

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**CHLADÍCÍ FAKTORY ZDROJŮ
CHLADU V NÁKUPNÍM CENTRU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

KAREL ŠTEKER

6 – IB – 2021

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šteker** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **466476**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Inteligentní budovy**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Chladicí faktory zdrojů chladu v nákupním centru

Název diplomové práce anglicky:

Cooling Factors of Chillers in a Shopping Centre

Pokyny pro vypracování:

Zabývejte se zdroji chladu zadaného nákupního centra. Proveďte analýzu chladicích faktorů a optimalizaci provozu strojovny.

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: _____

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

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

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotace

Diplomová práce se zabývá optimalizací přistavené strojovny chladu (strojovna D) v obchodním centru Westfield na pražském Chodově.

Teoretická část diplomové práce je zaměřena na klimatizační systémy, popis jejich základních komponentů, zdroje chladu, principy zpětného získávání tepla, druhy chladiv a na chladicí a topné faktory zdrojů chladu.

V následující části se diplomová práce věnuje popisu obchodního centra Westfield a návrhovým podmínkám z projektové dokumentace.

Praktická část zkoumá současné provozní režimy strojovny D a možnosti jejich optimalizace. Pro provozní režimy byly vytvořeny optimalizační varianty provozu a na základě porovnání faktorů zdrojů chladu mezi variantami a na základě naměřených hodnot z minulých let, byly doporučeny optimální varianty provozních režimů.

Klíčová slova

Optimalizace strojovny chladu, chladicí jednotky, chladicí faktor, topný faktor, celkový faktor.

Annotation

The aim of the Master thesis is optimization of added cooling engine room (cooling engine room D) in Westfield shopping mall located on Chodov, Prague.

The theoretical part of Master thesis is focused on air-conditioning systems, description of their basic components, chillers, principles of heat recovery, types of refrigerants and types of cooling and heating factors.

In the following part, Master thesis describes Westfield shopping mall including designed conditions from project documentation.

The practical part examines the current operating modes of cooling engine room D and possibilities of their optimization. Optimization variants were created for each operating mode. Based on the comparison of the cooling factors between the optimization variants and based on measured values from previous years, optimal variants of the operating mode were recommended.

Keywords

Optimization of the cooling engine room, chillers, energy efficiency ratio, coefficient of performance, total efficiency ratio.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Miloši Lainovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a za odbornou pomoc při její tvorbě.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Chladící faktory zdrojů chladu v nákupním centru“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miloše Laina, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

Podpis

Obsah

1	ÚVOD	10
2	HISTORIE ÚPRAVY PROSTŘEDÍ	11
3	KLIMATIZACE	13
3.1	KLIMATIZACE KOMFORTNÍ	13
3.2	KLIMATIZACE TECHNOLOGICKÁ	13
4	KLIMATIZAČNÍ SYSTÉMY	13
4.1	VZDUCHOVÉ SYSTÉMY	14
4.2	VODNÍ SYSTÉMY S VENTILÁTOROVÝMI KONVEKTORY (FAN-COIL)	14
4.3	VODNÍ SYSTÉMY S CHLADÍČÍMI STROPY.....	15
4.4	CHLADIVOVÉ SYSTÉMY	16
4.4.1	<i>Split systémy</i>	16
4.4.2	<i>Multisplit systémy</i>	16
4.4.3	<i>Systémy VRV, VRF</i>	17
5	ZDROJE CHLADU	18
5.1	KOMPRESOROVÉ CHLAZENÍ.....	18
5.1.1	<i>Pístové kompresory</i>	19
5.1.2	<i>Spirálové kompresory</i>	19
5.1.3	<i>Šroubové kompresory</i>	20
5.1.4	<i>Turbokompresory</i>	21
5.2	ABSORPČNÍ CHLAZENÍ	22
5.3	ZEMNÍ CHLAZENÍ.....	22
5.4	ADIABATICKÉ CHLAZENÍ	23
5.4.1	<i>Přímé adiabatické chlazení</i>	23
5.4.2	<i>Nepřímé adiabatické chlazení</i>	23
5.4.3	<i>Adiabatické chlazení s využitím sorpčních výměníků</i>	23
6	VÝMĚNÍKY TEPLA	24
6.1	REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍKY	24
6.1.1	<i>Trubkové výměníky</i>	25
6.1.2	<i>Lamelové výměníky</i>	25
6.1.3	<i>Deskové výměníky</i>	25
6.2	REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY.....	26
6.3	SMĚŠOVACÍ VÝMĚNÍKY	26
7	VÝPARNÍKY	27
8	KONDENZÁTORY	28
8.1	VODOU CHLAZENÉ KONDENZÁTORY.....	29
8.1.1	<i>Suché chladiče</i>	29
8.1.2	<i>Chladicí věže</i>	30
8.1.3	<i>Hlubinné a povrchové vrty</i>	30
8.2	VZDUCHEM CHLAZENÉ KONDENZÁTORY	31
8.2.1	<i>Interní vzduchem chlazené kondenzátory</i>	31
8.2.2	<i>Externí kondenzátory</i>	31
9	CHLADIVA	32
9.1	GWP (GLOBAL WARMING POTENTIAL)	32
9.2	ODP (OZONE DEPLETION POTENTIAL).....	32
9.3	UKAZATEL TEWI (TOTAL GLOBAL WARMING IMPACT)	32
9.4	VÝZNAMNÉ DRUHY CHLADIV	33
9.4.1	<i>Chladivo R407c</i>	33
9.4.2	<i>Chladivo R410a</i>	33

9.4.3	Chladivo R134a	33
9.4.4	Chladivo R744	33
9.4.5	Chladivo R1234ze	33
9.4.6	Chladivo R454B	33
10	ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA	34
10.1	ČÁSTEČNÉ ZPĚTNÉ ZÍSKÁNÍ TEPLA	34
10.2	CELKOVÉ ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA	35
11	CHLADÍCÍ A TOPNÉ FAKTORY ZDROJŮ CHLADU	36
11.1	CHLADÍCÍ FAKTOR (EER)	36
11.2	EVROPSKÝ SEZÓNŇÍ CHLADÍCÍ FAKTOR (ESEER)	37
11.3	SEZÓNŇÍ KOEFICIENT ENERGETICKÉ EFEKTIVNOSTI (SEER)	37
11.4	TOPNÝ FAKTOR (COP)	37
11.5	CELKOVÝ FAKTOR (TER)	38
12	OBCHODNÍ CENTRUM WESTFIELD CHODOV	39
12.1	STANOVENÍ POTŘEBY CHLADÍCÍHO VÝKONU BUDOVY D	41
12.2	STANOVENÍ POTŘEBY TEPELNÉHO VÝKONU BUDOVY D	41
12.3	ZDROJE CHLADÍCÍHO VÝKONU BUDOVY D	42
12.4	ZDROJE TEPELNÉHO VÝKONU BUDOVY D	44
13	POPIS ZKOUMANÝCH PROVOZNÍCH REŽIMŮ	46
13.1	PROVOZNÍ REŽIM 1	46
13.1.1	<i>Provozní režim 1, Varianta A (stávající stav)</i>	50
13.1.2	<i>Provozní režim 1, Varianta B (optimalizace)</i>	51
13.1.3	<i>Provozní režim 1, Varianta C (optimalizace)</i>	52
13.1.4	<i>Provozní režim 1, Varianta D (optimalizace)</i>	53
13.1.5	<i>Provozní režim 1, Varianta E (optimalizace)</i>	54
13.1.6	<i>Souhrn optimalizačních variant v provozním režimu 1</i>	55
13.2	PROVOZNÍ REŽIM 2	56
13.2.1	<i>Provozní režim 2, Varianta A (stávající stav)</i>	60
13.2.2	<i>Provozní režim 2, Varianta B (optimalizace)</i>	62
13.2.3	<i>Provozní režim 2, Varianta C (optimalizace)</i>	63
13.2.4	<i>Souhrn optimalizačních variant v provozním režimu 2</i>	64
14	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT	65
14.1	NÍZKÉ ZATÍŽENÍ STROJOVNY	65
14.1.1	<i>Aplikace naměřených hodnot při nízkém zatížení strojovny</i>	66
14.2	VYSOKÉ ZATÍŽENÍ STROJOVNY	67
14.2.1	<i>Aplikace naměřených hodnot při vysokém zatížení strojovny</i>	68
15	ZÁVĚR	70

Seznam značení

Značení	Jednotka	Název
COP	[1]	topný faktor
EER	[1]	chladicí faktor
EER_C	[1]	chladicí faktor levotočivého Cartonova oběhu
EWT_{COND}	[°C]	teplota na vstupu do kondenzátoru
EWT_{EVAP}	[°C]	teplota na vstupu do výparníku
$Flow_{COND}$	[l · s ⁻¹]	průtok na výstupu z kondenzátoru
$Flow_{EVAP}$	[l · s ⁻¹]	průtok na výstupu z výparníku
$CHJ1$	[1]	chladicí jednotka RTWD
$CHJ3$	[1]	chladicí jednotka CVGF
LWT_{COND}	[°C]	teplota na výstupu z kondenzátoru
LWT_{EVAP}	[°C]	teplota na výstupu z výparníku
\dot{M}	[kg · s ⁻¹]	hmotnostní průtok
P_{GAS}	[W]	příkon plynového kotle
$P_{CH,Celk}$	[W]	celková potřeba chladicího výkonu budovy
$P_{CH,KINO}$	[W]	potřeba chladicího výkonu pro kino
$P_{CH,OJ}$	[W]	potřeba chladicího výkonu obchodních jednotek
$P_{CH,VZT}$	[W]	potřeba chladicího výkonu pro vzduchotechniku
P_N	[W]	elektrický příkon
$P_{TV,Celk}$	[W]	celková potřeba topného výkonu budovy
$P_{TV,TZ}$	[W]	potřeba topného výkonu na pokrytí tepelných ztrát
$P_{TV,VZT}$	[W]	potřeba topného výkonu pro vzduchotechniku
Q_{CH}	[W]	chladicí výkon
Q_T	[W]	topný výkon
\dot{Q}	[W]	tepelný výkon
\dot{Q}_1	[W]	tepelný výkon na straně ochlazované tekutiny
\dot{Q}_2	[W]	tepelný příkon na straně ohřívání tekutiny
R^2	[1]	chyba křivky
TER	[1]	celkový faktor
T_K	[K]	termodynamická kondenzační teplota
T_O	[K]	je termodynamická vypařovací teplota
WPD_{COND}	[Pa]	tlak na kondenzátoru
WPD_{EVAP}	[Pa]	tlak na výparníku
c	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
h	[J · kg ⁻¹]	entalpie
t	[°C]	teplota vzduchu
t_m	[°C]	teplota mokrého teploměru
x	[g · kg _A ⁻¹]	měrná vlhkost
y	[1]	rovnice křivky
ΔT	[K]	rozdíl vstupní a výstupní teploty
η_R	[1]	účinnost oběhu

1 Úvod

Hlavním cílem této diplomové práce je optimalizace provozu chladících jednotek ve strojově chlazení v obchodním centru Westfield Chodov v Praze. Diplomová práce se zabývá pouze zdroji chladu ve strojově D, jež byla přistavena v roce 2016. Chladící jednotky jsou v principu samostatně dobře regulovatelné, ale při kooperaci více jednotek ve stejném systému je možné systém optimalizovat tak, aby by se dosáhlo vyšších úspor.

Diplomová práce se zabývá dvěma provozními režimy, jež jsou v současnosti používány pro řízení strojovny D. *Režim 1*, který produkuje pouze chladící výkon, a *Režim 2*, který při produkci chladícího výkonu produkuje současně i topný výkon.

Součástí diplomové práce je návrh různých variant provozu chladících jednotek pro používané provozní režimy. Varianty provozu jsou nastaveny na totožné provozní podmínky, ale vzájemně se mezi sebou liší dobou, kdy se jednotky připínají do výroby chladu, potažmo tepla. Dále je zkoumáno, který z používaných provozních režimů dosahuje lepších chladících a topných faktorů.

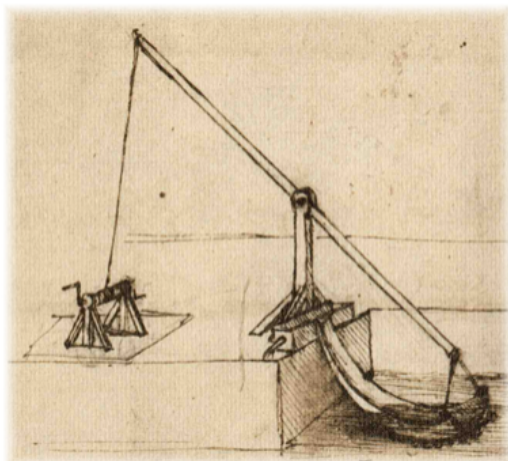
Pro tvorbu diplomové práce jsou použity naměřené hodnoty z obchodního centra Westfield Chodov spolu s údaji o výkonovém zatížení chladících jednotkách dodaných od výrobce jednotek.

Na základě naměřených hodnot je vytvořen výpočtový program, který porovnává varianty provozu u obou provozních režimů z hlediska připojování jednotek do výroby chladu dle požadovaného chladícího výkonu. Dále porovnává chladící, topné a celkové faktory strojovny pro různé varianty provozu. V neposlední řadě porovnává i roční spotřeby elektrické energie pro provozování jednotek v obou provozních režimech.

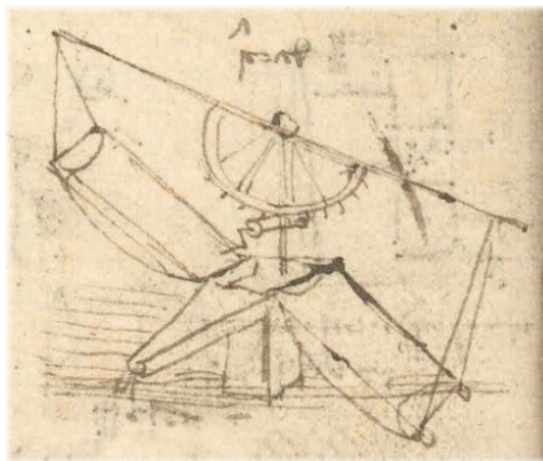
Díky výpočtovému programu jsou zhodnoceny a navrženy optimální varianty provozu pro oba provozní režimy.

