	45	54	75	85	33	68	0,6
	3/8	10	14	73	9	—	117	9	45	54	75	85	33	68	0,6
EVR 6	3/8	10	14	78	10	—	111	9	45	54	75	85	33	68	0,6
	1/2	12	14	78	10	—	127	10	45	54	75	85	33	68	0,6
EVR 10	1/2	12	16	79	11	—	127	10	45	54	75	85	46	68	0,7
	5/8	16	16	79	11	—	160	12	45	54	75	85	46	68	0,7
EVR 15	5/8	16	19	86	—	49	176	12	45	54	75	85	56	68	1,0
	7/8	22	19	86	—	—	176	17	45	54	75	85	56	68	1,0

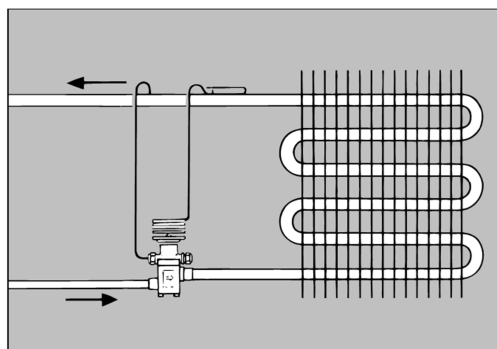
Termostatické expanzní ventily

Před každý výparník na kapalinové části potrubí bude osazen termostatický expanzní ventil výrobce Danfoss. Navrženo pro chladivo R404A, výparnou teplotu -10 °C a kondenzační teplotu 40 °C. Návrh byl proveden v aplikaci Coolselector od výrobce Danfoss. Ventily shrnuty v Tab. 84.

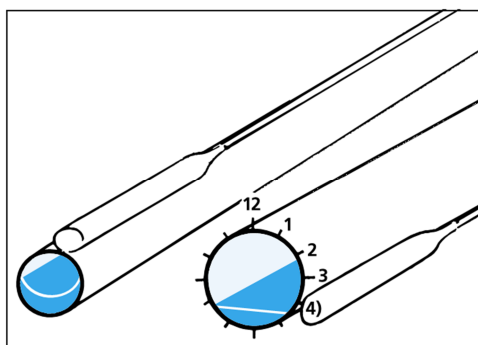
Tab. 84: Přehledná tabulka navržených termostatických ventilů

č.m.	Název místnosti	Počet	Chladicí výkon	Chladicí výkon	Termostatický expanzní ventil	Velikost clony	Délka kapiláry
			Q _o	Q _n			[mm]
			[kW]	[kW]			
101	Odvěšovna	2	19,87	22,5	TES 5	3	3000
102	Odvěšovna	2	25,92	30,6	TES 5	4	3000
103	Odvěšovna – zvěřina	2	11,19	12,7	TES 5	1	3000
104	Skład-zrání	2	6,42	6,9	TES 5	0,5	3000
105	Skład-zrání	2	3,48	4,1	TUAE	7	1500
107	Bourárna	2	4,94	4,9	TES 2	3	1500
109	Odpady, kůže	2	13,17	15,8	TCAE	3	1500
110	Expediční chodba	1	3,83	4,1	TUAE	7	1500
111	Expedice	1	13,17	15,8	TCAE	3	1500

Expanzní ventil musí být instalován na stranu kapalinové potrubí před výparník a s jeho baňkou připevněn k sacímu potrubí co nejbližší k výparníku Obr. 141. Je-li vnější vyrovnání tlaku, vyrovnávací vedení musí být připojeno k sacímu potrubí bezprostředně po baňku.. Baňka nesmí být nikdy umístěna v dolní části ze sacího potrubí z důvodu možnosti výskytu oleje, kterým se v dolní části trubky způsobují falešné signály Obr. 140.



Obr. 141: Umístění expanzního ventilu a kapiláry



Obr. 140: Detail přesného osazení kapilárního čidla

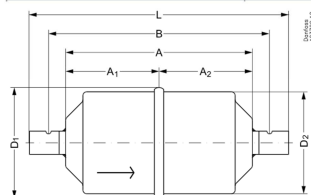
Filtrdehydrátory

Před každý výparník na kapalinové části potrubí bude osazen filtrdehydrátor k odfiltrování mechanických nečistot a odstranění vlhkosti z kapalného chladiva (R404A). Výběr vztážený na návrhový nominální chladicí výkon filtrdehydrátoru dle aplikace Coolselector výrobce Danfoss. Navrženo pro chladivo R404A. Tab. 85.

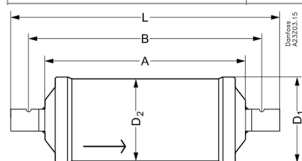
Tab. 85: Tabulka navržených filtrdehydrátorů

č.m.	Název místnosti	Počet	Chladicí výkon Q _o [kW]	Filtrdehydrátor	Poměr adsorpce vody [kg]	
					Konečná vlhkost 50 ppm	
					24 °C	52 °C
101	Odvěšovna	2	19,87	DCL 084/084s	10,6	10
102	Odvěšovna	2	25,92	DCL 414/414s	68,1	64,5
103	Odvěšovna – zvěřina	2	11,19	DCL 163/163s	23,3	22,1
104	Sklad-zrání	2	6,42	DCL 032.5s	4,2	3,9
105	Sklad-zrání	2	3,48	DCL 032/032s	4,2	3,9
107	Bourárna	2	4,94	DCL 032/032s	4,2	3,9
109	Odpady, kůže	2	13,17	DCL 084/084s	10,6	10
110	Expediční chodba	1	3,83	DCL 032/032s	4,2	3,9
111	Expedice	1	13,17	DCL 084/084s	10,6	10

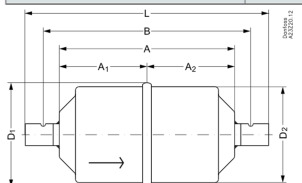
Type	A	A ₁	A ₂	B	L	D ₁	D ₂
DCL/DML 084s	101	50,5	50,5	122	143	58	54



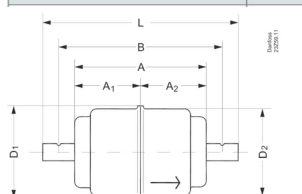
DCL/DML 414s	187	208	229	93	89
--------------	-----	-----	-----	----	----



DCL/DML 163s	110	55	55	129	148	80	76
--------------	-----	----	----	-----	-----	----	----



DCL/DML 032.5s	66	33	33	84	102	46	43
----------------	----	----	----	----	-----	----	----



Průhledítka

Před každý výparník na kapalinové části potrubí bude osazeno průhledítko ke kontrole protékající kapaliny. Skleněný průzor je opatřen nerezovým krytem. Výběr vztažený na maximální teplotu kapaliny ($t_1 = 39,4 \text{ }^\circ\text{C}$) dle aplikace Coolselector výrobce Danfoss. Navrženo pro chladivo R404A a pro maximální tlak 35 bar. Tab. 86.

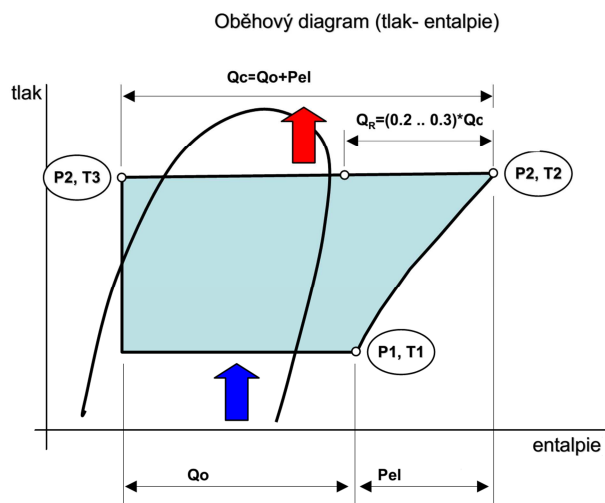
Tab. 86: Tabulka navržených průhledítek

č.m.	Název místnosti	Počet	Připojení	Průhledítko	Suchý	Střední	Vlhký
			(vnitřní)		[ppm]	[ppm]	[ppm]
			[mm]				
101	Odvěšovna	2	18 x 1 (16)	SGI 16s	< 120	120 – 240	> 240
102	Odvěšovna	2	20 x 1 (18)	SGI 18s	< 120	120 – 240	> 240
103	Odvěšovna – zvěřina	2	14 x 1 (12)	SGN 12s	< 25	25 – 100	> 100
104	Skład-zrání	2	10 x 1 (8)	SGI 8s	< 120	120 – 240	> 240
105	Skład-zrání	2	8 x 1 (6)	SGI 6s	< 120	120 – 240	> 240
107	Bourárna	2	10 x 1 (8)	SGI 8s	< 120	120 – 240	> 240
109	Odpady, kůže	2	14 x 1 (12)	SGN 12s	< 25	25 – 100	> 100
110	Expediční chodba	1	10 x 1 (8)	SGI 8s	< 120	120 – 240	> 240
111	Expedice	1	14 x 1 (12)	SGN 12s	< 25	25 – 100	> 100

D.2.5. Využití odpadního tepla

Využitím odpadního tepla ze systému bude možné přehřívát či ohřívat vodu v akumulární nádobě. Tato nádoba bude sloužit jako zdroj teplé vody pro vodní ohřivače vzduchotechnických jednotek a indukčních jednotek. Návrh vhodného výměníku tepla proběhl v aplikaci Cairo výrobce Secespol.