2 Historie úpravy prostředí

Již od počátku civilizace se lidstvo snažilo udržovat si čistotu a tepelný komfort ve svých obydlích. Dříve k dosažení tepelného komfortu používali lidé pouze obyčejný oheň. Používali jej nejenom ke zpracování potravy, ale i k vytápění jednotlivých místností v obydlích. Zpočátku byla využívána pouze jednoduchá zařízení využívající principy proudění a přenosu tepla. Ve starověku poté lidé vynalezli jednoduché ventilátory a čerpadla, která tehdy byla zprvu poháněna ručně, případně za pomoci větrných či vodních kol. Postupem času se tato zařízení vylepšovala až do dnešní podoby. [1]



Obr. 2.1 - Nákres ručního čerpadla dle Leonarda da Vinci 1 [2]



Obr. 2.2 - Nákres ručního čerpadla dle Leonarda da Vinci 2 [3]

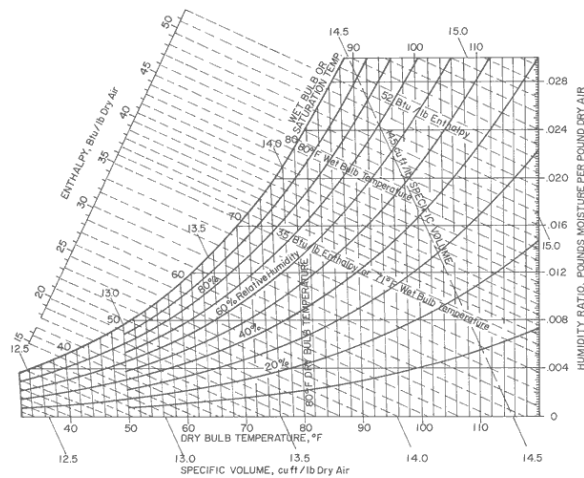
Nejstarším principem, který člověk používal pro úpravu prostředí, je ohřev. Lidé nejprve používali oheň *přímý*, pak následovalo použití *vnitřního ohniště*, kde lidé již začali využívat princip sálání a konvekce, a nakonec se dopracovali k použití *vytápění*.

Pro vytápění bylo zapotřebí spalování paliv. S tím byla spjata otázka přívodu venkovního vzduchu do topenišť. Venkovní vzduch byl tedy k topeništím přiváděn pomocí přirozeného větrání skrz prostory, které obývali lidé. Spaliny byly následně odváděny pomocí odtahových tvarovek ve zdech budovy do komínů a dále odcházely mimo budovu.

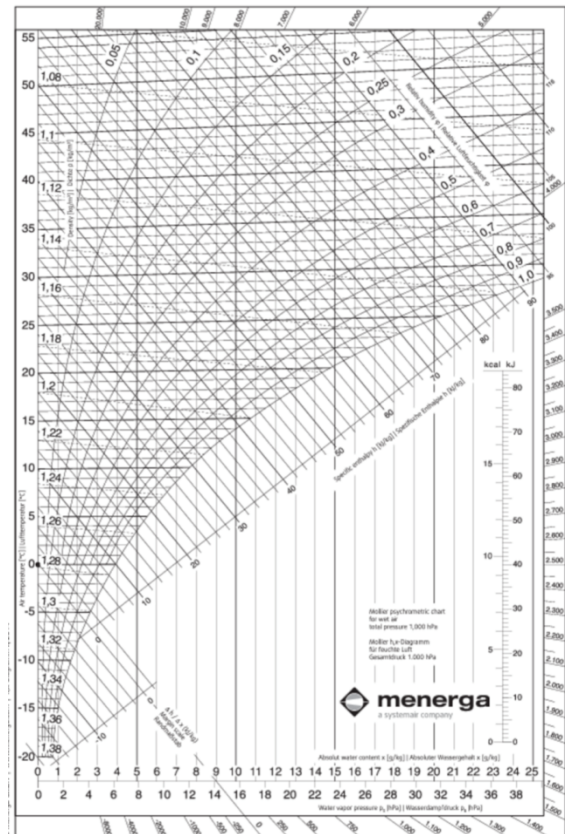
Ve středověku lze poté začít pozorovat počátky klimatizačních systémů založených na principech proudění, přenosu tepla a na změnách vlhkosti. V indických palácích, za horkých letních dnů, bylo využíváno intenzivního proudění vzduchu společně s vlhčenými rohožemi. Vzduch proudil skrze otvory ve zdech, ve kterých byly umístěny navlhčené rohože. Rohože ochlazovaly přiváděný vzduch pomocí vypařování vody. Rohože byly namáčeny ručně, nebo pomocí žlabů, které přiváděly vodu z nádrže pomocí gravitační síly.

Pro další vývoj klimatizační techniky byl zásadní vývoj strojů, jenž jsou v klimatizačních systémech nezbytné. Zásadní posun byl zaznamenán v 19. století, kdy byl představen stejnosměrný elektromotor pana Henryho a střídavý elektromotor pana Tesly. Tyto elektromotory zásadně ovlivnily směr a vývoj klimatizační technologie. [1]

Jako první člověk, který se systematicky věnoval oboru klimatizace je uváděn W. H. Carrier. Součástí jeho dlouhodobé studie bylo vytvoření diagramu vlhkého vzduchu, který se rovněž označuje jako *psychometrický diagram*. Carrierův diagram popisuje stavy vlhkého vzduchu v souřadnicích $(t - t_m) \sim (\text{teplota vzduchu} - \text{teplota mokrého teploměru})$ a je dodnes používaný především v Americe. Později v Evropě publikoval obdobný diagram R. Mollier, který použil k základnímu popisu souřadnice $(h - x) \sim (\text{entalpie} - \text{měrná vlhkost})$. Rozdílnosti mezi psychometrickým diagramem a Molliierovým $h - x$ diagramem jsou pouze formální. Jedná se pouze o otočení souřadných os. [1]



Obr. 2.3 - Psychometrický diagram [4]



Obr. 2.4 - H - x diagram [5]

3 Klimatizace

Klimatizace je proces zabývající se úpravou tepelného a vlhkostního stavu ovzduší, čistotou a prouděním vzduchu nejenom v budovách, ale také i v dopravních prostředcích, nebo v dopravní infrastruktuře. Klimatizaci lze rozdělit na dvě základní kategorie, *klimatizace komfortní* a *klimatizace technologická*. [1]

3.1 Klimatizace komfortní

Slouží především k úpravě ovzduší z hygienického hlediska. Dbá na zdraví člověka a jeho tepelnou pohodu. Mezi komfortní klimatizaci patří například klimatizování obytných prostor (byty, domy), kulturní prostory (divadla, kina), administrativní budovy. [1]

3.2 Klimatizace technologická

Slouží především k úpravě ovzduší z technologického hlediska. Slouží k úpravě vzduchu ve výrobních procesech, pracovních procesech, či procesech biologických. Technologickou klimatizaci lze dále dělit na *technologickou prostorovou klimatizaci*, která slouží k úpravě vzduchu pro místa s požadavkem vysoce čistého prostředí, jako jsou nemocniční zařízení, „serverovny“, či laboratoře pro přesná měření. Druhým typem je *technologická procesní klimatizace*, která upravuje prostředí uvnitř technologických linek bez přítomnosti osob. [1]

4 Klimatizační systémy

Jedná se o soubor funkčních prvků, který má za úkol úpravu venkovního čerstvého i oběhového vzduchu a rozvod tepla či chladu v daném objektu. Klimatizační systém zahrnuje celou řadu systémů pro úpravu vzduchu jako jsou *ohřev a chlazení, vlhčení a odvlhčování, nebo filtrace*. Systémy lze rozdělit podle *druhu tekutiny*, která rozvádí teplo či chlad po budově, nebo dle počtu *zón* (místností), kde klimatizační systém upravuje vnitřní prostředí.

Dle *druhu tekutiny* lze systémy rozdělit následovně: [1] [I.]

- Vzduchové.
- Vodní.
- Chladivové.

Dále lze klimatizační systémy rozdělit dle *počtu zón*: [1]

- Jednozónové.
- Vícezónové.

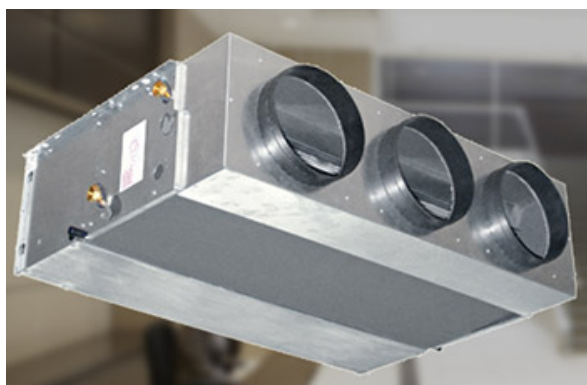
4.1 Vzduchové systémy

Vzduchové klimatizační systémy se řadí k historicky nejstarším systémům klimatizace. První systémy byly využívány v divadlech a kulturních budovách. Časem se technologie zdokonalila a začala se využívat v hotelech a v budovách s více zónami (místnostmi). Úprava vzduchu v místnosti je prováděna přímo dodávaným vzduchem. Dodávaný vzduch je upravován ve vzduchotechnické jednotce na požadované parametry a poté je distribuován do místností za pomoci výustek či anemostatů. Zde se tedy rozdělují systémy: [1]

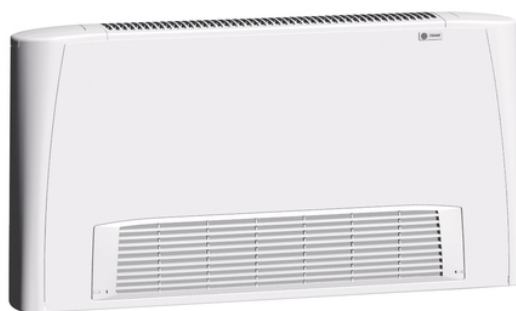
- Vzduchový jednokanálový jednozónový systém.
- Vzduchový jednokanálový vícezónový systém s proměnným průtokem vzduchu.
- Vzduchový dvoukanálový vícezónový systém.

4.2 Vodní systémy s ventilátorovými konvektory (fan-coil)

Vodní systémy s ventilátorovými konvektory je používán především v místnostech, kde se předpokládá výskyt lidí. Příkladem mohou být administrativní budovy či hotely. Jedná se tedy o komfortní klimatizaci. Systém je tvořen pomocí dvou samostatných, nezávislých zařízení. Pomocí jednokanálového vzduchového systému je přiváděn čerstvý venkovní vzduch do všech místností budovy. Pro přivedení upraveného vzduchu do jednotlivých místností slouží vnitřní klimatizační jednotky (ventilátorové konvektory ~ fan-coily). Konvektory slouží k individuální teplotní úpravě vzduchu v místnosti. Ve vnitřní části fan-coilu se nachází výměník tepla, vzduchový filtr a ventilátor, který pohání vzduch. Na výměník je připojen rozvod teplé a chlazené vody. Nejčastější provedení výměníků je dvoutrubkové nebo čtyřtrubkové, přičemž na dvoutrubkové provedení lze napojit pouze jeden přívod vody, a tudíž takovýmto konvektorem lze v létě pouze chladit, nebo v zimě pouze topit. Existuje i dvoutrubkové provedení s přepínáním přívodu teplé a chlazené vody. Takovýto způsob se nevyužívá, jelikož v přechodovém období je přepínání přívodů nevhodné a vznikají zde energetické ztráty. Na variantu s čtyřtrubkovými konvektory lze napojit chlazenou i teplou vodu zároveň. Konvektor lze tedy využívat v létě pro chlazení a v zimě pro vytápění bez výrazných energetických ztrát. [1] [I.]



Obr. 4.1 - Podstropní fan-coil [6]



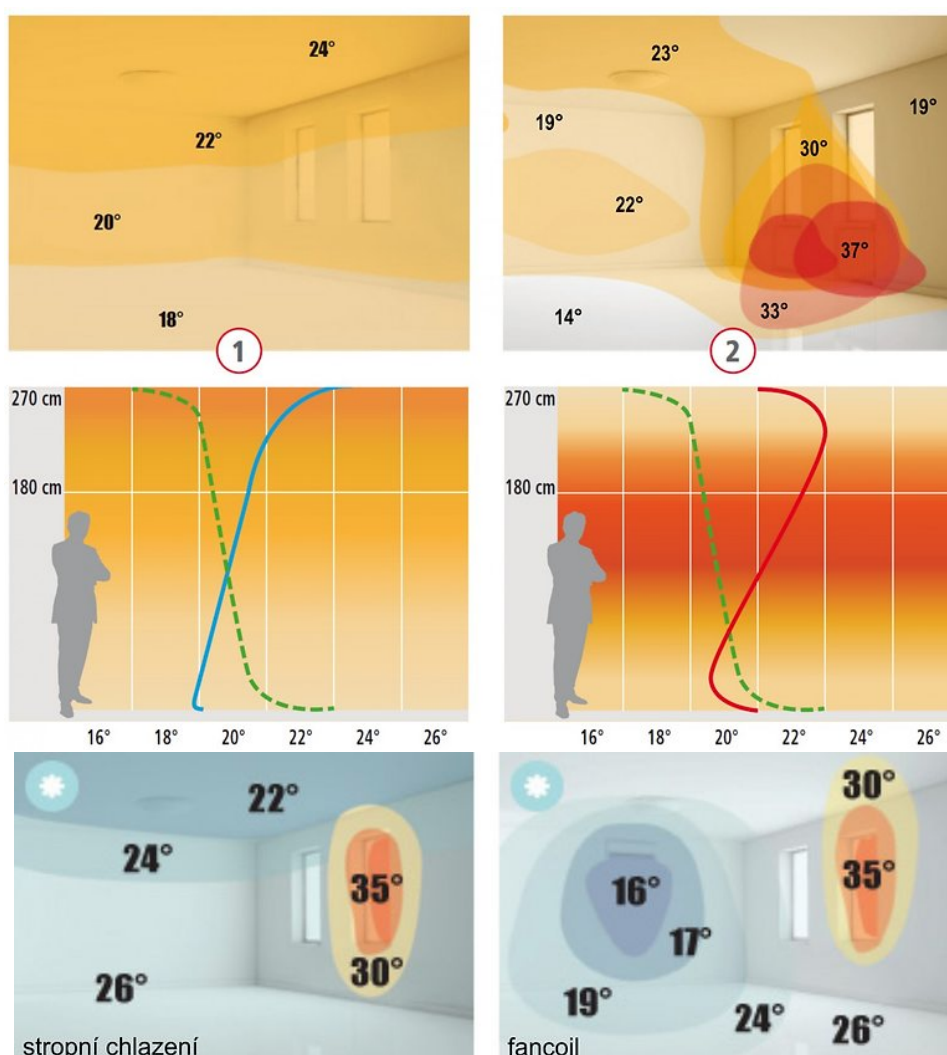
Obr. 4.2 - Parapetní fan-coil [7]

4.3 Vodní systémy s chladícími stropy

Klimatizační systém s chladícími stropy je alternativní varianta pro úpravu tepelného komfortu člověka bez vysokých nároků na distribuci vzduchu. Využívá se v administrativních budovách, dílnách, nebo v tělocvičnách. Principem této technologie je sdílení tepla pomocí dostatečně velké plochy. Chladící stropy na rozdíl od konvektorové, nebo vzduchové metody, nevyužívají proudění vzduchu. Stropy bývají chlazeny na 18 °C a pomocí chladících tyčí odvádějí z místnosti teplo. Místnost je tedy rovnoměrně ochlazená, a to přispívá ke zlepšení tepelného komfortu.