Výpočet odpadního tepla



Q_o Chladicí výkon kompresoru

P_{el} Elektrický příkon kompresoru

Q_c Kondenzační teplo

Q_R Obvykle využitelné teplo rekuperací

Graf. 16: Diagram p-h zohledňující odpadní teplo

$$Q_o = 200 \text{ kW}$$

$$P_{el} = 98,8 \text{ kW}$$

$$Q_c = Q_o + P_{el} = 200 + 98,8 = 298,8 \text{ kW}$$

$$Q_R = (0,2 \div 0,3) \cdot Q_c = (0,2 \div 0,3) \cdot 298,8 = 59,8 \div 89,6 \text{ kW}$$

Návrhové hodnoty

Výkon	60,00 kW
LMTD	15,63 deg.C
Min. rezerva	5 %

	Teplá strana - Trubky	Studená strana - Plášť
Médium	R404A	Water
Vstupní teplota	46,80 deg.C	10,00 deg.C
Výstupní teplota	40,00 deg.C	40,00 deg.C
Hmotnostní průtok	6,775863 kg/s	0,477783 kg/s
Objemový průtok vstup	22,304514 m ³ /h	1,720019 m ³ /h
Objemový průtok výstup	21,625096 m ³ /h	1,735640 m ³ /h
Min. tlaková ztráta	0,00 kPa	0,00 kPa
Max. tlaková ztráta	25,00 kPa	25,00 kPa

Vybraný výměník tepla

Typ výměníku tepla	JAD X 17.217.10 (Katalogové číslo: 0160-0014)
Celkový počet výměníků	1
Počet ks sériově/paralelně	1/1
Teplosměnná plocha	39,0 m ²
Faktor znečištění	4 m ² K/kW
k	
čistý	175,85 W/m ² K
znečištěný	98,43 W/m ² K
Rezerva	79 %

	Teplá strana - Trubky	Studená strana - Plášť
Vypočtená tlak. ztráta	9,40 kPa	0,00 kPa
Připojení		
Rychlost	0,340739 m/s	0,026800 m/s
Vnitřní		
Rychlost	0,464620 m/s	0,018459 m/s
Reynoldsovo číslo	20732 [-]	62 [-]
Přestup tepla		
NTU	2 [-]	1 [-]
Koeficient přestupu tepla	2728,8 W/m ² K	189,3 W/m ² K
Nusseltovo číslo	281 [-]	1 [-]

Fyzikální vlastnosti

	Teplá strana	Studená strana
Médium	R404A	Water
Tlak	1794,00 kPa	100,00 kPa
Ref. teplota	43,40 deg.C	25,00 deg.C
Hustota	1111,0000 kg/m ³	996,0000 kg/m ³
Tepelný obsah	1,3022 kJ/kgK	4,1860 kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,0863 W/m K	0,6100 W/m K
Dynamická viskozita	0,0002 Ns/m ²	0,0009 Ns/m ²
Prandtlovo číslo	3 [-]	6 [-]

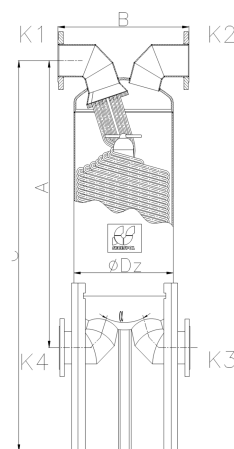
Vybrané údaje výměníku tepla

ROZMÉRY:

A:	1855 mm
B:	670 mm
C:	2364 mm
Dz:	508 mm
alpha:	36 stupňů

TYPY PŘIPOJENÍ:

K1, K2, K3, K4: Plochá příruba DN150 PN16 159 CS



Obr. 142: Geometrie výměníku tepla

PRACOVNÍ PARAMETRY:

	Strana trubek	Strana pláště
Maximální tlak	16,0 bar	16,0 bar
Maximální teplota	203 deg.C	203 deg.C
Minimální teplota	0 deg.C	0 deg.C
Fluid Group	2	2

KONSTRUKČNÍ PARAMETRY:

Teplosměnná plocha	
Typ	Hladká trubka 10 mm
Velikost	39,0 m ²
Objem trubkovnice	77,6 l
Objem pláště	239,0 l
Hmotnost	338,0 kg

SKUPINA MATERIÁLŮ: SS 17-12-2,5

D.2.6 Dimenzování a hydraulické posouzení

Materiál potrubí

Měď – tvrdé, dehydrované, bezešvé trubky

Vedení potrubí

Potrubí navrhuji nejkratším možným směrem. Bude přichyceno k podlaze (stropu). V průchozech stěnami či stropy nesmějí být žádné spoje. Níže navrhuji rozteče podpěr dle ČSN EN 378-2+A1.

Tab. 87: Rozpětí podpěr

Vnější průměr [mm]	Rozteč [m]
15 - 22 měkké	2
22 až 54 polotvrdé	3
54 až 67 polotvrdé	4
Více	5

Dimenzování potrubí

Dimenzování potrubí jsem korigoval v závislosti na informacích výrobce sdružené kompresorové jednotky.

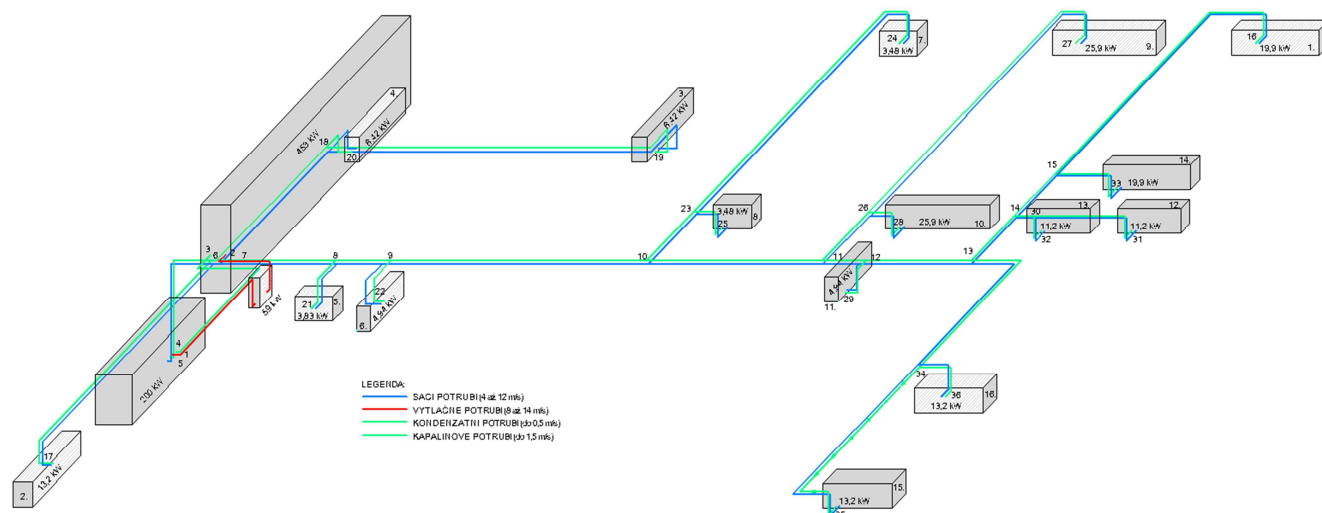
Doporučené rychlosti v potrubí:

Sací potrubí (4 – 12 m/s)

Výtlačné potrubí (8 – 14 m/s)

Kondenzátní potrubí (do 0,5 m/s)

Kapalinové potrubí (do 1,5 m/s)



Obr. 143: Výpočtové schéma technologického chlazení

Tab. 88: Termodynamické vlastnosti v potrubí

Stav	t	h	v	ρ
	°C	kJ/kg	m ³ /kg	kg/m ³
Sací potrubí	-10,0	364,860	0,04618	21,6560
Výtlačné potrubí	46,8	388,422	0,01100	122,0340
Kapalinové potrubí	39,7	263,561	0,00103	966,8400
Kondenzátní potrubí	40,0	263,561	0,00104	965,0000

Výpočet pro úsek 1 – 2 v – výtlačné potrubí:

1. Hmotnostní průtok m

Stanovujeme pro celý systém

$$m = \frac{Q_o \cdot 3,6}{q_o} \quad [kg/h]$$

Q_o chladicí výkon [W]
 m hmotnostní průtok [kg/h]
 q_o hmotnostní chladivost [kJ/kg]
3,6 tepelná energie [kJ/Wh]

$$m = \frac{Q_o \cdot 3,6}{q_o} = \frac{186980 \cdot 3,6}{101,299} = 6644,96 \text{ kg/h}$$

$$q_o = h_1 - h_4 = 364,86 - 263,561 = 101,299 \text{ kJ/kg}$$

2. Objemový průtok V

Stanovíme pro jednotlivé termodynamické stavy dle typu potrubí viz tab.

$$V_j = m \cdot v_j \quad [m^3/h]$$

m hmotnostní průtok [kg/h]
 v_j měrný objem [m³/kg]

$$V_j = m \cdot v_j = 6644,96 \cdot 0,011 = 73,09 \text{ m}^3/h$$

3. Průřez potrubí S

$$S = \frac{V}{w_{dop} \cdot 3600} \quad [m^2]$$

V objemový průtok [m³/h]
 w_{dop} doporučená rychlost v potrubí [m/s]

$$S = \frac{V}{w_{dop} \cdot 3600} = \frac{73,09}{14 \cdot 3600} = 0,00145 \text{ m}^2$$

4. Vnitřní průměr potrubí d

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad [mm]$$

$$d_{vyp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1450,3}{\pi}} = 43,0 \text{ mm}$$

Navrhují: Cu 54,0 x 2,0, vnitřní průměr 50 mm

5. Ověření skutečné rychlosti w_{skut}

$$w_{skut} = \frac{V \cdot 4}{3600 \cdot \left(\frac{d_{skut}}{1000}\right)^2 \cdot \pi} = \frac{73,09 \cdot 4}{3600 \cdot \left(\frac{50}{1000}\right)^2 \cdot \pi} = 10,34 \text{ m/s}$$

Doporučené rychlosti ve výtlačném potrubí jsou od 8 do 14 m/s. Navrhovaný průměr potrubí vyhoví. V Tab. 89 je znázorněn výpočet základního okruhu. Celý výpočet viz příloha P6.

Tab. 89: Výpočet dimenzí

Okruh tělesa č.	Úsek	Q _o	q _o	m	v	V	w _{dop}	S	d _{vyp}	Cu	d _{skut}	w _{skut}	
		W	kJ/kg	kg/h	m ³ /kg	m ³ /h	m/s	mm ²	mm	d x t	mm	m/s	
1.	1 - 2	v	186980	101,3	6644,96	0,01100	73,09	14,0	1450,3	43,0	54,0 x 2,0	50,0	10,34
	3 - 4	n	186980	101,3	6644,96	0,00104	6,89	0,5	3828,2	69,8	76,1 x 2,0	72,1	0,47
	5 - 6	k	186980	101,3	6644,96	0,00103	6,84	1,3	1462,5	43,2	54,0 x 2,0	50,0	0,97
	6 - 5	s	186980	101,3	6644,96	0,04618	306,86	9,0	9471,1	109,8	133,0 x 3,0	127,0	6,73
	6 - 7	k	173780	101,3	6175,86	0,00103	6,36	1,3	1359,2	41,6	54,0 x 2,0	50,0	0,90
	7 - 6	s	173780	101,3	6175,86	0,04618	285,20	9,0	8802,5	105,9	133,0 x 3,0	127,0	6,25
	7 - 8	k	160940	101,3	5719,54	0,00103	5,89	1,3	1258,8	40,0	44,5 x 1,5	41,5	1,21
	8 - 7	s	160940	101,3	5719,54	0,04618	264,13	9,0	8152,1	101,9	108,0 x 2,5	103,0	8,81
	8 - 9	k	157110	101,3	5583,43	0,00103	5,75	1,3	1228,8	39,6	44,5 x 1,5	41,5	1,18
	9 - 8	s	157110	101,3	5583,43	0,04618	257,84	9,0	7958,1	100,7	108,0 x 2,5	103,0	8,60
	9 - 10	k	152170	101,3	5407,87	0,00103	5,57	1,3	1190,2	38,9	42,0 x 1,5	39,0	1,30
	10 - 9	s	152170	101,3	5407,87	0,04618	249,74	9,0	7707,9	99,1	108,0 x 2,5	103,0	8,33
	10 - 11	k	145210	101,3	5160,52	0,00103	5,32	1,3	1135,8	38,0	42,0 x 1,5	39,0	1,24
	11 - 10	s	145210	101,3	5160,52	0,04618	238,31	9,0	7355,3	96,8	108,0 x 2,5	103,0	7,94
	11 - 12	k	93410	101,3	3319,64	0,00103	3,42	1,3	730,6	30,5	35,0 x 1,5	32,0	1,18
	12 - 11	s	93410	101,3	3319,64	0,04618	153,30	9,0	4731,5	77,6	88,9 x 2,5	83,9	7,70
	12 - 13	k	88470	101,3	3144,08	0,00103	3,24	1,3	692,0	29,7	35,0 x 1,5	32,0	1,12
	13 - 12	s	88470	101,3	3144,08	0,04618	145,19	9,0	4481,3	75,5	88,9 x 2,5	83,9	7,30
13 - 14	k	62070	101,3	2205,87	0,00103	2,27	1,3	485,5	24,9	28,0 x 1,5	25,0	1,29	
14 - 13	s	62070	101,3	2205,87	0,04618	101,87	9,0	3144,0	63,3	76,1 x 2,0	72,1	6,93	
14 - 15	k	39670	101,3	1409,81	0,00103	1,45	1,3	310,3	19,9	22,0 x 1,0	20,0	1,28	
15 - 14	s	39670	101,3	1409,81	0,04618	65,10	9,0	2009,4	50,6	57,0 x 2,0	53,0	8,20	
15 - 16	k	19900	101,3	707,21	0,00103	0,73	1,3	155,6	14,1	18,0 x 1,0	16,0	1,01	
16 - 15	s	19900	101,3	707,21	0,04618	32,66	9,0	1008,0	35,8	42,0 x 1,5	39,0	7,59	

Hydraulické posouzení

Výpočet tlakové ztráty pro úsek 1 – 2 v – výtlačné potrubí

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa]$$

λ součinitel tření potrubí [-]

l délka potrubí [m]

d světlý průměr trubky [m]

ρ měrná hmotnost média [kg/m³]

w rychlost chladiva [m/s]

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 0,03 \cdot \frac{1}{0,05} \cdot 122,03 \cdot \frac{10,34^2}{2} = 24154,2 Pa$$

Tlakové ztráty vřazenými odpory

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa]$$

ξ součinitel vřazeného odporu [-]

ρ měrná hmotnost média [kg/m³]

w rychlost chladiva [m/s]

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = 5 \cdot 122,034 \cdot \frac{10,34^2}{2} = 48623,2 Pa$$

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_\xi = 24154,2 + 48623,2 = 72777,4 Pa = 0,728 bar \quad \text{Vyhoví}$$

Výškový rozdíl kapalinového potrubí

$$\Delta p_{stat} = g \cdot h \cdot \rho \quad [Pa]$$

g zemské zrychlení [9,81 m/s²]

ρ měrná hmotnost média [kg/m³]

h výškový rozdíl

Vypočtená tlaková ztráta úseku 1 - 2 v vyhoví požadavku na maximální tlakovou ztrátu.

V Tab. 90 jsou znázorněny výpočty základního okruhu. Celý výpočet viz příloha P7.

Výtlačné potrubí

Tab. 90: Hydraulické posouzení

Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp _l	ξ	Δp _ξ	h	g	Δp _{stat}	ΣΔp	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	m	m/s ²	Pa	Pa	bar
1 - 2	v	0,03	6,2	0,050	122,0340	10,34	24154,2	5,0	48623,2			72777,4	0,7278

Kondenzátní potrubí

Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp _l	ξ	Δp _ξ	h	g	Δp _{stat}	ΣΔp	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	m	m/s ²	Pa	Pa	bar
3 - 4	n	0,03	5,3	0,072	965,0000	0,47	234,8	3,0	9718,2			9952,9	0,0995

Kapalinové potrubí

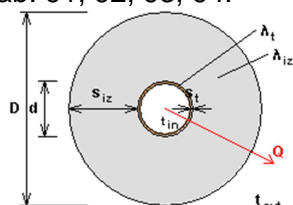
Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp _l	ξ	Δp _ξ	h	g	Δp _{stat}	ΣΔp	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	m	m/s ²	Pa	Pa	bar
5 - 6	k	0,03	3,6	0,050	966,8400	0,97	979,0	7,5	3399,2			4378,2	0,0438
6 - 7	k	0,03	0,2	0,050	966,8400	0,90	37,6	1,6	626,4			664,0	0,0066
7 - 8	k	0,03	3,2	0,042	966,8400	1,21	1636,7	0,1	70,8			1707,4	0,0171
8 - 9	k	0,03	1,5	0,042	966,8400	1,18	731,1	0,1	67,4			798,5	0,0080
9 - 10	k	0,03	6,9	0,039	966,8400	1,30	4304,4	0,1	81,1			4385,5	0,0439
10 - 11	k	0,03	4,8	0,039	966,8400	1,24	2698,3	0,1	73,8			2772,2	0,0277
11 - 12	k	0,03	1,2	0,032	966,8400	1,18	758,5	1,6	1078,7			1837,2	0,0184
12 - 13	k	0,03	2,8	0,032	966,8400	1,12	1587,6	0,1	60,5			1648,0	0,0165
13 - 14	k	0,03	1,7	0,025	966,8400	1,29	1630,2	2,0	1598,2			3228,4	0,0323
14 - 15	k	0,03	1,6	0,020	966,8400	1,28	1852,8	1,6	1275,1			3127,9	0,0313
15 - 16	k	0,03	8,3	0,016	966,8400	1,01	7619,3	16,1	7882,4			15501,7	0,1550
5 - 16	k	0,03	35,7				23835,5	30,9	16213,7			40049,2	0,4005

Sací potrubí

Úsek	λ	l	d	ρ	w	Δp _l	ξ	Δp _ξ	h	g	Δp _{stat}	ΣΔp	Δp
	-	m	m	kg/m ³	m/s	Pa	-	Pa	m	m/s ²	Pa	Pa	bar
6 - 5	s	0,03	3,9	0,127	21,6560	6,73	451,7	3,6	1765,0			2216,7	0,0222
7 - 6	s	0,03	0,2	0,127	21,6560	6,25	16,0	1,6	677,6			693,6	0,0069
8 - 7	s	0,03	3,2	0,103	21,6560	8,81	782,5	0,1	84,0			866,4	0,0087
9 - 8	s	0,03	1,2	0,103	21,6560	8,60	279,6	0,1	80,0			359,6	0,0036
10 - 9	s	0,03	7,2	0,103	21,6560	8,33	1574,0	0,1	75,1			1649,0	0,0165
11 - 10	s	0,03	4,7	0,103	21,6560	7,94	935,6	0,1	68,3			1003,9	0,0100
12 - 11	s	0,03	1,0	0,084	21,6560	7,70	229,7	1,6	1027,8			1257,5	0,0126
13 - 12	s	0,03	3,0	0,084	21,6560	7,30	618,1	2,0	1152,5			1770,6	0,0177
14 - 13	s	0,03	1,7	0,072	21,6560	6,93	367,9	1,6	832,2			1200,1	0,0120
15 - 14	s	0,03	1,5	0,053	21,6560	8,20	617,8	1,6	1164,1			1781,9	0,0178
16 - 15	s	0,03	8,2	0,039	21,6560	7,59	3939,0	6,5	4059,1			7998,1	0,0800
16 - 5	s		35,8				9811,9		10985,7			20797,5	0,2080

D.2.7 Návrh tepelné izolace potrubí

Navrhuji tepelnou izolaci rozvodů chladicí vody a chladivového rozvodu dle vyhl. č 193/2007Sb. Výpočet šířky a množství použité izolace v m² jsem provedl ve výpočtové online aplikaci Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu na webových stránkách www.tzb-info.cz. Dle § 9 odst. 3 vyhl. č 193/2007Sb se vnitřní rozvody odizolují materiálem mající součinitel tep. vodivosti lamda menší nebo roven 0,038 W/m.K. Volím izolaci Rockwool – Flexrock s $\lambda_{iz} = 0,038$ W/m.K na měděné potrubí s $\lambda_{iz} = 372$ W/m.K. Výsledky shrnuty v Tab. 91, 92, 93, 94.



Tab. 91: TI pro kapalínové potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 10 - DN 15	8,0 x 1,0	20	10,3	40	20	0,906	0,117	0,15	21,5	VYHOVÍ
	10,0 x 1,0	20	16,0	40	20	1,508	0,129	0,15	21,6	VYHOVÍ
	12,0 x 1,0	20	1,8	40	20	0,181	0,141	0,15	21,7	VYHOVÍ
	14,0 x 1,0	25	23,8	40	20	2,916	0,139	0,15	21,4	VYHOVÍ
DN 20 - DN 32	18,0 x 1,0	20	11,2	40	20	1,337	0,175	0,18	21,9	VYHOVÍ
	20,0 x 1,0	25	15,6	40	20	2,205	0,167	0,18	21,5	VYHOVÍ
	22,0 x 1,0	25	1,6	40	20	0,236	0,176	0,18	21,6	VYHOVÍ
	28,0 x 1,5	40	3,5	40	20	0,747	0,160	0,18	20,9	VYHOVÍ
DN 40 - DN 65	35,0 x 1,5	50	4,0	40	20	1,068	0,161	0,18	20,8	VYHOVÍ
	42,0 x 1,5	25	11,7	40	20	2,647	0,263	0,27	21,8	VYHOVÍ
	44,5 x 1,5	30	4,7	40	20	1,100	0,245	0,27	21,5	VYHOVÍ
	54,0 x 2,0	40	3,8	40	20	1,122	0,235	0,27	21,1	VYHOVÍ

Tab. 92: TI pro sací potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 20 - DN 32	18,0 x 1,0	20	11,6	-10	20	1,385	0,163	0,18	17,3	VYHOVÍ
	20,0 x 1,0	20	2,7	-10	20	0,339	0,173	0,18	17,3	VYHOVÍ
	25,0 x 1,5	25	14,0	-10	20	2,199	0,176	0,18	17,8	VYHOVÍ
	30,0 x 1,5	30	4,3	-10	20	0,811	0,178	0,18	18,1	VYHOVÍ
	35,0 x 1,5	40	19,9	-10	20	4,689	0,168	0,18	18,6	VYHOVÍ
DN 40 - DN 65	42,0 x 1,5	25	11,2	-10	20	2,356	0,244	0,27	17,5	VYHOVÍ
	44,5 x 1,5	25	15,3	-10	20	3,341	0,254	0,27	17,4	VYHOVÍ
	57,0 x 2,0	30	1,5	-10	20	0,410	0,269	0,27	17,8	VYHOVÍ
	64,0 x 2,0	40	1,8	-10	20	0,588	0,244	0,27	18,4	VYHOVÍ
DN 80 - DN 125	76,0 x 2,0	30	1,7	-10	20	0,566	0,331	0,34	17,7	VYHOVÍ
	88,9 x 2,5	40	4,0	-10	20	1,620	0,307	0,34	18,3	VYHOVÍ
	108,0 x 2,5	50	16,3	-10	20	8,091	0,304	0,34	18,6	VYHOVÍ
	133,0 x 3,0	60	4,1	-10	20	2,486	0,313	0,34	18,8	VYHOVÍ

Tab. 93: TI pro výtlačné potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 40 - DN 65	54,0 x 2,0	40	6,2	47	15	1,5651	0,236	0,27	21,5	VYHOVÍ

Tab. 94: TI pro kondenzátní potrubí

Dimenze dle 193 / 2007 Sb.	Potrubí Cu d x t	Tl. izolace [mm]	Délka potrubí [m]	t _{in} [°C]	t _{out} [°C]	Spořeba iz. [m ²]	U _o [W/mK]	U _{o,193/2007} [W/mK]	t _{p,iz} [°C]	Posudek
DN 80 - DN 125	76,1 x 2,0	40	5,3	40	15	1,9315	0,294	0,34	16,5	VYHOVÍ

D.2.8 Návrh MAR

Regulace zdrojů chladu

Je osazen elektronický regulátor výkonu Danfoss EKC 530. Reguluje kondenzační tlak zapínáním a vypínáním jednotlivých ventilátorů. Reguluje sací tlak zapínáním a vypínáním jednotlivých kompresorů. Pro monitorování a archivaci dat navrhuji software Reliance. Software kategorie Supervisory Control And Data Acquisition (SCADA) a Human-Machine Interface (HMI) určený pro vizualizaci a ovládání průmyslových technologií a automatizaci budov. V systému Reliance je možné vytvořit vizualizaci jakékoliv technologie a umožnit její sledování a ovládání na dispečerském pracovišti v místnosti 119. Kromě toho je možné hotovou vizualizaci zpřístupnit i na tabletu, chytrém telefonu nebo na webu.