Pro chladící stropy existuje riziko kondenzace vodní páry na povrchu chladícího panelu. K zamezení kondenzace se navrhuje povrchová teplota chladícího panelu vyšší zpravidla o 1 K, než je teplota rosného bodu vzduchu, který kolem panelu proudí. Při extrémních podmínkách však nejde kondenzaci zcela vyloučit.

Na chladící stropy má účinek také sluneční radiace, která přichází z prosklených částí místností. Pomocí konvekce ohřívá prosklené plochy, a zvyšuje tak jejich teplotu. Následně se účinnost chladících stropů výrazně snižuje. [1] [8]



Obr. 4.3 – Porovnání vodních klimatizačních systémů s použitím chladících stropů a s použitím fan-coilů [9]

4.4 Chladivové systémy

Dle vývoje se chladivové systémy řadí k nejmladším klimatizačním systémům. Chladivové systémy nacházejí uplatnění především jako zónové a vícezónové chlazení. Jsou hojně rozšířeny zejména v místech s vysokou tepelnou zátěží jako jsou Asie či Amerika.

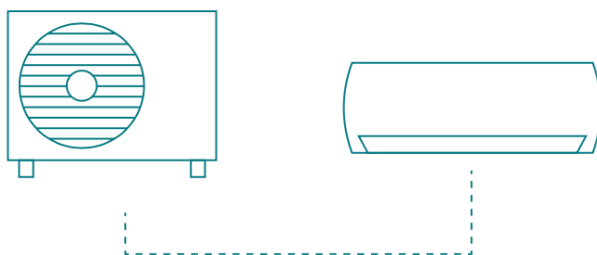
Na vnější straně chlazené, nebo vytápěné místnosti, je umístěna kompresorová jednotka, ke které je pomocí chladivových rozvodů připojena vnitřní jednotka. Vnitřní jednotka může být konstruována jako výparník (pro chlazení místnosti), nebo jako kondenzátor (pro ohřev místnosti). Chladivové systémy jsou vždy vybaveny i větracím systémem, který je vyústěn do místnosti, nebo do vnitřní jednotky. [1] [I.]

Chladivové systém lze rozdělit na:

- Split systémy.
- Multisplit systémy.
- Systémy VRV, VRF.

4.4.1 Split systémy

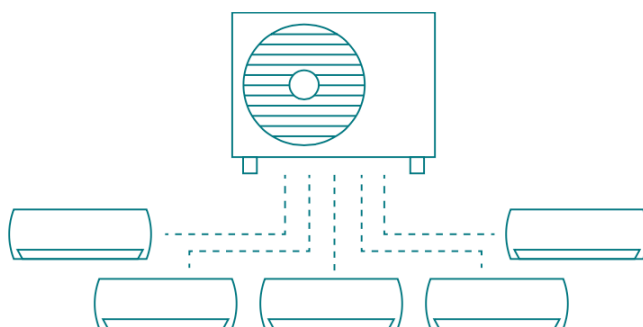
Jsou určeny pro ohřev, nebo chlazení pouze jedné zóny (místnosti). Základ systému je tvořen vnitřní a venkovní jednotkou, jež jsou mezi sebou propojeny za pomoci chladivového potrubí. Potrubí je tvořeno pomocí dvou rozvodných trubek, které slouží k přenosu kapalného či plynného chladiva a mají předepsanou maximální délku. [1] [I.]



Obr. 4.4 - Schéma split systému [10]

4.4.2 Multisplit systémy

Hlavní rozdíl mezi systémem *Split* a *Multisplit* je počet připojených vnitřních jednotek k jedné vnější jednotce. U systému *Split* je možné k vnější jednotce připojit pouze jednu vnitřní jednotku, a vytápět nebo chladit tak pouze jednu místnost. U systému *Multisplit* je možnost připojit k jedné vnější jednotce až pět vnitřních jednotek, a vytvořit tak vícezónový klimatizační systém [1] [11] [I.]



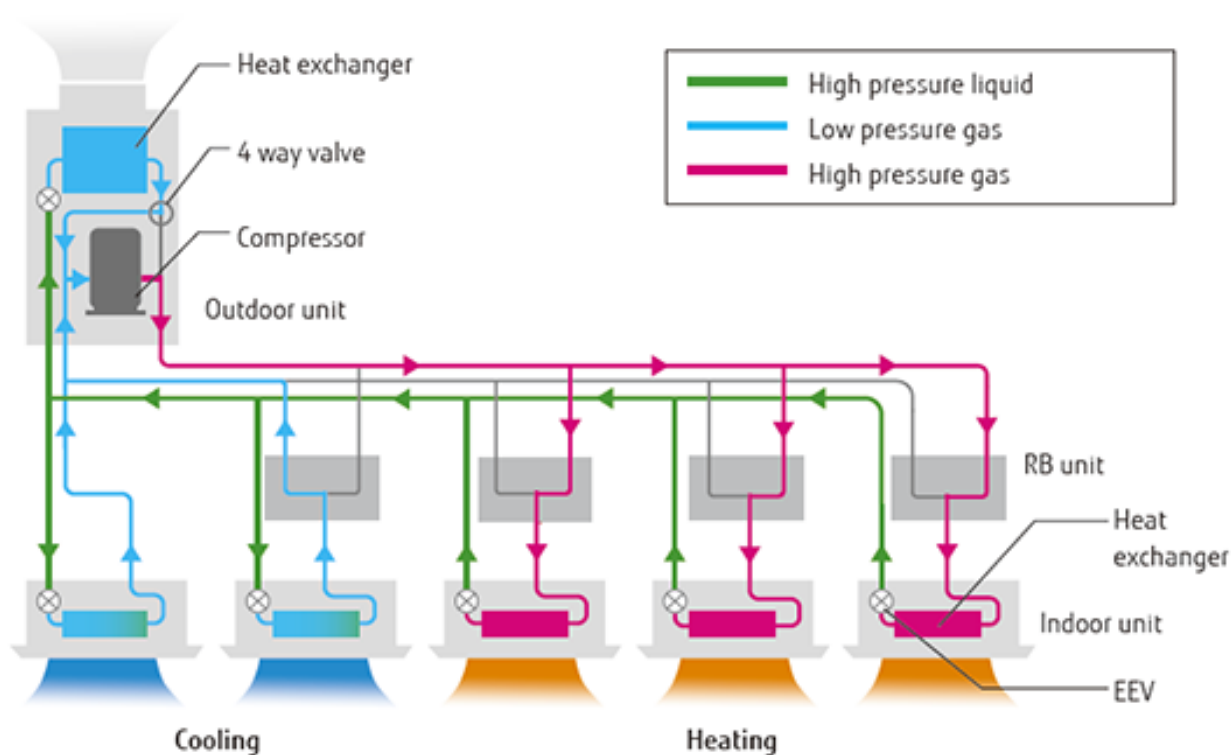
Obr. 4.5 - Schéma Multisplitového systému [10]

4.4.3 Systémy VRV, VRF

Systém VRV (Variable Refrigerant Volume) byl představen a patentován společností Daikin v 80. letech 20. století. V dnešní době se vyskytuje označení systému VRF (Variable Refrigerant Flow). Princip systému VRF je totožný s principem VRV. Jedná se pouze o změnu v názvu systému z důvodu používání ochranné známky na název systému VRV společností Daikin.

Systémy lze použít ve *dvoutrubkové* a *třítrubkové* variantě. Jedná se o systémy pouze s jednou venkovní kompresorovou jednotkou, ke které může být napojeno velké množství vnitřních jednotek. Z venkovní jednotky vede páteřní rozvod chladivového potrubí, na které jsou napojeny vnitřní jednotky, které jsou určeny k distribuci tepla či chladu v místnostech. Dvoutrubkové provedení je schopno distribuovat pouze chlad, nebo teplo. Ve třítrubkovém provedení je k rozvodům připojeno třetí potrubí, které slouží ke zpětnému získávání tepla Obr. 4.6. je tedy možné ve stejné chvíli jednu místnost vytápět a druhou místnost chladit.

Při zapnutí vnitřní jednotky se odešle signál k venkovní jednotce, která zanalyzuje venkovní a vnitřní podmínky vzduchu. Následuje plynulý rozjezd venkovní jednotky na požadovaný výkon. Při zapnutí další vnitřní jednotky se opět vyšle signál do venkovní jednotky a ta opět zvýší svůj výkon dle požadavku. [1] [12] [I.]



Obr. 4.6 - Schéma třítrubkového VRV systému [12]

5 Zdroje chladu

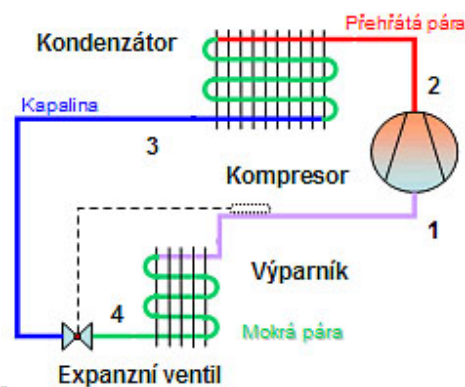
Zdroje chladu, jak již z názvu napovídá, jsou primárně určeny pro výrobu chladu, pro potřeby chlazení v letních, ale i v zimních obdobích. Zdroje chladu lze rozdělit do kategorií dle způsobu výroby chladu.

Mezi základní způsob získávání chladu se řadí *Kompresorové chlazení*, jenž je založeno na oběhu chladiva v chladivovém systému. Dalším typem je *Absorpční chlazení*, které rovněž využívá oběhu chladiva v chladivovém systému, ale místo kompresorového stlačování chladiva je zde využíváno odpadní teplo přiváděné z cizího zdroje tepla a oběhových čerpadel.

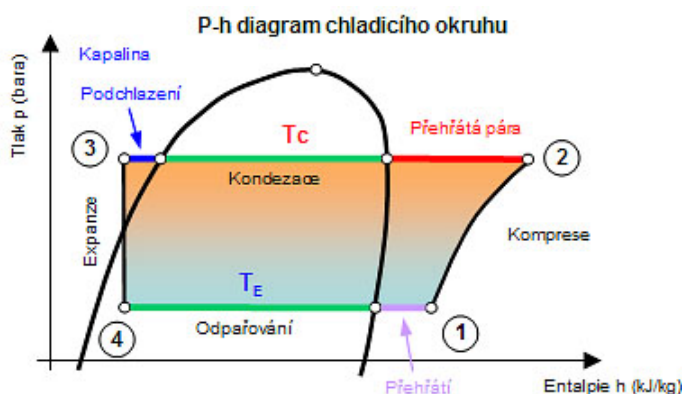
Existují i alternativní způsoby chlazení. Mezi nejznámější lze zařadit *Adiabatické chlazení*, či *Zemní chlazení*. [1]

5.1 Kompresorové chlazení

Kompresorový chladivový oběh je v dnešní době jedním z nejvíce rozšířených zdrojů chladu. Oběh se skládá z *výparníku* (výměník tepla), kam je přiváděno kapalné chladivo o nízké teplotě a nízkém tlaku. Zde se kapalné chladivo vypaří (odebere teplo chlazené látky) a přejde do plynného skupenství. Následuje *kompresorové stlačení*. Kompresor stlačí plynné chladivo, a zvýší tak jeho teplotu i tlak. Ohřáté chladivo dále proudí do *kondenzátoru* (druhého výměníku tepla), kde za konstantní teploty a konstantního tlaku odevzdává svojí energii do okolí. Okolím si lze představit atmosféru (vzduchem chlazený kondenzátor), nebo kapalinu (vodou chlazený kondenzátor). Zde chladivo opět mění skupenství. Dochází zde ke zkapalnění chladiva a následnému odvodu kapaliny do *expanzního ventilu*. Expanzní (škrtící) ventil vstupuje jako poslední do kompresorového cyklu. Zde se kapalnému chladivu sníží tlak a teplota, a tím se uzavírá celý kompresorový okruh. Poté již opět vstupuje chladivo do výparníku a celý cyklus se opakuje.



Obr. 5.1 - Chladivový okruh [13]

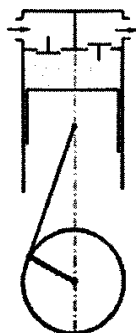


Obr. 5.2 - p-H diagram [13]

Nedílnou součástí každého kompresorového chlazení je kompresor. Kompresory lze dělit na *objemové*, kam se řadí kompresory *pístové*, *spirálové* či *šroubové*, nebo na kompresory *rychlostní*, kam se řadí *turbokompresory*. [1]

5.1.1 Pístové kompresory

Pístových kompresorů se v praxi využívá především u malých zařízení do výkonu řádově desítek kW. Zároveň jsou používány pro chillery bez regulace průtoku chladiva. Kompresor je způsobem provedení velmi podobný běžným motorovým pístům, které lze najít v motorech automobilů či motorek. [1]



Obr. 5.3 - Označení pístového kompresoru [1]



Obr. 5.4 - Pístový kompresor [14]

5.1.2 Spirálové kompresory

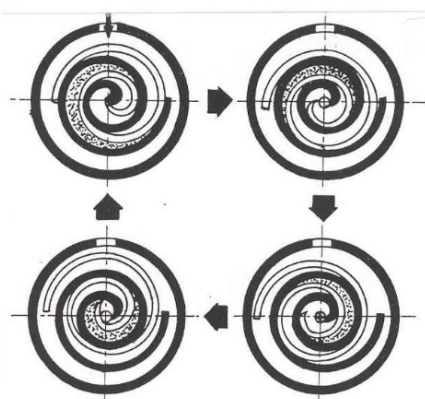
Spirálové kompresory se rovněž nazývají scroll kompresory, převzaté z anglického jazyka. Scroll kompresory mají vysokou škálu použitelnosti. Dokážou vyvinout chladicí i topný výkon od několika desítek kW až po několik set kW. Rovněž se uplatňují v systémech s nucenou regulací průtoku chladiva.

Funkce stlačování plynu je provedena pomocí pohyblivého rotoru, který se spirálovitým pohybem odvaluje po pevném statoru. Plynné chladivo je stlačováno postupně od obvodu směrem do středu kompresoru, kde je odváděno pomocí výtlaku dále do systému.

Dochází zde pouze k jednosměrnému stlačování chladiva, a tudíž se u scroll kompresorů neuvádí škodlivý prostor, jenž má za následek snížení celkové účinnosti kompresoru.

Výhodou scroll kompresorů je jejich dlouhá životnost a spolehlivost v důsledku malého počtu pohyblivých částí.

Spirálové kompresory mají limit ve výkonu, tudíž k dosažení větších výkonů se do kompresorového chlazení instalují ve větších počtech. To má za následek zdražení chladicí jednotky. Odvalová plocha kompresoru je rovněž složitá na výrobu a bez číslicově řízených obráběcích strojů ji nelze vyrobít. [1] [15]



Obr. 5.5 - Princip stlačování chladiva scroll kompresorem [15]



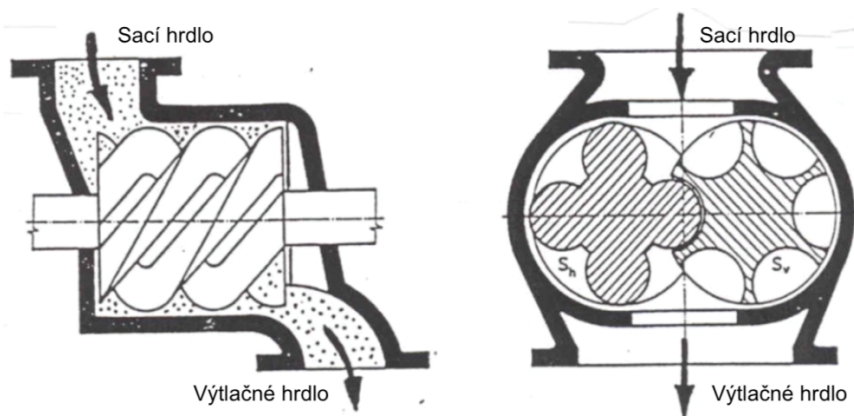
Obr. 5.6 - Scroll kompresor [16]

5.1.3 Šroubové kompresory

Obdobně jako u scroll kompresorů, nelze šroubové kompresory vyrábět jinak než s pomocí moderních CNC obráběcích strojů. Tato výroba musí být velice přesná. Kdyby nebyla, budou kompresory nevyvážené a nebudou vykonávat správně svoji funkci. Důležitá je i délka kompresoru. Čím delší jsou rotory stroje, tím stoupá výkonnost stroje, ale klesá jeho tuhost.

Základem šroubových kompresorů je rotorová skříň, kde se nachází dva válcové otvory pro otáčející se šroubové rotory. Dále se zde nachází sací a výtlačné otvory, jenž slouží pro přívod plynného chladiva a jeho následný odvod Obr. 5.7.

Z čelního pohledu jsou rotory tvořeny šroubovicí s nestejným počtem zubů a při rotaci se navzájem odvalují. Hlavní rotor se vyznačuje vypouklým ozubením, které je zkonstruováno tak, aby při chodu vytvářelo těsnící linii s minimální příčnou a podélnou netěsností. Vedlejší rotor je konstruován s menším počtem vydatých zubů. [15]



Obr. 5.7 - Schéma šroubového kompresoru [15]

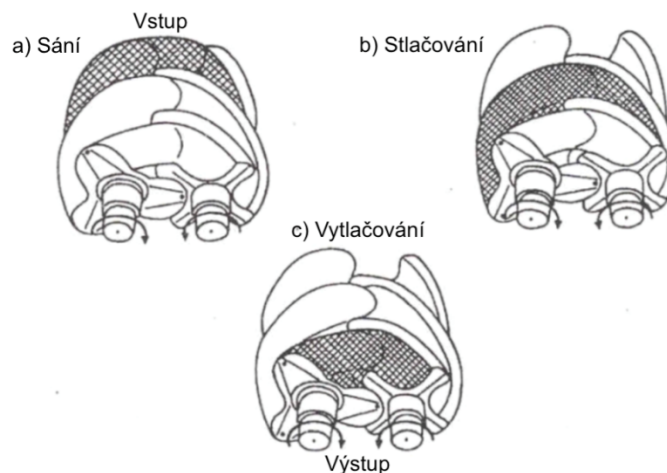
Pracovní oběh šroubových kompresorů

Pracovní oběh u šroubových kompresorů se skládá pouze ze tří fází.

Sání, při kterém je na straně sání nasáváno plynné chladivo a je vháněno k rotorům.

Stlačování, ke kterému dochází ve chvíli, kdy zuby rotoru přejdou přes hranu sacího otvoru a začínají stlačovat chladivo.

Vytlačování, je poslední fází pracovního oběhu, kdy je stlačené plynné chladivo vytlačeno z pracovního prostoru skrz výtlačné hrdlo. [15]



Obr. 5.8 - Pracovní oběh šroubového kompresoru [15]

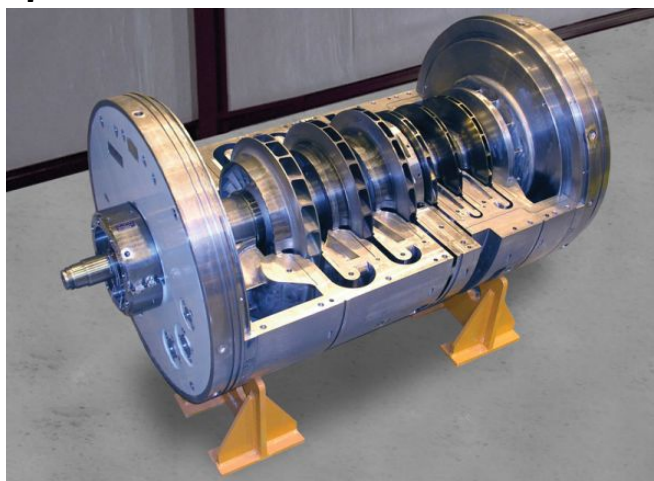
5.1.4 Turbokompresory

Turbokompresory se řadí do skupiny vysokorychlostních kompresorů. Princip fungování turbokompresorů je založen na kontinuální změně hybnosti proudu, které stlačuje plynné chladivo v kompresoru. Plyn je nasáván do středu rotujícího oběžného kola s radiálními lopatkami. Zde je odstředivou silou tlačěn na okraj oběžných lopatek a vháněn do difuzoru. Výsledkem je zvýšení tlaku a vygenerování kinetické energie. Následuje vyústka do zpětného kanálu, kde je kinetická energie plynu z části změněna na energii tlakovou. Plyn je následně opět vháněn do středu následujícího oběžného kola.

Při provozu vysokorychlostních kompresorů se dosahuje vysoké obvodové rychlosti na oběžných kolech kompresoru (110 až 380) $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ s otáčkami ($3\,000$ až $80\,000$) min^{-1} . Jakmile dojde k dynamickému vyvážení rotoru, jsou turbokompresory vyznačovány klidným chodem, jednoduchou obsluhou, nenáročnou údržbou a dlouhou životností.

Turbo kompresory mohou být dvojího typu. Klasické turbokompresory a Turbocore kompresory. Oba druhy turbokompresorů fungují na stejném principu. Turbocore kompresory ale na rozdíl od klasických turbokompresorů nepoužívají pro chod stroje olej. Používají magnetická ložiska, tudíž není nutné systém promazávat. Díky tomu lze snížit rychlost otáček kompresoru, a snížit tak i provozní náklady.

Nevýhodou turbokompresorů je vysoká pořizovací cena. Značnou výhodou je vysoký chladicí faktor při částečném zatížení (part-load), jehož je často dosahováno v klimatizačních systémech. [1] [15] [17]



Obr. 5.9 - Turbokompresor [18]

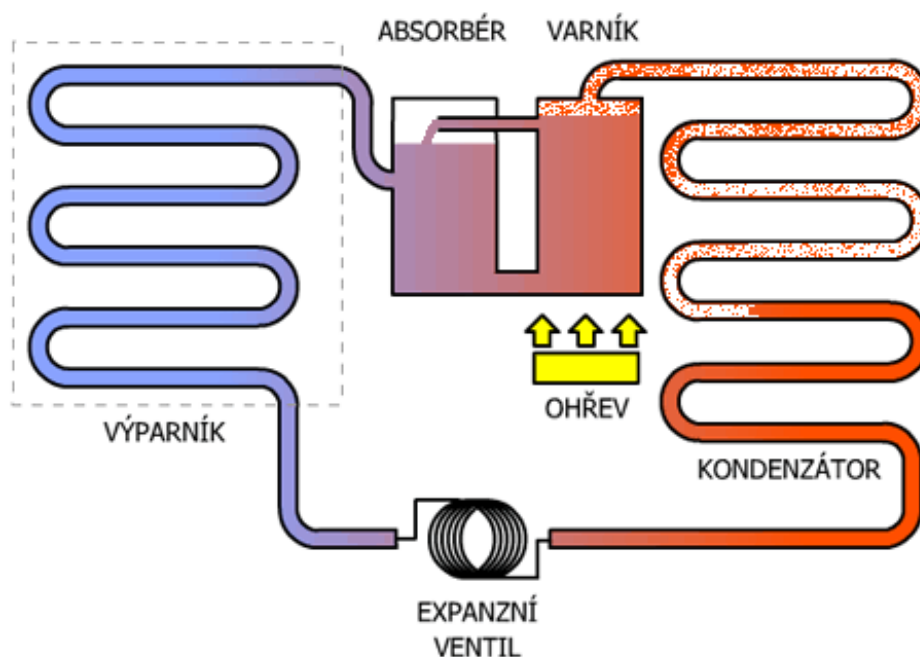


Obr. 5.10 – Turbokompresorová chladicí jednotka TRANE - CVGF

5.2 Absorpční chlazení

Absorpční chlazení se uplatňuje zejména v podnicích, kde je nadměrná produkce vysoko potenčního odpadního tepla z technologických procesů. Absorpční chlazení využívá stejných principů jako chlazení kompresorové, ale pro ohřev výparů chladiva místo kompresoru využívá již zmíněného odpadního tepla. Celá oběhová soustava je tedy poháněna pouze oběhovými čerpadly a kompresor zde není zapotřebí.

U kogeneračních jednotek, které slouží k výrobě elektrické energie a tepla, lze v zimních měsících používat teplo pro vytápění, či ohřev teplé vody a v letních obdobích lze teplo přeměřovat a využívat jej jako zdroj tepla pro absorpční chlazení. Výsledkem je výroba chladné vody, jež lze využít například pro klimatizaci. Proces, při kterém lze vyrábět elektrickou energii, teplo a chlad, se nazývá *trigenerace*. [1]



Obr. 5.11 - Princip absorpčního chlazení [19]

5.3 Zemní chlazení

Základním principem zemního chlazení je využití přirozeného chladu zemského masivu pro ochlazení teplotně nosné látky. Jedná se především o výměníky země – vzduch, či výměníky země – voda. V dnešní době se lze setkat s kombinovanou výrobou tepla a chladu spolu se zemními vrtly.

Nejčastější využití je u tepelných čerpadel, kdy v zimním období tepelné čerpadlo vyrábí teplou vodu pomocí kondenzátoru a na straně výparníku vychlazuje zemské podloží. V letním období pracuje tepelné čerpadlo opačně. Za pomoci výparníku je teplo odebráno chlazené látce a kondenzátor předává teplo látce, která vede do podzemních vrtů.

Dimenzování teploty látky je závislé na hloubce, na rozteči a počtu vrtů a na konkrétním zapojení a nastavení tepelného čerpadla. [1]

5.4 Adiabatické chlazení

Adiabatické chlazení je známo již několik tisíciletí. První zmínky jsou vyobrazeny na reliéfu z doby 2 500 let př.n.l. Ve starověku byl tento způsob chlazení hojně využíván, především v obydlích bohatých kupců a panovníků.

Adiabatické chlazení lze principiálně rozdělit do tří kategorií. *Přímé adiabatické chlazení, Nepřímé adiabatické chlazení a Adiabatické chlazení s využitím sorpčních výměníků.* [1] [20]

5.4.1 Přímé adiabatické chlazení

Princip přímého adiabatického chlazení spočívá v přeměně citelného tepla na teplo vázané za pomoci odpařování vody. Při rozprašování vody do vzduchu se voda odpařuje. Zároveň však snižuje vzduchu teplotu a zvlhčuje jej. Při ideálních podmínkách adiabatického chlazení dochází ke změnám energie pouze uvnitř systému. V reálných systémech však může nastat situace, kdy teplota rozprašované vody není ideální, a nedochází tudíž k úplnému vypařování vody.

Přímý princip je využíván například u adiabatických praček vzduchu, jež jsou využívány samostatně, či ve vzduchotechnických jednotkách.