Rozvaděče

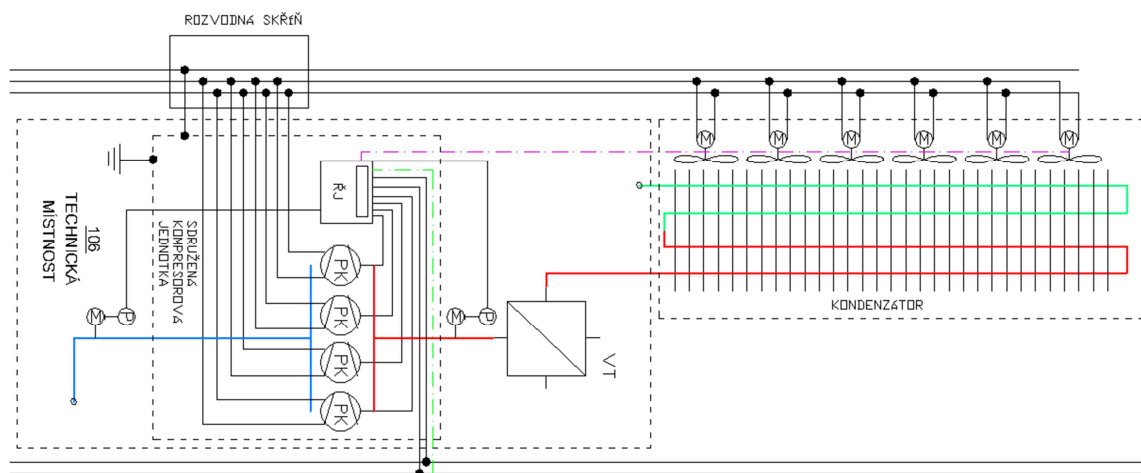
Řídicí a napájecí rozvaděče navrženy pro každý chlazený prostor zvlášť dle výrobce JDK s.r.o. Všechny rozvaděče budou umístěny do místnosti 107 pro snadnou kontrolu či jejich odpojení. Navržené rozvaděče shrnuty v Tab. 95.

Tab. 95: Přehledná tabulka navržených rozvaděčů

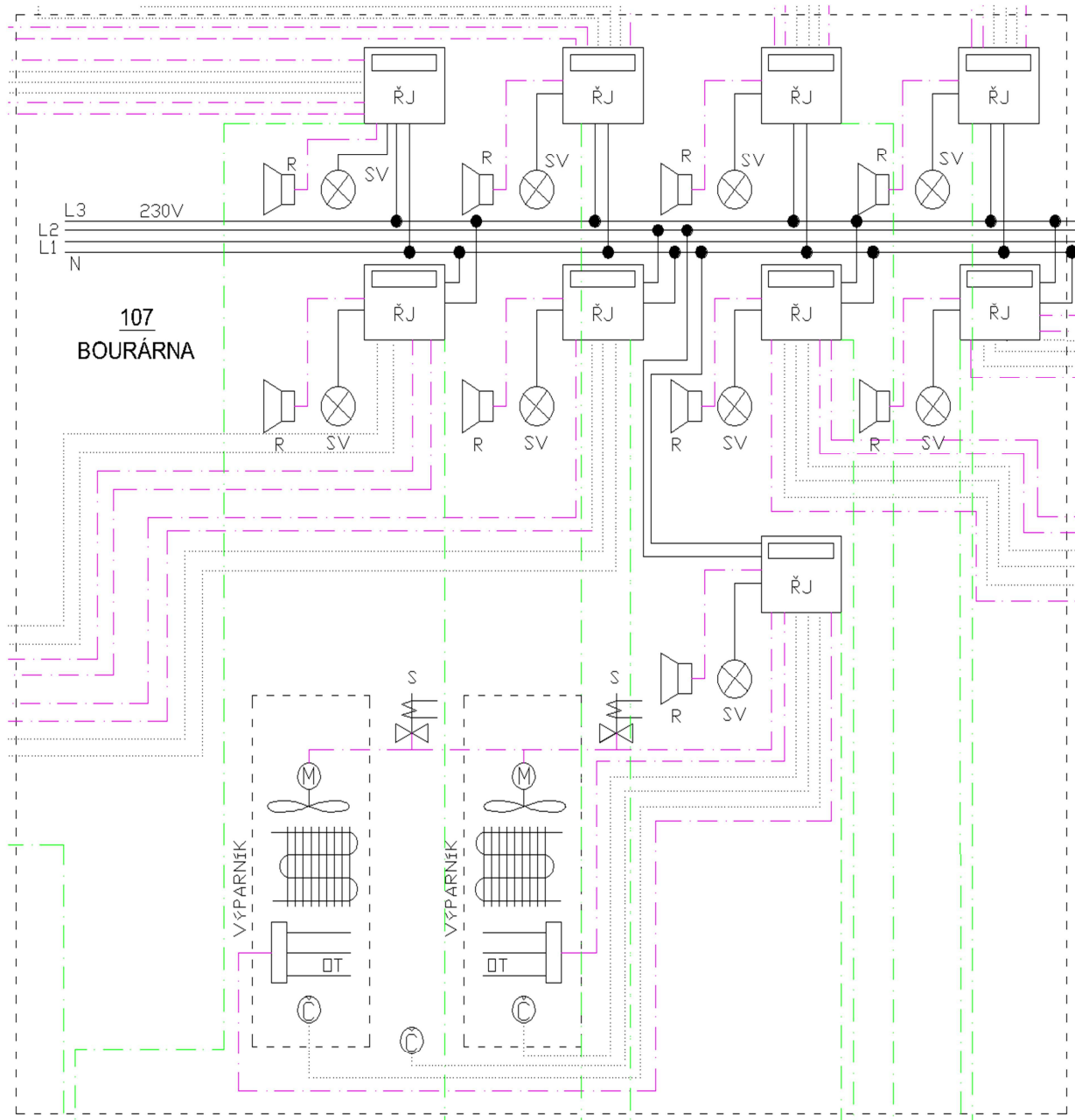
č.m.	Název místnosti	Výparníky	Řídicí rozvaděč
			Krytí IP 55 Reg. XR60 C5
101	Odvěšovna	2 x SKB 16 R	RKJ-GB-C-1CE
102	Odvěšovna	2 x SKB 19 R	RKJ-GB-C-1CE
103	Odvěšovna – zvěřina	2 x MUC 670 R	RKJ-CB-C-1AE
104	Skład-zrání	2 x MUC 520 R	RKJ-CB-C-1AC
105	Skład-zrání	2 x MUC 285 R	RKJ-BB-C-1AC
107	Bourárna	2 x MUC 320 R	RKJ-BB-C-1AC
109	Odpady, kůže	2 x SKB 10 R	RKJ-FB-C-1CD
110	Expediční chodba	1 x MUC 285 R	RKJ-BB-C-1AC
111	Expedice	1 x SKB 10 R	RKJ-FB-C-1CD

Schémat zapojení části chladicího okruhu

- podrobné výkresy viz příloha



Obr. 144: MaR u sdružené kompresorové jednotky



Obr. 145: MaR chlazených prostor a umístění rozvaděčů

D.3 Předpokládané roční náklady na dodávku elektrické energie

Dle parametrů výrobců jednotlivých komponent jsem volil příkon zařízení. Provozní zařízení okruhu se vzduchotechnickými jednotkami a indukčními jednotkami je počítána pouze pro pracovní dny, tedy 269 dnů v roce a deseti hodinovou limitní pracovní dobu. Provozní doba výparníků technologického chlazení je počítána pro 24h a 355 dní v roce tj. pro nepřetržitý provoz se dvěma revizními kontrolami po dobu maximálně 5 dnů, kdy dochází k odstávce zařízení. U výparníků je započten i příkon odtávání po maximální dobu 4h/den pro chlazenou místnost. Dle předběžných zjištění pro rok 2014 je udávána průměrná sazba $\approx 4,5$ Kč/MWh. U dodavatele el. energie lze dohodnout vhodný dvoutarifní program pro větší podnikatelské záměry a tím i nižší sazbu.

Tab. 96: Náklady na provoz technologie chlazení

Popis	Instalované zařízení	Příkon špička P ₁	Příkon mimo špičku P ₂	Doba provozu špička T ₁	Doba provozu mimo špičku T ₂	Počet dnů za rok	Spotřeba za den	Spotřeba za rok	Průměrná sazba s DPH	Cena celkem s DPH	
		[kW]	[kW]	[hod]	[hod]						[den/rok]
Vodní chladiče	Chladič XPND 04/4R	2,78	0,00	10	0	269	27,79	7,48	4500	33642,61	
	Chladič XPND 04/4R	0,69	0,00	10	0	269	6,95	1,87		8410,65	
	Chladič XPND 06/4R	2,55	0,00	10	0	269	25,48	6,85		30839,06	
Indukční jednotky	Architect 3,6m 4x	0,90	0,00	10	0	269	9,01	2,42	10911,42		
	Architect 1,8m 2x	0,11	0,00	10	0	269	1,14	0,31	1384,95		
	Architect 1,5m 1x	0,05	0,00	10	0	269	0,50	0,13	605,57		
	Architect 1,8m 1x	0,12	0,00	10	0	269	1,23	0,33	1494,29		
	Architect 2,4m 2x	0,20	0,00	10	0	269	1,95	0,52	2360,59		
	Architect 2,4m 3x	0,35	0,00	10	0	269	3,52	0,95	4255,79		
	Architect 1,5m 2x	0,09	0,00	10	0	269	0,88	0,24	1070,96		
	Architect 2,4m 2x	0,26	0,00	10	0	269	2,61	0,70	3162,41		
	Architect 2,4m 1x	0,13	0,00	10	0	269	1,28	0,35	1553,17		
	Architect 2,4m 2x	0,16	0,00	10	0	269	1,64	0,44	1990,52		
Chlad. jednotka	WDE - S1K-24	8,40	3,90	10	14	269	138,60	37,28	167775,30		
Kondenzátor	LU-VE EAL9U-5110C	0,28	0,13	10	14	269	4,55	1,22	5511,65		
Výparníky	2 x SKB 16 R	2,61	1,05	24	4	355	66,84	23,73	106776,90		
	2 x SKB 22 L	3,48	1,80	24	4	355	90,72	32,21	144925,20		
	2 x SKB 10 R	1,74	0,75	24	4	355	44,76	15,89	71504,10		
	2 x MUC 615 L	0,87	0,93	24	4	355	24,60	8,73	39298,50		
	2 x MUC 285 R	0,58	0,20	24	4	355	14,70	5,22	23483,25		
	2 x MUC 420 R	0,58	0,66	24	4	355	16,56	5,88	26454,60		
	2 x SKB 10 R	1,74	0,75	24	4	355	44,76	15,89	71504,10		
	1 x MUC 320 R	0,29	0,24	24	4	355	7,92	2,81	12652,20		
	1 x SKB 10 R	0,87	0,38	24	4	355	22,38	7,94	35752,05		
Chlad. jednotka	SME-C4-6SH350	98,80	49,40	10	14	355	1679,60	596,26	2683161,00		
Kondenzátor	LU-VE EAL9N 6232A	82,80	41,40	10	14	355	1407,60	499,70	2248641,00		
Řídicí rozvaděč	9 x RKJ ...	0,01	0,01	10	14	355	0,24	0,09	383,40		
								Σ	1275,45	Σ	5739505,25

Provozní náklady z ohřevu vzduchu a topné vody klimatizačního systému vzniklé v zimním období jsou shrnuty v tab. . Potřebu teplé vody zajišťuje cirkulační čerpadlo a stálý teplotní spád 45/55°C zajišťuje akumulaci zásobník umístěný v technické místnosti. Potřebný výkon/příkon k ohřevu zajistí elektrická vložka v zásobníku.

Tab. 97: Náklady na provoz technologie ohřevu

Popis	Instalované zařízení	Příkon špička P ₁	Příkon mimo špičku P ₂	Doba provozu špička T ₁	Doba provozu mimo špičku T ₂	Počet dnů za rok	Spotřeba za den	Spotřeba za rok	Průměrná sazba s DPH	Cena celkem s DPH
		[kW]	[kW]	[hod]	[hod]	[den/rok]	[kWh/den]	[MWh/rok]		
Ohřívače	XPNC 04/2R	2,10	0	10	0	269	21,00	5,65	4500	25420,50
	XPNC 06/1R	1,90	0	10	0	269	19,00	5,11		22999,50
Indukční jednotky	Architect 3,6m 4x	1,08	0	10	0	269	10,82	2,91		13093,71
	Architect 1,8m 2x	0,14	0	10	0	269	1,37	0,37		1661,95
	Architect 1,5m 1x	0,06	0	10	0	269	0,60	0,16		726,68
	Architect 1,8m 1x	0,15	0	10	0	269	1,48	0,40		1793,15
	Architect 2,4m 2x	0,23	0	10	0	269	2,34	0,63		2832,71
	Architect 2,4m 3x	0,42	0	10	0	269	4,22	1,13		5106,95
	Architect 1,5m 2x	0,11	0	10	0	269	1,06	0,29		1285,15
	Architect 2,4m 2x	0,31	0	10	0	269	3,13	0,84		3794,89
	Architect 2,4m 1x	0,15	0	10	0	269	1,54	0,41	1863,80	
Architect 2,4m 2x	0,20	0	10	0	269	1,97	0,53	2388,63		
							Σ	18,44	Σ	82967,60

Do provozních nákladů dále zahrnuji příkon ventilátorů vzduchotechnických zařízení, cirkulační čerpadlo, odhadový počet zářivkových svítidel a zásuvek. Vypisuji tyto prvky z důvodu potřebného návrhu velikosti hlavního jističe viz Tab. 100, dle kterého mohu zvolit příslušný tarif a sazbu elektrické energie u jednoho z možných dodavatelů.

Tab. 98: Provozní náklady ostatní

Popis	Instalované zařízení	Příkon špička P ₁	Příkon mimo špičku P ₂	Doba provozu špička T ₁	Doba provozu mimo špičku T ₂	Počet dnů za rok	Spotřeba za den	Spotřeba za rok	Průměrná sazba s DPH	Cena celkem s DPH	
		[kW]	[kW]	[hod]	[hod]	[den/rok]	[kWh/den]	[MWh/rok]			[Kč/MWh]
Ventilátory	XPVP 280-3,0	2,38	0	10	0	269	23,80	6,40	4500	28809,90	
	XPVP 280-1,1	1,03	0	10	0	269	10,30	2,77		12468,15	
	XPVP 315-0,55	0,53	0	10	0	269	5,30	1,43		6415,65	
	XPVP 315-1,1	0,97	0	10	0	269	9,70	2,61		11741,85	
Čerpadlo	MAGNA3 D65-80 F	0,38	0	10	0	269	3,76	1,01		4551,48	
Osvětlení	Zářivky 7 W/m ² - 460m ²	3,22	0	10	0	269	32,20	8,66		38978,10	
Zásuvky	90 x (16A/6)	21,12	0	10	0	269	211,20	56,81		255657,60	
							Σ	79,69		Σ	358622,73

Dle ČSN 73 0540 se požaduje ZZT s účinností min. 60% ($n > 2$ po dobu nejméně 8 h/den). Zařízení VZT1 a VZT 2 jsem navrhl s deskovým rekuperačním výměníkem. Do výtlačného potrubí technologického chlazení jsem navrhl trubkový výměník k využití odpadního tepla k předehřevu topné vod pro klimatizační systém.

Tab. 99: Zisky z ušetřeného tepla

Popis	Instalované zařízení	Příkon špička P_1	Příkon mimo špičku P_2	Doba provozu špička T_1	Doba provozu mimo špičku T_2	Počet dnů za rok	Spotřeba za den	Spotřeba za rok	Průměrná sazba s DPH	Cena celkem s DPH
		[kW]	[kW]	[hod]	[hod]	[den/rok]	[kWh/den]	[MWh/rok]		
Trubk. výměník	JAD X 17, $\eta=73\%$	-5,00	0	10	0	269	-50,00	-13,45	4500	-60525,00
Deskový rekuperátor	XPXQ 06/BP, $\eta=80\%$	-12,80	0	10	0	269	-114,00	-34,43		-154944,00
	XPXQ 04/BP, $\eta=80\%$	-12,10	0	10	0	269	-108,00	-32,55		-146470,50
Σ								-80,43	Σ	-361939,50

Tab. 100: Návrh hlavního jističe

Instalované zařízení	Příkon P	Napětí U	Proud I	Proud celkem I	JISTIČ
	[kW]	[V]	[A]	[A]	
Technologie	196,38	400	516,80	627,44	3x630A
Zářivky 7 W/m ² - 460m ²	3,22	220	14,64		
Zásuvky 90 x (16A/6)	21,12	220	96,00		

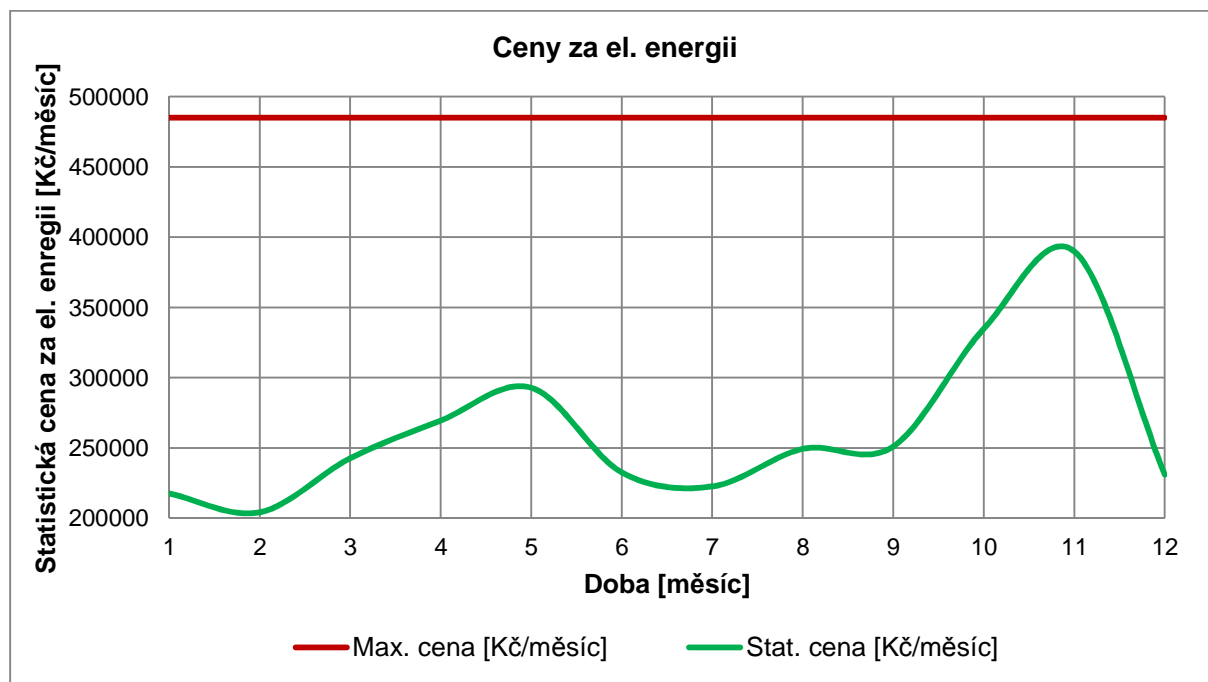
Celková spotřeba elektrické energie na provoz řešeného objektu činí **1300 MW/rok.**

Náklady na provoz objektu jatek se zahrnutím finančních úspor provozem ZZT činí **5 819 156 Kč/rok.** Tyto hodnoty jsou hraniční a lze k nim přihlídnout pouze informativně. Pro přiblížení k reálným hodnotám využiji průměrné hodnoty objemu porážky skotu v Karlovarském kraji za rok 2012. Data byla získána z Českého statistického úřadu.

Jelikož celkový provoz tohoto objektu závisí na objemu porážení skotu, využil jsem získanou statistiku a vypočítal průměrný procentuální objem výroby v tomto kraji a aplikoval jej na své měsíční spotřeby elektrické energie. Na maximální příkon objektu jsem použil redukční součinitel současnosti, k zohlednění poměru výkonů spotřebičů, které jsou současně v chodu k instalovanému výkonu všech spotřebičů.