Problémem přímého adiabatického chlazení je tvorba usazenin a nečistot, jež jsou přiváděny v rozprašované vodě. V případě praček jsou přivedeny odkalovací potrubí, která slouží pro odvod kalu. Při vlhčení přímého prostoru nelze použít systém odkalování. Jednotky tedy pracují s demineralizovanou vodou, aby bylo v nejvyšší možné míře zabráněno tvorbě kalu. [1] [20]

5.4.2 Nepřímé adiabatické chlazení

V případě nepřímého adiabatického chlazení je adiabaticky ochlazován sekundární vzduch (odváděný, nebo venkovní), nebo je adiabaticky připravována chlazená voda. Sekundární vzduch následně odebere citelné teplo přiváděnému vzduchu za pomoci výměníku tepla vzduch – vzduch.

Výroba chlazené vody nepřímým způsobem je hojně využívána pro systémy využívající vyšší teploty chlazené vody (nízko potencionální chlad). Může se jednat například o chlazení vzduchu, či o sálavé stropní chlazení. [1] [20]

5.4.3 Adiabatické chlazení s využitím sorpčních výměníků

Otevřené sorpční (desikační) systémy využívají rotační entalpický a rekuperační výměník tepla, kde chladivem je voda z upravovaného vzduchu. Před přivedením do klimatizovaného prostoru je čerstvý vzduch postupně odvlhčen, ohříván, zvlhčen a následně zchlazen.

V případě otevřeného desikačního systému je chladivo (voda) po zajištění chladícího účinku odvedeno ze systému a je nahrazeno novým chladivem. Funkci výměny citelného tepla spolu se skupenským teplem v upravovaném vzduchu zajišťuje desikant (hygroskopický materiál, který může být v tuhém či kapalném skupenství). [20] [21]

6 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou používány k ohřevu, případně k ochlazení tekutin, či k úpravě vlhkosti vzduchu, v klimatizačních nebo větracích zařízeních.

Jedním z hlavních parametrů výměníku tepla je rychlost proudění vody. Rychlost vody značně ovlivňuje přestup tepla na výměníku. Pro upravenou vodu a měděné potrubí je uváděna doporučená rychlost proudění vody mezi (2 až 3) m·s⁻¹.

Dalším faktorem, který nese značný vliv na funkci výměníku, je tzv. faktor zanesení výměníku (fouling factor). Při provozování výměníku jsou časem vytvořeny usazeniny. Nánosy koroze a nečistot mohou znehodnotit výměník tepla a snížit funkci výměníku až o 50 %. Prevencí proti tvorbě usazenin může být pravidelná úprava oběhové kapaliny či zajištění dostatečné rychlosti proudění ve výměníku.

Dle způsobu, kterým výměníky přenášejí teplo, lze výměníky dělit na *rekuperační*, *regenerační* a *směšovací*.

Výměníky tepla pracují s bilančními tepelnými toky. Vychází z předpokladu, že veškeré teplo je přeneseno z teplejší tekutiny na chladnější. Platí zde základní bilanční rovnice 6.1. [1] [22]

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (6.1)$$

Kde:

\dot{Q}_1 je tepelný výkon na straně ochlazované tekutiny [W].

\dot{Q}_2 je tepelný příkon na straně ohřívání tekutiny [W].

Pro výpočet tepelného výkonu výměníku lze použít rovnici 6.2.

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot c \cdot \Delta T \quad (6.2)$$

Kde:

\dot{Q} je tepelný výkon [W].

\dot{M} je hmotnostní průtok [kg·s⁻¹].

c je měrná tepelná kapacita [J·kg⁻¹·K⁻¹].

ΔT je rozdíl vstupní a výstupní teploty [K].

6.1 Rekuperační výměníky

Konstrukční provedení rekuperačních výměníků spočívá na teplotně nosných látkách použitých ve výměníku. Tekutiny jsou od sebe odděleny pevnou stěnou, přes kterou teplejší tekutina předává teplo chladnější tekutině. Mezi nejpoužívanější se řadí *trubkové*, *lamelové* a *deskové výměníky*. [22]

6.1.1 Trubkové výměníky

Jedná se o soustavu trubek, ve kterých jedna tekutina obtéká soustavu trubek s druhou tekutinou. Trubkové výměníky jsou používány u vodou chlazených jednotek či u zásobníků teplé vody. [22]



Obr. 6.1- Trubkový výměník [22]

6.1.2 Lamelové výměníky

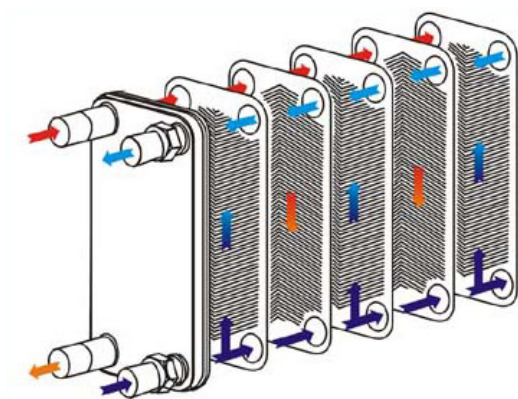
Nejčastějším provedením lamelových výměníků jsou měděné trubky s hliníkovými lamelami. Lamelové výměníky jsou používány pro tepelnou úpravu vzduchu. Hliníkové lamely jsou prolamovány pro zvětšení teplosměnné plochy. V případech, kdy hrozí zanešení výměníku prachovými částicemi, jsou používány hladké lamely. [22]



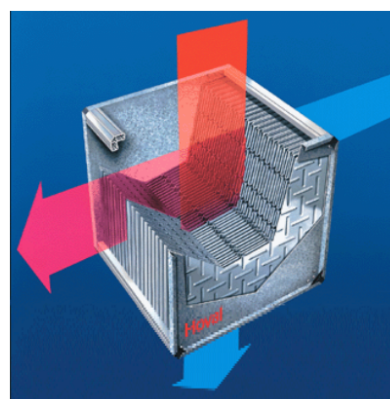
Obr. 6.2 - Lamelový výměník [23]

6.1.3 Deskové výměníky

Deskové výměníky se využívají pro nižší výkony a lze je použít pro přenos tepla mezi dvěma přírůdy vzduchu, nebo mezi dvěma různými kapalinami.



Obr. 6.3 - Kapalinový deskový výměník [24]



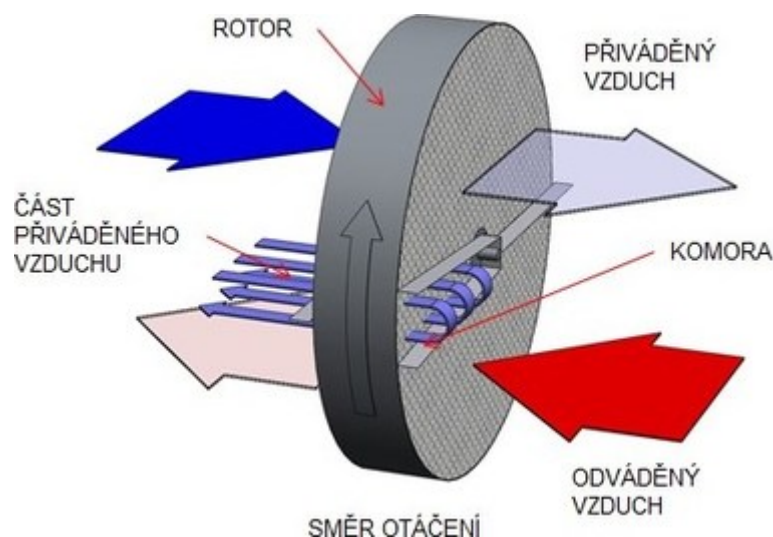
Obr. 6.4 - Vzduchový deskový výměník [22]

6.2 Regenerační výměníky

Přenos tepla u regeneračních výměníků probíhá pomocí akumulární hmoty. Ta je obtékána střídavě dvěma tekutinami, které si mezi sebou mohou přenášet jednak teplo, ale i hmotu (například vlhkost). Výměníky lze konstruovat jako *rotační*, nebo *přepínací*.

Pomocí regeneračních výměníků lze přenášet pouze citelné teplo (akumulární hmota), současně citelné teplo a vlhkost (entalpické rotory s akumulární hmotou), nebo jsou určeny pro odvlhčování (sorpční či desikační rotory).

Regenerační výměníky lze použít jak v zimě, kdy pomocí odpadního vzduchu přehříváme vzduch čerstvý, tak i v létě, kdy lze výměník použít pro zpětné získání chladu. [22]



Obr. 6.5 - Princip regeneračního výměníku [25]

6.3 Směšovací výměníky

Se směšovacími výměníky se lze setkat v klimatizačních systémech v podobě výměníků voda – vzduch. Při chodu výměníku se vstupující tekutiny navzájem mísí a dochází k současnému přenosu tepla a hmoty.

Typickým příkladem směšovacích výměníků jsou chladicí věže či polytropické pračky. [22]



Obr. 6.6 - Polytropická pračka vzduchu [26]

7 Výparníky

Výparníky jsou výměníky tepla, kde při režimu chlazení dochází k vypařování chladiva a k ochlazení oběžné kapaliny na straně uživatele (nejčastěji voda). V případě režimu vytápění je na výparníku odebírána energie teplosměnné látky (chladivu), která je následně předávána oběžné látce na straně uživatele.

Výparníky jsou rozlišovány podle toho, zdali odebírají teplo přímo vzduchu, nebo pouze pomocné kapalině.

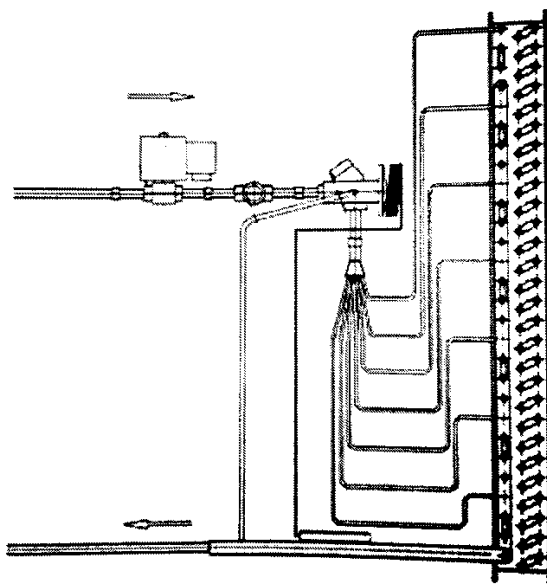
Výparníky, jenž odebírají teplo přímo vzduchu, se nazývají *Přímé výparníky*. Součástí oběhu chladiva jsou rekuperační výměníky chladivo – vzduch. V oběhu se před výparníkem nachází škrtící ventil. Chladivo, které je vstřikováno do výparníku, je odpařováno a skrze stěny výměníku odebírá teplo proudícímu vzduchu. Výměníky mohou být deskové, nebo trubkové.

Přímé výparníky

Přímé výparníky bývají součástí klimatizačních, či cirkulačních jednotek.

Výhodou přímých výparníků je vyšší chladicí faktor a absence vodního systému. Naopak v zimním období, kdy je vysoká relativní vlhkost a nízká venkovní teplota, zde může dojít k namrznutí výměníku a ke snížení funkčnosti systému. Výparníky jsou pro takovéto případy vybaveny odmrazováním, což má za následek snížení výkonu a zhoršení chladicího faktoru.

Regulování přímých výparníků bývá složitější. Dříve byla používána regulace Zapnuto / Vypnuto. V současnosti jsou využívány moderní technologie elektronických škrtících ventilů, jenž mohou značně regulovat výkon jednotky. Za předpokladu, že je chladivový systém vybaven regulací kompresorových otáček s možností proměnného průtoku, lze systém řídit i pomocí plynulé regulace. [1]



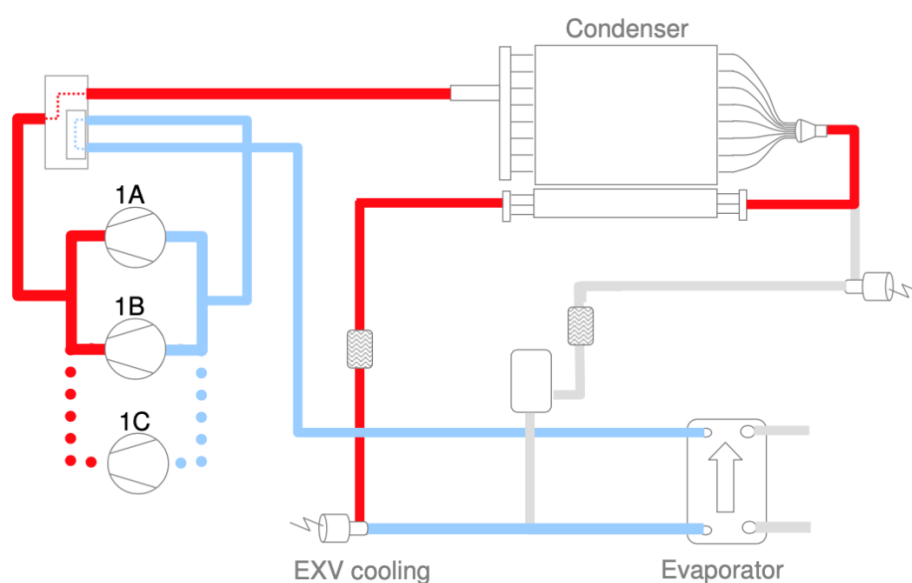
Obr. 7.1 - Schéma jednookruhového přímého výparníku [1]

8 Kondenzátory

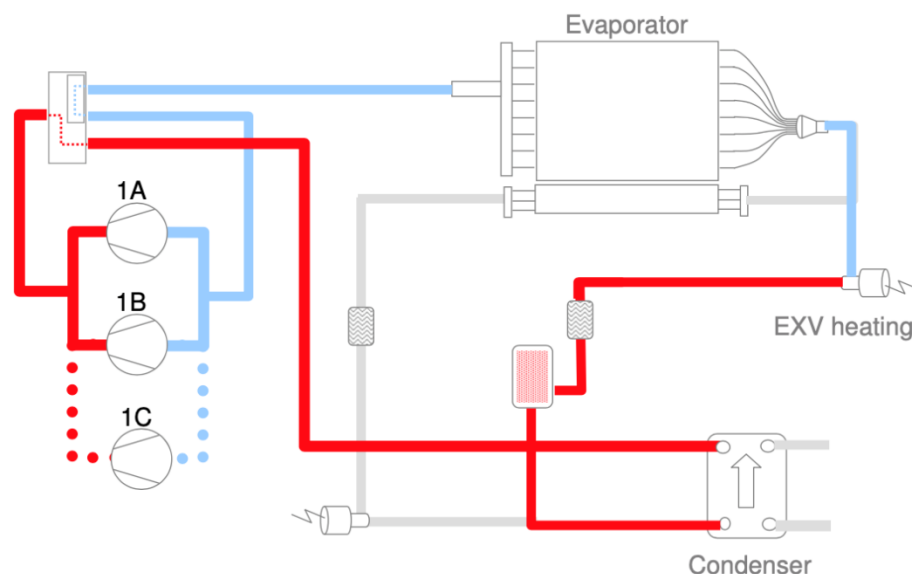
Kondenzátory jsou výměníky tepla obdobně jako výparníky. Především v letním období, při režimu výroby chladu, zastávají kondenzátory funkci maření přebytečného odpadního tepla. Do kondenzátoru jsou přivedeny výpary chladiva za vysoké teploty a tlaku, kde postupně předávají svoji energii chladnějšímu médiu (vzduch, voda). Při předávání energie plynné chladivo zkondenzuje a dále je odvedeno potrubím k expanznímu ventilu.