Tab. 101: Statistický výpočet roční spotřeby el. energie

Měsíc	Roční produkce [%]	Max příkon P_c [MWh/měsíc]	Souč. současnosti [-]	Nom. příkon P_n [MWh/měsíc]	Stat. příkon P_s [MWh/měsíc]	Průměrná sazba s DPH [Kč/MWh]	Stat. cena [Kč/měsíc]
1	55,79	108,3	0,8	86,64	48,34	4500	217529,61
2	52,36				45,37		204143,18
3	62,23				53,92		242629,18
4	69,10				59,87		269402,06
5	75,11				65,07		292828,33
6	59,66				51,69		232589,36
7	57,08				49,46		222549,53
8	63,95				55,40		249322,40
9	64,38				55,78		250995,71
10	85,84				74,37		334660,94
11	100,00				86,64		389880,00
12	59,23				51,31		230916,05
Σ					697,21	Σ	3137446,35



Graf. 17: Porovnání aplikace statistiky a špičky provozu

Dle statistických hodnot z roku 2012 probíhala porážka skotu v Karlovarském kraji průměrně viz zelená křivka v grafu. Červená linie označuje původně navrženou špičkovou spotřebu elektrické energie. Celková statistická spotřeba elektrické energie na provoz řešeného objektu činí **697 MW/rok.**

Náklady na provoz objektu jatek se zahrnutím finančních úspor provozem ZZT činí **3 137 447 Kč/rok.**

D.4 Grafické řešení s technickou zprávou

Grafické řešení zahrnuje dokumentaci k provedení stavby (DPS). Označení příloh bude následující:

- D.4 – 1: TECHNICKÁ ZPRÁVA
- D.4 – 2: PŮDORYS VZDUCHOVODU
- D.4 – 3: ŘEZ VZDUCHOVODU 1 – 1
- D.4 – 4: ŘEZ VZDUCHOVODU 2 – 2
- D.4 – 5: ŘEZ VZDUCHOVODU 3 – 3
- D.4 – 6: CHLADICÍ OKRUH 1 - AXONOMETRIE
- D.4 – 7: CHLADICÍ OKRUH 1 - PŮDORYS
- D.4 – 8: CHLADICÍ OKRUH 1 - ŘEZ 1 – 1
- D.4 – 9: CHLADICÍ OKRUH 1 – ŘEZ 2 – 2
- D.4 – 10: CHLADICÍ OKRUH 1 – FUNKČNÍ SCHÉMA ZAPOJENÍ
- D.4 – 11: CHLADICÍ OKRUH 1 – FUNKČNÍ BLOKOVÉ SCHÉMA
- D.4 – 12: CHLADICÍ OKRUH 2 - AXONOMETRIE
- D.4 – 13: CHLADICÍ OKRUH 2 - PŮDORYS
- D.4 – 14: CHLADICÍ OKRUH 2 - ŘEZ 1 – 1
- D.4 – 15: CHLADICÍ OKRUH 2 – ŘEZ 2 – 2
- D.4 – 16: CHLADICÍ OKRUH 2 – FUNKČNÍ SCHÉMA ZAPOJENÍ
- D.4 – 17: CHLADICÍ OKRUH 2 – FUNKČNÍ BLOKOVÉ SCHÉMA

ZÁVĚR

Touto prací jsem chtěl poukázat na různá úskalí při návrhu chladicí techniky a neméně důležitým návrhem komfortního systému chlazení případně vytápění do zázemí administrativy a přidružených prostor hovězích jatek. Zmínil jsem se o komfortním systému jakožto o důležitém doplňku v těchto provozech. Ač se to zdá jako nepřiliš nutný zákrok při návrhu technického řešení, bezstresové pracovní prostředí je vždy důležitým aspektem. Jatečný průmysl se vždy bude potýkat s vysokými provozními náklady. Jak jsem mohl poukázat v mé práci, tyto náklady (především z technologického chlazení) nejsou zanedbatelné a prakticky ovlivňují životnost jatek v závislosti na výnosnosti produkce výroby. Tímto nechci popisovat zdali se vyplatí zakládat jatka či ne. Chtěl jsem pouze poukázat na skutečnost, že při takovéto vstupní investici na nutnou chladicí techniku, lze zainvestovat do techniky, která zajistí komfortní pracovní prostředí a je pouze za zlomkovou pořizovací cenu nutného chlazení.

Návrhy technického řešení jsem aplikoval do skutečně existujícího objektu hovězí porážky a chtěl bych stručně popsat technologii chlazení případně vzduchotechnického systému, který byl nainstalován za účelem subjektivního posouzení. Technologické chlazení bylo navrženo obdobným způsobem, jako u koncepčního řešení varianty B. Tedy dodavatel chladicí techniky tabulkově vybral vhodná zařízení a nainstaloval je do objektu. Vzduchotechnický systém je instalován v místnosti Bourárny, kde je navržen přetlakový systém s potrubním ohříváčem a chladičem. Dále jsou podtlakově odvětrány místnosti WC a pisoárové stání. Objekt jsem měl tu možnost projektovat ze stavebního hlediska do rozšířenosti stavebního povolení (DSP) a rozvody TZB byly navrženy dodavatelskou firmou. Objekt jsem několikrát navštívil, již při běžném provozu a v letním období jsem pozoroval slabé články instalací. Při větším (ne maximálním) objemu výroby, výparníky v odvěšovnách zamrzají, nestačí odtávat a v ostatních nechlazených prostorách, kde nejsou okenní otvory, je velice nízká kvalita IM.

Z mého subjektivního hlediska je má navržená varianta vhodná do podobných, nicméně větších provozů. Do takto malých jatek by byl vhodný např. klimatizační systém s jednotkami Split či v zapojení Multisplit. Zvolil jsem indukční systém z důvodu zajímavosti jeho funkce s téměř nulovou potřebou elektrické energie na provoz indukčních trámů (jednotek).

Cíl mé práce bude naplněn tehdy, kdy kdokoliv nahlédne do mé publikace a alespoň zvaží možnost zkomfortnění pracovního prostředí. Přeci jen jde o prostředí pracovníků, na kterých je v zásadě firemní provoz založen.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PIPEK, Petr. *Technologie masa*. I., přeprac. vyd. Praha: [s.n.], 334 s. ISBN 80-7080.
- [2] ULLRICH, Hans-Jürgen. *Chladicí technika: Díl 2*. Ing. František Smutný. České 1. vydání. Praha 7 : Svaz CHKT s.r.o., 2000. 445 s. ISBN 80-238-5889-0.
- [3] POSPÍŠIL, Ing. Luděk. *JDK, spol. s.r.o., Pražská 2161, Nymburk. Návrh potrubí chladicího okruhu*. R2. Nymburk, 2012.
- [4] KOSTOHRYZOVÁ, Bc. Lenka. *Ztráty při zrání a skladování hovězího masa*. České Budějovice, 2013. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích. Vedoucí práce Ing. Dana Jirotková.
- [5] Modernizace výuky odborných předmětů. *Vyšetření zdravotního stavu hz*. 5 s
- [6] PETRÁK, PH.D., Ing. Miroslav. *Chladicí technika a tepelná čerpadla: Podklady pro cvičení*. Praha, 2009.
- [7] ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách – výpočet tepelného výkonu, Březen 2005.
- [8] Česká republika. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací. In: č. 272/2011 Sb. 2011
- [9] HIRŠ, Jiří. *Vzduchotechnika v příkladech*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 230 s. ISBN 80-720-4486-9.
- [10] GEBAUER, Günter. *Vzduchotechnika*. Brno: Era, 2005, xviii, 262 s. ISBN 80-736-6027-X.
- [11] ŠIKULA, Ondřej. *Manuál k softwaru CalA*. V Tribunu EU vyd. 1. Brno: Tribun EU, 2009, 43 s. ISBN 978-80-7399-879-0.
- [12] A-GAS. *Refrigerant R404A*. Australia, 2000.
- [13] *Cristopia: Energy systems* [online]. 2000 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.cristopia.com/cristopia/indexCristopia.html>
- [14] *JDK: Výrobce chladicí techniky* [online]. 1991 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.jdk.cz>
- [15] *Lindab* [online]. 2013 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.lindab.com>
- [16] *Český statistický úřad* [online]. 2010, 9. 1. 2014 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.czso.cz>
- [17] *Systemair* [online]. 2012 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.systemair.com>
- [18] *Remak: Klimatizace a vzduchotechnika* [online]. 2006 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://www.remak.cz/>
- [19] *Software pro stavební fyziku* [online]. 2013 [cit. 2014-01-17]. Dostupné z: <http://stavebni-fyzika.cz/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	A	<i>Celková plocha výměny tepla</i>
A	A	<i>Průtočný průřez</i>
A_1	A_1	<i>Efektivní plocha</i>
A_{1p}	A_{1P}	<i>Navrhnutá plocha desky</i>
b	b	<i>Hloubka profilu</i>
c_p	$cp[]$	<i>Měrná tepelná kapacita</i>
c_p	cp	<i>Tepelná kapacita média</i>
d	d	<i>Průměr potrubí</i>
De	De	<i>Ekvivalentní průměr</i>
d_h	d_h	<i>Hydraulický průměr</i>
D_p	D_p	<i>Průměr portu</i>
dr	dr	<i>Absolutní drsnost potrubí</i>
$DSTL$	$DSTL$	<i>Tepelná hustota akumulátoru</i>
f	f	<i>Třecí součinitel</i>
f	f	<i>Korekční faktor</i>
Fi	Fi	<i>Velikost faktoru zvětšení</i>
G	G	<i>Hmotová rychlost</i>
K_p	K_p	<i>Součinitel pro výpočet třecího součinitele</i>
kv_{cr}	kv_{cr}	<i>tepelný přenosový koeficient během tuhnutí</i>
kv_{fu}	kv_{fu}	<i>tepelný přenosový koeficient během tání</i>
L	L	<i>Výška desky</i>
l_{mtd}	l_{td}	<i>Střední teplotní logaritmický spád</i>
m	$m[]$	<i>Průtočné množství</i>
m	m	<i>Součinitel pro výpočet třecího součinitele</i>
m	m	<i>Hmotnostní průtok</i>
n	n	<i>počet desek</i>
NTU	NTU	<i>Number of Transfer Unit</i>
NTU_c	NTU_c	<i>Number of Transfer Unit</i>
Nu	Nu	<i>Nuseltovo číslo</i>
$Odst.$	$Odst.$	<i>Energie, která bude vybita</i>
P	P	<i>Termická účinnost</i>
P	$P()$	<i>Požadovaný výkon</i>
P_{dst}	P_{dst}	<i>Výkon pro vybíjení akumulátoru</i>
P_{min}	$P[min]$	<i>Minimální okamžitá potřeba chladu</i>
Pr	Pr	<i>Prandtlovo číslo</i>
Pr_2	Pr_2	<i>Minimální kapacita chladicího výkonu</i>
P_{st}	P_{st}	<i>Výkon pro nabíjení akumulátoru</i>
Q_1	$Q[p]$	<i>Potřebné množství chladu</i>
Q_l	Q_1	<i>Latentní teplo modulů</i>
Q_j	Q_j	<i>Celková denní spotřeba</i>
Q_{s1}	Q_{s1}	<i>Sensitivní teplo modulů v kapalně fázi</i>
Q_{ss}	Q_{ss}	<i>Sensitivní teplo modulů v pevně fázi</i>
Q_{st}	Q_{st}	<i>Maximální energie která může být uložena</i>

R	R	<i>Poměr tepelných kapacit</i>
$R1Z$	$R1Z$	<i>Součinitel zanášení</i>
$R2Z$	$R2Z$	<i>Součinitel zanášení</i>
Re	Rey	<i>Reynoldsovo číslo</i>
Re	Re	<i>Reynoldsovo číslo</i>
s	s	<i>Tloušťka desky</i>
t	$t[]$	<i>Teplota média</i>
$t11$	$t11$	<i>Vstupní teplota chladicí vody</i>
$t12$	$t12$	<i>Výstupní teplota chladicí vody</i>
$T2$	$T2$	<i>Nabíjecí vstupní teplota</i>
$t21$	$t21$	<i>Vstupní teplota glykolové směsi</i>
$t22$	$t22$	<i>Vstupní teplota glykolové směsi</i>
$T3$	$T3$	<i>Vybíjecí výstupní teplota</i>
Tm	Tm	<i>Střední teplota</i>
tpd	tpd	<i>Čas kdy probíhá přímá produkce</i>
tst	tst	<i>Čas po který je akumulátor nabíjen</i>
Tst	Tst	<i>Teplota změny fáze kapaliny uvnitř modulů</i>
Va	Va	<i>Objem akumulátoru</i>
W	W	<i>Šířka desky</i>
w	w	<i>Rychlost proudícího média</i>
w	w	<i>Rychlost proudícího média</i>
α	$\alpha[]$	<i>Součinitel přestupu tepla</i>
Δp	$\Delta p[]$	<i>Velikost tlakové ztráty</i>
Δp_{ZM}	Δp_{ZM}	<i>Tlakové ztráty místními odpory</i>
Δp_{ZP}	Δp_{ZP}	<i>Tlakové ztráty v přímém potrubí</i>
ΔT	ΔT	<i>Teplotní spád</i>
ζ	ζ	<i>Součinitel místních ztrát</i>
η	$\eta[]$	<i>Dynamická viskozita</i>
λ	$\lambda[]$	<i>Tepelná vodivost</i>
λ	λ	<i>Součinitel třecích ztrát</i>
λ_{mat}	λ_{mat}	<i>Tepelná vodivost</i>
ρ	$\rho[]$	<i>Hustota média</i>
ρ	ρ	<i>Hustota média</i>
ρ	ρ	<i>Hustota média</i>

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obr. 1: Znázornění v diagramu p-V a T-s (5)	29
Obr. 2: Levotočivý Rankin - Calusiův oběh (5)	30
Obr. 3: Schema chladicího okruhu a jeho zobrazení v P-h diagramu (4)	31
Obr. 4: Grafické znázornění vícestupňového chladicího oběhu (4)	33
Obr. 5: Princip absorpčního chlazení (5)	34
Obr. 6: Proudový chladicí oběh	35
Obr. 7: Plynové chlazení znázorněno v diagramu p-v	36
Obr. 8: Schéma zapojení dvou Peltierovo článků (5)	37
Obr. 9: Schéma vířivé trubice	38
Obr. 10: Příklad sestavy sdružené chladicí jednotky - výkon 19kW	41
Obr. 11: Příklad zapojení výparníku pro chlazení vzduchu v protiproudém uspořádání (4)	43
Obr. 12: Typické zapojení vzduchem chlazeného kondenzátoru (4)	44
Obr. 13: Vzduchem chlazený kondenzátor s axiálními ventilátory	45
Obr. 14: Chladicí věž otevřená	45
Obr. 15: Chladicí věž uzavřená	46
Obr. 16: Schéma hybridního chladiče	47
Obr. 17: Provedení a velikosti sběračů chladiva	48
Obr. 18: Závislost entalpie vody ve třech skupenstvích na teplotě	51
Obr. 19: Rozbor jednotlivých rozbouraných mas	59
Obr. 20: Energetická bilance chlazeného prostoru (6)	64
Obr. 21: Mollierův diagram h – x	67
Obr. 22: Schema zapojení výměníku tepla (4)	69
Obr. 23: Návrhové schéma pro rekuperaci (4)	70
Obr. 24: Histogram spotřeby s návrhem akumulace chladu (13)	71
Obr. 25: Schéma akumulční kuličky (13)	72
Obr. 26: Schéma zapojení při nabíjení (13)	76
Obr. 27: Schéma zapojení při přímé produkci (13)	76
Obr. 28: Schéma zapojení při vybíjení (13)	76
Obr. 29: Schéma zapojení při vybíjení a přímé produkci (13)	77
Obr. 30: Schéma zapojení při nabíjení a přímé produkci (13)	77
Obr. 31: Popis potrubního chladicího okruhu (6)	79
Obr. 32: Způsoby měření povrchových teplot termočlánky	85
Obr. 33: Připojení přístroje k počítači pomocí komunikačního adaptéru	86
Obr. 34: Snímač povrchových teplot potrubí	86
Obr. 35: Snímač povrchových teplot TG7	86
Obr. 36: Připojení přístroje k počítači pomocí komunikačního adaptéru	87
Obr. 37: Přesnost měření teploty rosného bodu	88
Obr. 38: Mapa s vyjádřením polohy objektu	94
Obr. 39: Orientace ke světovým stranám	94
Obr. 40: Půdorys větraných prostor	100
Obr. 41: Půdorys místnosti 101	100
Obr. 42: Rozdělení objektu do funkčních celků	105
Obr. 43: Ideové schéma potrubní sítě	108
Obr. 44: Geometrie VZT 1	111
Obr. 45: Geometrie VZT 2	113
Obr. 46: Geometrie ventilátoru	114
Obr. 47: Půdorys chlazených prostor	115
Obr. 48: Ideové schéma systému chlazení	116
Obr. 49: Rozdělení objektu do funkčních celků	117
Obr. 50: Ideové schéma potrubní sítě	120
Obr. 51: Geometrie VZT 1	122
Obr. 52: Geometrie VZT 2	124
Obr. 53: Půdorys chlazených prostor	125
Obr. 54: Ideové schéma systému chlazení	126
Obr. 55: Rozdělení objektu do funkčních celků	127
Obr. 56: Ideové schéma potrubní sítě	132

Obr. 57: Geometrie VZT 1	135
Obr. 58: Geometrie VZT 2	137
Obr. 59: Půdorys chlazených prostor	138
Obr. 60: Ideové schéma systému chlazení	139
Obr. 61: Půdorys kanalizace s kondenzátním svodem	141
Obr. 62: Půdorys VTP	142
Obr. 63: Geografická mapa Karlovarského kraje	146
Obr. 64: Půdorys s vyznačením měřených prostor	147
Obr. 65: Detail prostor s vyznačením pohledu termokamery	148
Obr. 66: Obraz viditelného záření - F1, Obr. 67: Termografický obraz - F1	149
Obr. 68: Obraz viditelného záření - F2, Obr. 69: Termografický obraz - F2	149
Obr. 70: Obraz viditelného záření - F3, Obr. 71: Termografický obraz - F3	150
Obr. 72: Termografický obraz - F4, Obr. 73: Termografický obraz - F4	150
Obr. 74: Termografický obraz - F5, Obr. 75: Termografický obraz - F5	150
Obr. 76: Termografický obraz - F6, Obr. 77: Termografický obraz - F6	151
Obr. 78: Termografický obraz - F7, Obr. 79: Termografický obraz - F7	151
Obr. 80: Půdorys s vyznačením měřených prostor	153
Obr. 81: Půdorys s vyznačením měřených prostor	157
Obr. 82: Detail prostor s vyznačením pohledu termokamery	157
Obr. 83: Termografický obraz - F1, Obr. 84: Termografický obraz - F1	158
Obr. 85: Termografický obraz - F2, Obr. 86: Termografický obraz - F2	158
Obr. 87: Termografický obraz - F3, Obr. 88: Termografický obraz - F3	159
Obr. 89: Termografický obraz - F4, Obr. 90: Termografický obraz - F4	159
Obr. 91: Termografický obraz - F5, Obr. 92: Termografický obraz - F5	159
Obr. 93: Termografický obraz - F6, Obr. 94: Termografický obraz - F6	160
Obr. 95: Termografický obraz - F7, Obr. 96: Termografický obraz - F7	160
Obr. 97: Termografický pohled na výparník	164
Obr. 98: Simulace 2D teplotního pole	167
Obr. 99: Simulace 2D teplotního pole	168
Obr. 100: Simulace 2D teplotního pole	169
Obr. 101: Simulace 2D teplotního pole	170
Obr. 102: Simulace 2D teplotního pole	174
Obr. 103: Simulace 2D teplotního pole	175
Obr. 104: Simulace 2D teplotního pole	176
Obr. 105: Simulace 2D teplotního pole	177
Obr. 106: Simulace 2D teplotního pole	181
Obr. 107: Simulace 2D teplotního pole	182
Obr. 108: Simulace 2D teplotního pole	183
Obr. 109: Simulace 2D teplotního pole	184
Obr. 110: Technické řešení 2	185
Obr. 111: Rozdělení objektu do funkčních celků	187
Obr. 112: Hx diagram - Léto, Obr. 113: Hx diagram - Zima	192
Obr. 114: Geometrie VZT 1	201
Obr. 115: Geometrie VZT 2	204
Obr. 116: Geometrie VZT 2	205
Obr. 117: Provedení ventilátoru	206
Obr. 118: Půdorys s vyznačením posuzovaných vyústek	209
Obr. 119: Tlumič hluku	210
Obr. 120: Tlumič hluku	210
Obr. 121: Schéma zapojení 1	211
Obr. 122: Schéma zapojení 1	211
Obr. 123: Provedení jednotky	213
Obr. 124 : Zapojení akumulace 1	217
Obr. 125 : Zapojení akumulace 2	217
Obr. 126 : Zapojení akumulace 3	218
Obr. 127 : Zapojení akumulace 4	218
Obr. 128 : Zapojení akumulace 5	218