V zimním období je možnost chladivový okruh tzv. reverzovat a pomocí chladivového okruhu získávat teplo. Kondenzátor se bude v režimu tepelného čerpadla chovat obdobně jako výparník při režimu chlazení. Chladivu bude dodána energie z ochlazované strany výměníku a chladivo se bude odpařovat.

Kondenzátory lze rozdělit na *vodou chlazené kondenzátory*, *vzduchem chlazené kondenzátory*, nebo lze kondenzátory chladit *adiabaticky*.



Obr. 8.1 - Zapojení chladivového okruhu v režimu chlazení [II.]



Obr. 8.2 - Zapojení chladivového okruhu v režimu tepelného čerpadla [II.]

8.1 Vodou chlazené kondenzátory

V případě vodou chlazených kondenzátorů se jedná o výměníky chladivo – voda. Teplonosnou tekutinou je zde voda (může být smíchána s nemrznoucí směsí), jenž odvádí kondenzační teplo od výměníku. Odvedené teplo lze následně využít pro potřeby budovy, nebo jej lze předat do venkovního prostředí, či odvést do zemského masivu.

Rozhodujícím parametrem při návrhu vodou chlazeného kondenzátoru je teplota chladicí vody. Teplota je ovlivněna způsobem, jakým je kondenzační teplo z vody odváděno. Odvod kondenzačního tepla z vody lze zajistit pomocí: [1]

- Suchých chladičů (chlazení vody pomocí venkovního vzduchu).
- Chladících věží (adiabatický způsob chlazení vody).
- Hlubinných, či povrchových vrtů.
- Přípravy teplé vody (TV, či vytápění).



Obr. 8.3 – Jednotka s vodou chlazeným kondenzátorem [27]

8.1.1 Suché chladiče

Suché chladiče (dry-coolers) využívají výměníky tepla voda – vzduch. Suché chladiče pomocí proudu vzduchu ochlazují proudící kapalinu, jenž je přiváděna od chladicí jednotky s vodou chlazeným kondenzátorem.

Pro zajištění správného chodu suchých chladičů je zapotřebí dodržet vysoký rozdíl teplot mezi ochlazovanou vodou (zpátečkou suchého chladiče) a teplotou okolní. V případě, kdy jsou navrženy nízké teploty na straně vody u kondenzátoru, mohou být suché chladiče vybaveny tzv. skrápěcím systémem. Lamely deskového výměníku jsou sprchovány vodou, čímž je následně dosahováno nižší teploty okolí. Tento princip zajistí dostatečně vysoký teplotní spád pro fungování systému.



Obr. 8.4 - Stolový suchý chladič [28]



Obr. 8.5 - V-coil suchý chladič [29]

8.1.2 Chladicí věže

Věže lze rozdělit do dvou kategorií: věže *otevřené* a *uzavřené*.

Otevřené chladicí věže využívají principu vertikálního směšovacího výměníku, kde je do horní části věže přivedena voda, která je následně rozprašována do proudu přiváděného vzduchu. Smíšením se vzduchem dojde k ochlazení vody. Voda se ovšem váže na vzduch v podobě vodní páry a je nutné vodu do systému neustále doplňovat.

U uzavřených věží je ochlazovaná voda vedena potrubím skrze chladicí věž. Ochlazovaná voda se tudíž nedostane přímo do kontaktu s proudícím vzduchem.

Nevýhodou chladících věží je vysoký hluk způsobený chodem ventilátoru. Pokud chladicí věž dosahuje dostatečné výšky, lze místo ventilátoru využít přirozeného tahu (chladicí věže jaderných elektráren). [22]



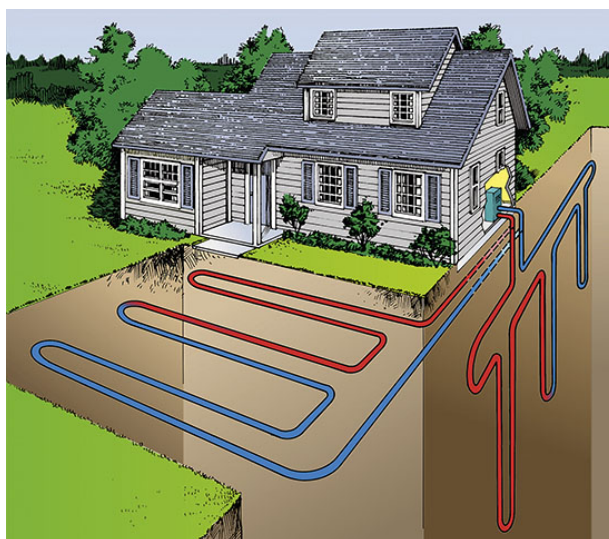
Obr. 8.6 - Uzavřená chladicí věž [30]



Obr. 8.7 - Otevřená chladicí věž [31]

8.1.3 Hlubinné a povrchové vrtů

Jako zdroj chladu pro odvod kondenzátorového tepla lze využít i zemského masivu. Do zemského masivu jsou vyhloubeny chladicí vrtů. Vrtů jsou navrženy tak, aby přirozená teplota zemského masivu byla schopna přiváděnou tekutinu z kondenzátoru ochladit na požadovanou teplotu. Při výpočtu závisí především na hloubce vrtů, rychlosti proudění tekutiny v potrubí a na rozteči vrtů. Povrchové vrtů jsou využívány u rodinných domů s teplem čerpadlem země – voda.



Obr. 8.8 - Princip hlubinných a povrchových vrtů [32]

8.2 Vzduchem chlazené kondenzátory

Jedná se od tepelné výměníky chladivo – vzduch, přičemž kondenzační teplo je z chladiva odváděno pomocí venkovního vzduchu. Vzduchem chlazené kondenzátory lze rozdělit na *externí*, kdy je kondenzátor umístěn mimo zdroj chladu, a *interní*, kde kondenzátor je součástí zdroje chladu umístěného ve venkovním prostředí.

Zásadní roli pro správné fungování odvodu kondenzačního tepla pomocí vzduchu je venkovní výpočtová teplota okolí. Venkovní teplota je v průběhu roku nestálá. Z tohoto důvodu jsou jednotky navrhovány na letní, či zimní extrémy.

Venkovní teploty se liší v závislosti na dané poloze zařízení. Vychází z měření klimatických dat ve městech a v otevřených krajinách. Pro Českou republiku jsou jako letní extrémy uvažovány venkovní teploty + 32 °C. Pro zimní extrémy jsou uvažovány venkovní hodnoty - 12 °C. Teplotní extrémy mohou být změněny dle umístění jednotky. [1]

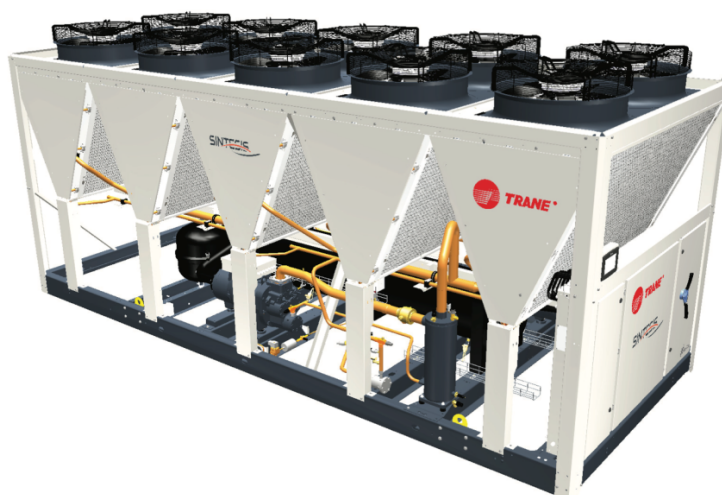
8.2.1 Interní vzduchem chlazené kondenzátory

Interní provedení je standardní řešení kompaktních jednotek. Jednotky bývají umístovány na střechy objektů, do kterých dodávají chlad, či teplo. Hlavní konstrukce je tvořena výměníkem chladivo – vzduch a je tvořena především z měděných trubek s hliníkovými lamelami.

Přívod vzduchu je zajišťován většinou pomocí axiálních ventilátorů, jenž se nachází za výměníkem tepla nebo na horní části jednotky. V případech, kdy je do jednotky přiváděn vzduch za pomoci vzduchového potrubí, jsou využívány radiální ventilátory. Pro zajištění vysoké účinnosti jednotky jsou používány u ventilátorů EC motory. Pomocí EC motorů lze regulovat výkon ventilátorů, a tím dosáhnout značné úspory elektrické energie. [1]



Obr. 8.9 – Horizontálně vzduchem chlazená jednotka [33]



Obr. 8.10 – Kompaktní vzduchem chlazená jednotka [34]

8.2.2 Externí kondenzátory

U externích kondenzátorů je využívána obdobná konstrukce výměníků jako je u kompaktních jednotek. Základní provedení jsou horizontální (plochá), či vertikální s přilehlým ventilátorem, nebo s tzv. kondenzátorem typu “V - coil”. [1]

9 Chladiva

Látka, jenž pracuje v chladivovém oběhu, je nazývána chladivem. V průběhu chladicího cyklu mění své skupenství na plynné či kapalné v závislosti na fázi cyklu, ve kterém se průběžně nachází.

Chladiva jsou chemické látky, jež mohou být založeny na přírodní bázi (voda, čpavek), nebo jsou vyrobena synteticky (halogenové uhlovodíky). Chladiva lze dělit i podle druhu fázové změny. Dle tohoto dělení jsou chladiva rozdělena na *jednosložková*, *zeotropická* (fázová změna je provedena v daném rozsahu teplot) nebo *azeotropická* (fázová změna je provedena za konstantní teploty a tlaku).

Pro posuzování chladiv je zavedeno několik měřítek. Tato měřítka jsou zaměřena převážně na ekologičnost a na ochranu životního prostředí. Podstatou měřítek je redukce vybraných druhů chladiv, jež jsou příčinou vzniku a zvětšování ozonový děr.

Pro dodržování pravidel týkajících se používání chladiv byla v roce 1985 sepsána Vídeňská úmluva, jenž byla prvním krokem států vedoucí k ochraně ozonové vrstvy. V následujících letech byly přijaty dodatky k Vídeňské úmluvě, omezující použití tzv. tvrdých freonů, látek s vysokým obsahem halonů (R11, R12, R12B1...). Mezi nejvýznamnější dodatky patří Montrealský protokol, Londýnský, či Kodaňský dodatek. [1] [35]

9.1 GWP (global warming potential)

Měřítko GWP posuzuje potenciál chladiva na globální oteplování vztažený k CO₂. Obvykle je uváděn pro časový horizont 100 let. Měřítko GWP udává hodnotu, o kolikrát více se s daným chladivem vytváří skleníkový efekt než s oxidem uhličitým. Chladiva s vysokým potenciálem jsou redukována a nahrazována ekologičtějšími chladivy. [1] [35]

9.2 ODP (ozone depletion potential)

Potenciál ODP udává hodnoty poškození ozonové vrstvy daným chladivem vztažené k referenčnímu chladivu R11. Chladivo R11 je zařazeno do skupiny tvrdých freonů a jeho hodnota ODP je rovna 1. Použití chladiv s $ODP \geq 1$ je zakázáno Montrealským protokolem.

9.3 Ukazatel TEWI (total global warming impact)

Ukazatel TEWI poukazuje na celkový potenciál globálního oteplování. Jeho součástí jsou *přímé účinky* (emise chladiva) a *nepřímé účinky* (vliv oxidu uhličitého při chodu chladicího zařízení) na globální oteplování. Ukazatel není vztažen k danému chladivu, ale určuje celkový potenciál chladicího zařízení. [35]

9.4 Významné druhy chladiv

9.4.1 Chladivo R407c

- Je zařazeno mezi azeotropická chladiva typu HFC.
- GWP = 1 770.
- Pro lidský organismus není toxické.
- Nehořlavé.
- Je používáno především pro malé množství zdrojů o malých výkonech do klimatizačních systémů (náhrada R22). [1] [36]

9.4.2 Chladivo R410a

- Je zařazeno mezi azeotropická chladiva typu HFC.
- GWP = 2 088.
- Pro lidský organismus je slabě toxické.
- Nehořlavé.
- Je používáno v klimatizačních systémech pro malé výkony, Rooftopy. [1] [36]

9.4.3 Chladivo R134a

- Je zařazeno mezi jednosložková chladiva typu HFC.
- GWP = 1 300.
- Pro lidský organismus je slabě toxické.
- Nehořlavé.
- Je používáno v klimatizačních systémech pro velké výkony. [1] [36]

9.4.4 Chladivo R744

- Je zařazeno mezi jednosložková chladiva přírodního typu.
- GWP = 1.
- Pro lidský organismus není toxické.
- Nehořlavé.
- Je používáno ve chladicích boxech v obchodech, či vitrínách. [1] [36]

9.4.5 Chladivo R1234ze

- Je zařazeno mezi jednosložková chladiva typu HFO.
- GWP = 1.
- Pro lidský organismus je slabě toxické.
- Slabě hořlavé.
- Je používáno v chladicích systémech pro velké systémy. [1]

9.4.6 Chladivo R454B

- Je složeno z 69 % chladivem R32 spolu s 31 % chladiva R1234yf.
- GWP = 466.
- Slabě hořlavé.
- Je používáno ve splitových a v chladicích jednotkách. [37]

10 Zpětné získávání tepla

Rekuperace je proces, který je používán v řadě profesí. Zpětné získávání tepla šetří část energie, která by jinak musela být dodána do systému pomocí jiného zdroje tepla. Výměníky zpětného získávání tepla (ZZT) lze využít v různých odvětvích a různými způsoby.