Obr. 129: Schéma zapojení akumulátoru.....	219
Obr. 130: Schéma regulace.....	220
Obr. 131: Provedení kondenzační jednotky	220
Obr. 132: Výpočtové schéma	221
Obr. 133: Schémata MaR.....	227
Obr. 134: Chemické složení chladiva R404A.....	228
Obr. 135: Geometrie sdružené kompresorové jednotky	233
Obr. 136: Geometrie vzduchem chlazeného kondenzátoru	234
Obr. 137: Podmínka umístění kondenzátoru.....	235
Obr. 138: Geometrie ventilu	236
Obr. 139: Detail přesného osazení kapilárního čidla.....	237
Obr. 140: Umístění expanzního ventilu a kapláry	237
Obr. 141: Geometrie výměníku tepla	241
Obr. 142: Výpočtové schéma technologického chlazení	242
Obr. 143: MaR u sdružené kompresorové jednotky.....	247
Obr. 144: MaR chlazených prostor a umístění rozvaděčů	248
Tab. 1: Rozdělení kompresorů	39
Tab. 2: Druhy solanek	51
Tab. 3: Druhy vodních organických látek	52
Tab. 4: Druhy chladiv.....	53
Tab. 5: Vybrané fyzikální vlastnosti nejpoužívanějších chladiv.....	54
Tab. 6: Chladiva v průmyslových a potravinářských objektech.....	54
Tab. 7: Přehled mikroorganismů podle nároků na teplotu (1).....	55
Tab. 8: Naměřené hmotnostní ztráty hovězího (3).....	56
Tab. 9: Způsoby chlazení v závislosti na čase (1).....	58
Tab. 10: Tabulka tělesných teplot různých zvířat (5).....	59
Tab. 11: Tepelně technické vlastnosti hovězího masa(.....	59
Tab. 12: Druhy použití a velikosti kuliček (13).....	72
Tab. 13: Technické charakteristiky kuliček (na 1m ³ akumulátoru) (13).....	72
Tab. 14: Parametry akumulačních zásobníků (13).....	75
Tab. 15: Popis funkce regulace akumulace (13).....	75
Tab. 16: Doporučené rychlosti chladiva v potrubí (6).....	79
Tab. 17: Vnitřní výpočtové teploty dle ČSN EN 12 831 a doporučené relativní vlhkosti vzduchu dle ČSN 06 0210	95
Tab. 18: Údaje o stavebních materiálech.....	96
Tab. 19: Výpočet U-hodnot pro stavební části	97
Tab. 20: Průtoky vzduchu a návrh tlakových poměrů v místnosti	99
Tab. 21: Pomocná tabulka.....	101
Tab. 22: Pomocná tabulka.....	101
Tab. 23: Výpočet tepelné bilance	103
Tab. 24: Výpočet tepelné bilance (pokračování).....	104
Tab. 25: Řešení distribuce vzduchu	108
Tab. 26: Návrh objemových průtoků pro VZT zařízení	109
Tab. 27: Návrh elektrických otopných těles.....	114
Tab. 28: Koncepční návrh komponent chladicího okruhu	115
Tab. 29: Řešení distribuce vzduchu	119
Tab. 30: Tabulka hodnot pro návrh VZT zařízení.....	120
Tab. 31: Koncepční návrh komponent chladicího okruhu	126
Tab. 32: Letní charakteristické údaje místností.....	129
Tab. 33: Zimní charakteristické údaje místností.....	129
Tab. 34: Přívod vzduchu I-J – letní návrhový extrém VZT1	130
Tab. 35: Řešení distribuce vzduchu	130
Tab. 36: Geometrické řešení rozteče přívodních elementů (difuzory, vyústky).....	131
Tab. 37: Vstupní hodnoty pro návrh VZT	131
Tab. 38: Návrh indukčních jednotek.....	132
Tab. 39: Návrh objemových průtoků pro VZT zařízení	133
Tab. 40? Koncepční návrh komponent chladicího okruhu	139

Tab. 41: Tabulka hodnocení navržených variant	143
Tab. 42: Údaje o měření.....	147
Tab. 43: Údaje o měření.....	152
Tab. 44: Měření teplot a vlhkostí.....	154
Tab. 45: Naměřené hodnoty v kritický den 17.9.2013.....	155
Tab. 46: Údaje o měření.....	157
Tab. 47: Měření povrchových teplot.....	161
Tab. 48: Měření teplot a vlhkostí.....	161
Tab. 49: Výsledky měření ze dne 16.7.2013.....	162
Tab. 50: Letní charakteristické údaje místností.....	188
Tab. 51: Zimní charakteristické údaje místností.....	189
Tab. 52: Přehled charakteristických veličin pro letní období – návrhový stav pro chlazení.....	191
Tab. 53: Přehled charakteristických veličin pro zimní období – návrhový stav pro vytápění.....	191
Tab. 54: Přívod vzduchu I-J – letní návrhový extrém VZT1.....	192
Tab. 55: Přívod vzduchu I-J – zimní návrhový extrém VZT1.....	193
Tab. 56: Řešení distribuce vzduchu.....	194
Tab. 57: Přívod vzduchu vyústkami VZT1.....	195
Tab. 58: Odvod vzduchu vyústkami VZT1.....	195
Tab. 59: Letní charakteristické údaje místností.....	196
Tab. 60: Zimní charakteristické údaje místností.....	196
Tab. 61: geometrické řešení rozteče přívodních elementů.....	196
Tab. 62: Přívod vzduchu vyústkami VZT2.....	197
Tab. 63: Odvod vzduchu vyústkami VZT2.....	197
Tab. 64: Odvod vzduchu vyústkami VZT3.....	198
Tab. 65: Objemové průtoky VZT 1.....	198
Tab. 66: Objemové průtoky VZT 2.....	202
Tab. 67: Objemové průtoky VZT 3.....	205
Tab. 68: Vstupní data návrhu ventilátoru.....	206
Tab. 69: Shrnuté dimenze.....	207
Tab. 70: Izolace potrubí VZT 1.....	208
Tab. 71: Izolace potrubí VZT 2.....	208
Tab. 72: Tabulka výkonů na chlazení.....	212
Tab. 73: Výkony VZT.....	219
Tab. 74: Termodynamické vlastnosti v potrubí.....	222
Tab. 75: Výpočet dimenzí.....	223
Tab. 76: Hydraulické posouzení.....	224
Tab. 77: TI na přívodním potrubí.....	225
Tab. 78: TI na vratném potrubí.....	225
Tab. 79: Tepelná zátěž objektu.....	231
Tab. 80: Tepelná bilance chlazených prostor.....	231
Tab. 81: Návrh komponent chladicího systému.....	235
Tab. 82: Přehledná tabulka navržených automatických ventilů.....	235
Tab. 83: Tabulka rozměrů selenoid ventilů.....	236
Tab. 84: Přehledná tabulka navržených termostatických ventilů.....	236
Tab. 85: Tabulka navržených filtrdehydrátorů.....	237
Tab. 86: Tabulka navržených průhledítek.....	238
Tab. 87: Rozpětí podpěr.....	242
Tab. 88: Termodynamické vlastnosti v potrubí.....	242
Tab. 89: Výpočet dimenzí.....	244
Tab. 90: Hydraulické posouzení.....	245
Tab. 91: TI pro kapalinové potrubí.....	246
Tab. 92: TI pro sací potrubí.....	246
Tab. 93: TI pro výtlačné potrubí.....	246
Tab. 94: TI pro kondenzátní potrubí.....	246
Tab. 95: Přehledná tabulka navržených rozvaděčů.....	247
Tab. 96: Náklady na provoz technologie chlazení.....	249
Tab. 97: Náklady na provoz technologie ohřevu.....	250
Tab. 98: Provozní náklady ostatní.....	250

Tab. 99: Zisky z ušetřeného tepla	251
Tab. 100: Návrh hlavního jističe	251
Tab. 101: Statistický výpočet roční spotřeby el. energie.....	251

Graf. 1: Graf znázorňující naměřené hodnoty v kritický den.....	156
Graf. 2: Graf zpracovaných výsledků pro kritický den.....	162
Graf. 3: Srovnání teplot venkovního vzduchu	163
Graf. 4: Teoretická I - intenzita slunečního záření.....	164
Graf. 5: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	165
Graf. 6: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	166
Graf. 7: Srovnání naměřených a simulovaných teplot s t_{i1}	171
Graf. 8: Srovnání naměřených a simulovaných teplot t_{i2}	171
Graf. 9: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	172
Graf. 10: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	173
Graf. 11: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	179
Graf. 12: Průběh teplot ve stojině průvlaku IPE 270	180
Graf. 13: Návrhový graf pro CHJ.....	212
Graf. 14: Histogram spotřeby chladu.....	213
Graf. 15: Graf závislosti relativní vlhkosti na vypařovací.....	228
Graf. 16: Diagram p-h zohledňující odpadní teplo.....	239
Graf. 17: Porovnání aplikace statistiky a špičky provozu	252

SEZNAM PŘÍLOH

B.2.1.8 – 1: TECHNICKÁ ZPRÁVA
B.2.1.8 – 2: PŮDORYS VZDUCHOVODU
B.2.1.8 – 3: PŮDORYS CHLAZENÍ
B.2.2.8 – 1: TECHNICKÁ ZPRÁVA
B.2.2.8 – 2: PŮDORYS VZDUCHOVODU
B.2.2.8 – 3: PŮDORYS CHLAZENÍ
B.2.3.8 – 1: TECHNICKÁ ZPRÁVA
B.2.3.8 – 2: PŮDORYS VZDUCHOVODU
B.2.3.8 – 3: PŮDORYS CHLAZENÍ

D.4 – 1: TECHNICKÁ ZPRÁVA
D.4 – 2: PŮDORYS VZDUCHOVODU
D.4 – 3: ŘEZ VZDUCHOVODU 1 – 1
D.4 – 4: ŘEZ VZDUCHOVODU 2 – 2
D.4 – 5: ŘEZ VZDUCHOVODU 3 – 3
D.4 – 6: CHLADICÍ OKRUH 1 - AXONOMETRIE
D.4 – 7: CHLADICÍ OKRUH 1 - PŮDORYS
D.4 – 8: CHLADICÍ OKRUH 1 - ŘEZ 1 – 1
D.4 – 9: CHLADICÍ OKRUH 1 – ŘEZ 2 – 2
D.4 – 10: CHLADICÍ OKRUH 1 – FUNKČNÍ SCHÉMA ZAPOJENÍ
D.4 – 11: CHLADICÍ OKRUH 1 – FUNKČNÍ BLOKOVÉ SCHÉMA
D.4 – 12: CHLADICÍ OKRUH 2 - AXONOMETRIE
D.4 – 13: CHLADICÍ OKRUH 2 - PŮDORYS
D.4 – 14: CHLADICÍ OKRUH 2 - ŘEZ 1 – 1
D.4 – 15: CHLADICÍ OKRUH 2 – ŘEZ 2 – 2

D.4 – 16: CHLADICÍ OKRUH 2 – FUNKČNÍ SCHÉMA ZAPOJENÍ
D.4 – 17: CHLADICÍ OKRUH 2 – FUNKČNÍ BLOKOVÉ SCHÉMA

SPECIFIKACE MATERIÁLU
PENB

SEZNAM EXTERNÍCH PŘÍLOHA
- přílohy jsou na přiloženém nosiči CD

- DATA K SIMULACI A VÝSLEDKY
- PODROBNÉ EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

PODKLADY

- Tepelné ztráty
- Tepelné zisky
- Tlakové ztráty VZT potrubí
- Dimenzování potrubí chladicího okruhu 1
- Tlakové ztráty chladicího okruhu 1
- Dimenzování potrubí chladicího okruhu 2
- Tlakové ztráty chladicího okruhu 2
- Útlum hluku VZT systému
- Úpravy vzduchu (h-x diagramy)
- Technické listy k výparníkům
- Technické listy k indukčním jednotkám
- Technické listy k výústkám