Typickým provedením v našem oboru jsou výměníky ZZT ve vzduchotechnice a v klimatizačních zařízeních. Zde je využíváno především *Regeneračních systémů* s využitím rotačních, či přepínacích výměníků.

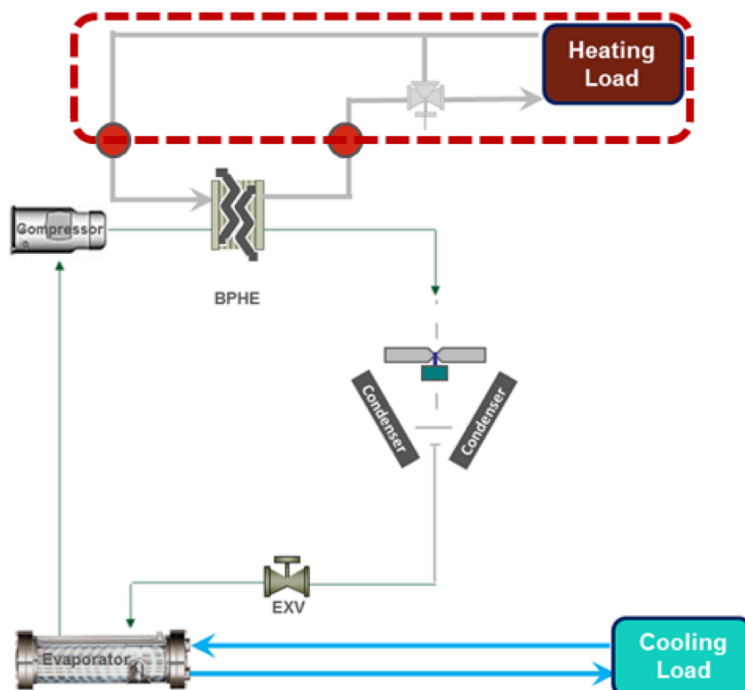
S výměníky ZZT se lze setkat rovněž ve vodních okruzích. Pro zpětné získávání tepla jsou zde využívány především *Rekuperační systémy*. V jejich případě jsou použity pro přenos energie především deskové a trubkové výměníky.

Zpětné získání tepla lze využívat i pro *Systémy s pomocnou kapalinou*. Takovéto systémy využívají výměníky s kapalinovým oběhem, tepelné trubice, nebo chladivové systémy s kompresorem. Se systémem s pomocnou kapalinou se lze setkat u kompaktních chladivových jednotek. Zde jsou rozlišovány výměníky ZZT na dvě kategorie: *Částečné zpětné získání tepla (partial heat recovery)* a *Celkové zpětné získání tepla (total heat recovery)*. [1] [38]

10.1 Částečné zpětné získání tepla

Pro částečné zpětné získání tepla existuje pojmenování de-superheater. Do chladivového okruhu je před vzduchem chlazený kondenzátor sériově zařazen deskový výměník tepla. Jeho funkcí je odebrání tepla z přehřátých par chladiva, aniž by docházelo ke kondenzaci par a předání odebraného tepla do tekutiny proudící na druhé straně výměníku.

Výhodou tohoto systému je minimální ovlivnění účinnosti chladicího okruhu. Zároveň se snižuje topný výkon jednotky. [39]



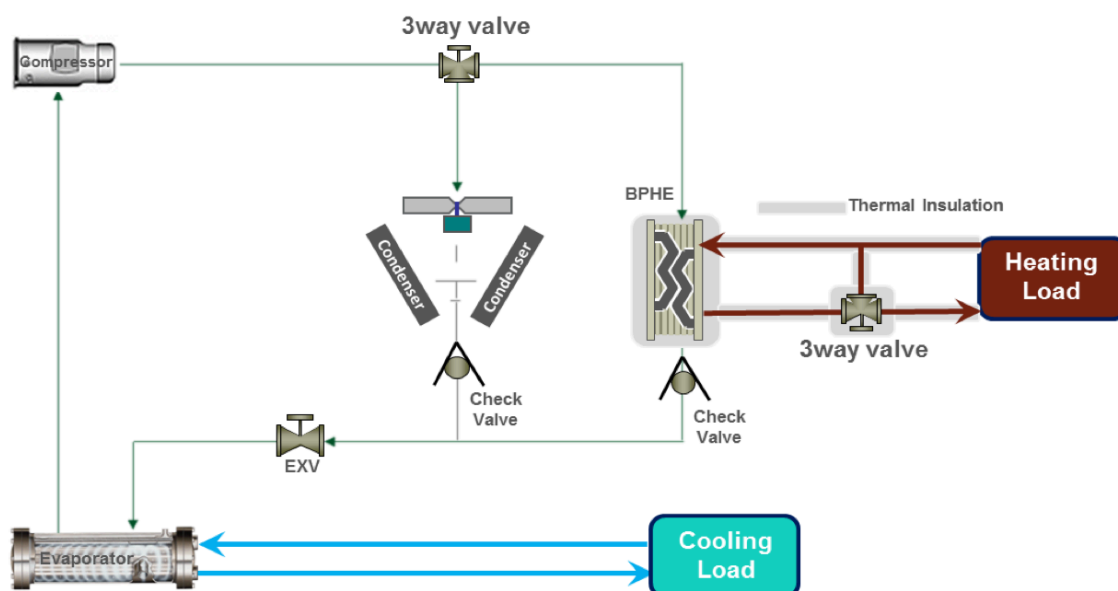
Obr. 10.1 - Zapojení výměníku PHR [III.]

10.2 Celkové zpětné získávání tepla

Pro zapojení celkového zpětného získávání tepla je využíváno paralelní zapojení výměníku ZZT se vzduchem chlazeným kondenzátorem. Pokud je kompaktní chladicí jednotka vybavena více chladivovými okruhy s funkcí zpětného získání tepla, je možné jedním chladivovým okruhem používat k odvodu tepla kondenzátor a druhým chladivovým okruhem odvádět teplo přes výměník ZZT. V případě, kdy je kompaktní jednotka vybavena pouze jedním chladivovým okruhem, musí být výměník ZZT navržen tak, aby dokázal odvést celkový topný výkon vyprodukovaný během chladicího procesu. Energie, která je předána díky výměníku ZZT, může být dále využita například pro přípravu teplé užitkové vody, nebo k přehřevu teplé vody pro účely vytápění objektů.

Pokud je kompaktní chladicí jednotka vybavena více chladivovými okruhy se zpětnými výměníkem tepla, lze ji provozovat.

Výhodou celkového zpětného získávání tepla je vyšší topný výkon okruhu. Zde je ovšem teplotní limit výstupní tekutiny, který je daný kondenzační teplotou, na které je závislá i účinnost hlavního chladicího okruhu. [39] [40]



Obr. 10.2 –Zapojení výměníku THR [III.]

11 Chladicí a topné faktory zdrojů chladu

Chladicí a topné faktory zdrojů chladu jsou brány jako jedny z hlavních ukazatelů účinnosti chladivových, případně topných soustav s kompresorovým oběhem. Faktory udávají poměr chladicího nebo topného výkonu jednotky, vůči množství elektrické energie, jež je spotřebována pro zajištění daného výkonu. Čím vyšších hodnot budou faktory dosahovat, tím lepších hodnot bude dosahovat jednotka v měřítku energetických účinností.

11.1 Chladicí faktor (EER)

Chladicí faktor je označován zkratkou EER (Energy Efficiency Ratio) a je definován jako poměr chladicího výkonu ku elektrickému příkonu zařízení. Chladicí faktor je používán v souvislosti se zařízeními pro generování chladu. [1]

$$EER = \frac{Q_{CH}}{P_N} \quad (11.1)$$

Kde:

EER je chladicí faktor [1].

Q_{CH} je chladicí výkon [W].

P_N je elektrický příkon [W].

Pro porovnání základních zákonitostí kompresorového oběhu je používán levotočivý Cartonův oběh. Chladivový faktor tohoto oběhu je značen EER_C a je dán poměrem termodynamické vypařovací teploty ku rozdílu kondenzační a vypařovací termodynamické teploty. V reálném prostředí tento oběh disponuje nedosažitelnou účinností. Skutečné oběhy se na rozdíl od levotočivého Cartonova oběhu liší nevratností dějů. [1]

$$EER_C = \frac{T_O}{T_K - T_O} \quad (11.2)$$

Kde:

EER_C je chladicí faktor levotočivého Cartonova oběhu [1].

T_O je termodynamická vypařovací teplota [K].

T_K je termodynamická kondenzační teplota [K].

Porovnáním reálného oběhu s Cartonovým oběhem, lze vyjádřit účinnost oběhu. [1]

$$EER = EER_C \cdot \eta_R = \frac{T_O}{T_K - T_O} \cdot \eta_R \quad (11.3)$$

Kde:

η_R je účinnost oběhu [1].

Celkový reálný chladicí faktor je počítán z poměru tepla odvedeného z výparníku ku elektrickému příkonu kompresorů. Zde je zapotřebí zohlednit i účinnost kompresorů včetně pohonů. [1]

Při výpočtu celkového reálného chladicího faktoru se rozlišuje zdroj chladu s vodou chlazeným kondenzátorem a vzduchem chlazeným kondenzátorem.

Pro výpočet celkového reálného chladicího faktoru chladu s vodou chlazeným kondenzátorem je uvažován pouze příkon kompresoru. Oběhová čerpadla a ventilátory nejsou součástí zdroje chladu, a tudíž při výpočtu nejsou zohledněny.

V případě zdroje chladu se vzduchem chlazeným kondenzátorem je však třeba připočítat k elektrickému příkonu i příkon ventilátorů, jenž slouží k odvodu kondenzačního tepla.

Při posouzení energetické náročnosti budovy je třeba zohlednit veškeré elektrické vstupy chladivové soustavy, mezi které se řadí například oběhová čerpadla či ventilátory. [1]

11.2 Evropský sezónní chladicí faktor (ESEER)

Faktor ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) je používán pro posouzení účinnosti zdroje chladu při částečném zatížení (part load) na rozdíl od celkového chladicího faktoru EER, jenž zohledňuje účinnost zdroje chladu pouze při plné zátěži.

Tento faktor slouží ke komplexnějšímu zhodnocení zdroje chladu. Při chodu zařízení s plynulou regulací výkonu může být tento faktor výrazně vyšší než EER.

Faktor ESEER je stanoven z kombinace provozních podmínek zdroje chladu, jenž určuje certifikační program Eurovent. [1]

11.3 Sezónní koeficient energetické efektivnosti (SEER)

Jelikož hodnocení výrobků dle programu Eurovent je dobrovolné, připravila Evropská komise hodnocení zdrojů chladu dle SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio). Tento faktor udává obdobně jako faktor ESEER hodnoty účinnosti při částečném zatížení. Jsou zde ovšem rozdílnosti ve váhových koeficientech a způsobu stanovení dílčích chladicích faktorů. Z tohoto důvodu nelze mezi sebou SEER a ESEER porovnávat. [1]

11.4 Topný faktor (COP)

Topný faktor (Coefficient Of Performance) je používán především u zdrojů tepla. Dříve se tento faktor používal obecně pro hodnocení účinnosti zdrojů. Pro lepší přehled byl však vytvořen faktor EER, jenž nyní označuje účinnost zdrojů chladu.

Topný faktor je základním ukazatelem účinnosti u tepelných čerpadel. Obdobně jako chladicí faktor, je COP dáno jako poměr vyrobeného výkonu ku spotřebované elektrické energii. Čím vyšší hodnoty topný faktor dosahuje, tím menší budou provozní náklady na provoz jednotky. Hodnoty COP i EER jsou závislé na provozních podmínkách zařízení.

$$COP = \frac{Q_T}{P_N} \quad (11.4)$$

Kde:

COP je topný faktor [1].

Q_T je topný výkon [W].

P_N je elektrický příkon [W].

11.5 Celkový faktor (TER)

Celkový faktor (Total Efficiency Ratio) se využívá jako faktor zhodnocující účinnost budovy při současné potřebě chladit a vytápět. Chladicí a topný výkon lze dodávat oddělenými zdroji např. chillerem (chladicí výkon) a plynovým kotlem (topný výkon), nebo jedním zdrojem (Multi-pipe jednotka). Multi-pipe jednotky jsou schopny zajistit chladicí a topný výkon současně. Do českého jazyka se tyto jednotky překládají jako čtyřtrubkové. Výpočet celkového faktoru budovy se musí vypočítat dle zapojení zdroje chladu a zdroje tepla.

Celkový faktor lze počítat pro:

Běžné vytápění a chlazení

Pokud jsou v budově rozděleny zdroje chladu a tepla, lze použít pro každý zdroj vlastní hodnotící faktor. Pro zdroj chladu se jedná o EER. Pro zdroj topného výkonu se jedná o COP. Celkový faktor TER by se zde počítal dle rovnice 11.5, jelikož je zapotřebí započítat vstupní a výstupní energie z obou zdrojů.

$$TER = \frac{Q_{CH} + Q_T}{P_N + P_{GAS}} \quad (11.5)$$

Kde:

TER je celkový faktor [1].

Q_{CH} je chladicí výkon [W].

Q_T je topný výkon [W].

P_N je elektrický příkon [W].

P_{GAS} je příkon plynového kotle [W].

Běžné vytápění a volné chlazení

Pro případ, kdy budova využívá jako zdroj chladicího výkonu volné chlazení (free-cooling) a pro výrobu topného výkonu využívá plynový kotel, lze použít pro výpočet celkového faktoru zjednodušenou rovnici, ve které se uvažuje nulový příkon zdroje chladu.

$$TER = \frac{Q_{CH} + Q_T}{P_{GAS}} \quad (11.6)$$

V rovnici 11.6. není započítán elektrický příkon zdroje chladu, jelikož chladicí výkon je zde dodáván pomocí volného chlazení. Celkový faktor v porovnání s rovnicí 11.5 vzroste.

Zpětné získávání tepla

U případu zpětného získávání tepla je předpoklad toho, že chladicí jednotka dokáže při výrobě chladicího výkonu vyrábět zároveň i topný výkon. Pro výrobu chladu i tepla je tudíž zapotřebí dodat pouze elektrický příkon pro výrobu chladu. Rovnici pro výpočet celkového výkonu lze upravit následující:

$$TER = \frac{Q_{CH} + Q_T}{P_N} \quad (11.7)$$

Jelikož je počítáno pouze s elektrickým příkonem pro výrobu chladu, dosahuje celkový faktor nejvyšších hodnot.

12 Obchodní centrum Westfield Chodov

Obchodní centrum Westfield se nachází v městské části Prahy 11 na Chodově. Jedná se o jedno z největších obchodních center v České republice. Po dvou a půl leté rekonstrukci, bylo obchodní centrum rozšířeno o budovu D. Nová budova byla otevřena v říjnu 2017. V současné době obchodní centrum pokrývá plochu 102 266 m² s více než 300 obchodními jednotkami. [41]



Obr. 12.1 - Mapa Westfield Chodov [41]

Generálním projektantem stavby byla společnost HELIKA a.s., jenž zpracovala projektovou dokumentaci a návrhové parametry pro budovu.

Vnější parametry prostředí

Pro jednotky upravující vnitřní prostředí byly navrženy parametry vnějšího prostředí dle tabulky 12.1

Tab. 12.1 – Vnější parametry prostředí [42]

Období	Zima	Léto
Tlak vzduchu	98 kPa	
Nadmořská výška	300 m.n.m.	
Teplota vzduchu	-12 °C (-15 °C pro VZT)	+32 °C
Entalpie vzduchu	60 kJ·kg s.v. ⁻¹	
Relativní vlhkost vzduchu	50 %	34 %
Měrná vlhkost vzduchu	0,5 g·kg s.v. ⁻¹ (minimum)	10,85 g·kg s.v. ⁻¹ (maximum)

Vnitřní parametry prostředí

Pro jednotky upravující vnitřní prostředí byly navrženy parametry vnitřního prostředí dle tabulky 12.2

Tab. 12.2 - Parametry vnitřního prostředí [42]

Prostor	Výpočtová zimní teplota	Požadovaná zimní teplota	Výpočtová letní teplota	Požadovaná letní teplota	Požadovaná vlhkost	Poznámka
Podzemní parkoviště						*2)
Otevřené parkoviště						*2)
Pasáž	18	18±2	26	26±2	Neřízená	
Obchodní jednotky	20	20±2	26	26±2	Neřízená	*1)
Restaurace	20	21±1	25	25±1	Neřízená	*1)
Kanceláře	20	21±1	24	24±1	Neřízená	
Sociální zařízení	20	Min. 15	Neřízená		Neřízená	
Schodiště, komunikační prostory	15	Min. 10	Neřízená		Neřízená	
Sklady	15	Min. 10	Neřízená		Neřízená	
Strojovny	10	Min. 10	Max. 36		Neřízená	
Šatny	24	24±2	25	25±2	Neřízená	
Umývárny, sprchy	24	24±2	25	25±2	Neřízená	
Kino	20	20±2	24	24±2	Neřízená	

*1) Pro prodejní plochy nebylo uděláno jedno univerzální řešení, ale je na každém prodejci, jak si podmínky nastaví.

*2) Parametry prostředí jsou neřízené.

12.1 Stanovení potřeby chladícího výkonu budovy D

Ke stanovení celkové potřeby chladu budovy byly definovány hodnoty měrné potřeby chladu na 1 m² používané plochy. Po vynásobení celkové plochy obchodních jednotek s hodnotami měrné potřeby chladu, byly celkové potřeby chladícího výkonu stanoveny na $P_{CH,OJ} = 2\,086$ kW.

Potřeba chladu pro vzduchotechnická zařízení byla stanovena na $P_{CH,VZT} = 1\,684$ kW.

Celková potřeba chladu vychází z rovnice 12.1 [IV.]

$$P_{CH,Celk} = P_{CH,OJ} + P_{CH,VZT} = 2\,086 + 1\,684 = \mathbf{3\,770\ kW} \quad (12.1)$$

Za účelem zásobování multikina chladem, které se nachází v budově D, byla vytvořena samostatná přípojka od zdroje chladu z původní budovy A, resp. ze strojovny západ (budova A disponuje dvěma strojovny *východ* a *západ*). Z tohoto důvodu není s touto potřebou chladu dále počítáno. Potřeba chladu pro multikino bylo stanoveno na $P_{CH,KINO} = 1\,500$ kW. [IV.]

12.2 Stanovení potřeby tepelného výkonu budovy D

V celkové potřebě tepelného výkonu budovy D je zahrnut tepelný výkon pro pokrytí tepelné ztráty prostupem, spolu s tepelným výkonem potřebným pro ohřev či dohřev větracího vzduchu ve vzduchotechnickém systému a v systému dveřních vzduchových clon.

Potřeba tepelného výkonu pro pokrytí tepelných ztrát byla stanovena na $P_{V,TZ} = 350$ kW. Pro pokrytí ohřevu či dohřevu větracího vzduchu ve vzduchotechnické jednotce a v systému vzduchových clon, byl tepelný výkon stanoven na $P_{V,VZT} = 4\,448$ kW. Celková potřeba tepelného výkonu vychází z rovnice 12.2 [V.]

$$P_{TV,Celk} = P_{TV,TZ} + P_{TV,VZT} = 350 + 4\,448 = \mathbf{4\,798\ kW} \quad (12.2)$$

12.3 Zdroje chladícího výkonu budovy D

Zdrojem chladu pro přistavenou budovu D byly zvoleny dvě vodou chlazené chladící jednotky společnosti TRANE a tři venkovní sprchované suché chladiče. Chladící jednotky byly umístěny do strojovny CH +2TC01, jenž se nachází v 3.NP. budovy D. Sprchované suché chladiče byly umístěny na střeše strojovny ve 4.NP.

Chladící jednotka CHJ1 disponuje chladícím výkonem 967 kW, dvěma šroubovými kompresory a dvěma chladivovými okruhy. Chladící jednotku CHJ1 lze taktéž použít i jako tepelné čerpadlo. Rovněž do kondenzátorového okruhu jednotky byl napojen výměník ZZT. Chladícím médiem pro rozvody v obchodním centru byla zvolena chemicky upravená voda. Teplonosným médiem kondenzátorového okruhu byla zvolena nemrznoucí směs vody a 30 % etylen-glykolu. Oběh médií je zajištěn pomocí oběhových čerpadel s frekvenčními měniči.

Druhá chladící jednotka CHJ3 disponuje turbokompresorem s chladícím výkonem 2 785 kW. Jednotka CHJ3 je určena pouze pro výrobu chladu a byla navržena se systémem free-cooling, jenž je možné využít v přechodovém období (jaro, podzim) při venkovní teplotě $t_e \leq 10$ °C. Obě chladící jednotky jsou navzájem hydraulicky propojeny a zároveň jsou propojeny i se zbytkem obchodního centra. Chladící jednotky využívají pro provoz stejný druh chladiva, *chladio R134a*. Pro CHJ3 byly navrženy totožná chladící, resp. teplonosná média (upravená voda, 30 % etylen-glykol).

Pro odvod přebytečného kondenzačního tepla byly navrženy tři suché chladiče typu V-coil se systémem skrápění pro zvýšení chladícího výkonu. Počet pracujících ventilátorů je určován v závislosti na teplotě nemrznoucí kapaliny, jenž se vrací do chladících jednotek. Suché chladiče jsou vybaveny EC motory s proměnlivě řízenými otáčkami pomocí frekvenčního měniče. Suché chladiče lze v zimním období použít pro volné chlazení (free-cooling). Skrápěcí systém je spínán při dosažení okolní teploty + 22 °C. Řízení skrápění je 3. stupňové. Používaná voda do skrápěcího systému je rovněž chemicky upravována. [IV.]

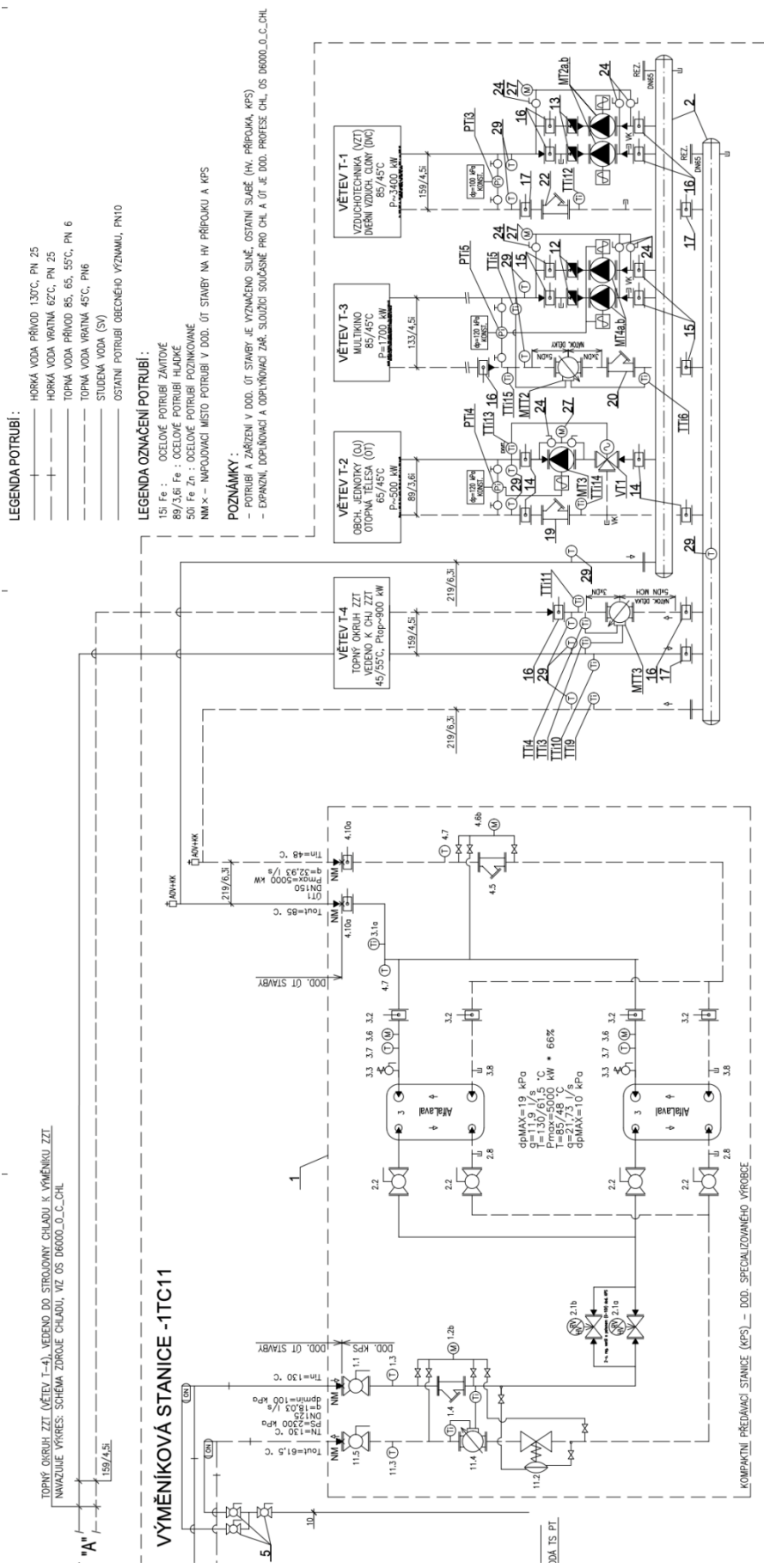
12.4 Zdroje tepelného výkonu budovy D

Hlavním zdrojem tepla byla dle projektové dokumentace zvolena výměňiková stanice typu *horká voda – topná voda*, jež se nachází ve 2. PP. Výměňiková stanice je připojena pomocí nové horkovodní přípojky k centralizované zásobárně teplem.

K výměně tepla dochází v kompaktní předávací stanici, jež obsahuje veškerá potřebná zařízení. Součástí kompaktní předávací stanice jsou dva paralelně zapojené deskové výměňiky tepla, s možnou zálohou výkonu při odstavení jednoho z nich.

Jako doplňující zdroj tepla byla zvolena chladicí jednotka CHJ1, kterou lze v otopném období využít v režimu tepelného čerpadla. Při chlazení objektu chladicí jednotka umožňuje výrobu až 60 °C média na výstupu z kondenzátoru. Vygenerované teplo lze odvést pomocí sprchovaných suchých chladičů, nebo pomocí výměňiku ZZT, který je připojen samostatným okruhem ke sběrači topné vody ve výměňikové stanici.

Pokud bude výkon chladicí jednotky (tepelného čerpadla) dostačující na pokrytí aktuální potřeby tepla na vytápění, nebude potřeba dohřívát otopnou vodu ve výměňicích napojených na výměňikovou stanici. V případě, kdy nebude ze sběrače přiváděna dostatečně teplá otopná voda, bude otopná voda automaticky dohřáta pomocí deskových výměňiků výměňikové stanice. [V.]



Obr. 12.3 – Schéma zapojení zdroje tepla [VII.]

13 Popis zkoumaných provozních režimů

Diplomová práce je zaměřena především na strojovnu chladu +2TC01 v budově D, viz kapitola 12.3.

Pro strojovnu D byl vznesen požadavek na optimalizaci provozu zdrojů chladu při režimu chlazení. Zároveň se zde vyskytla i možnost optimalizace zpětného získávání tepla během výroby chladu, pouhou změnou v provozním nastavení a spínání chladících jednotek.

Pro popis chování a možnost optimalizace chodu strojovny D, byly navrženy dva možné provozní režimy. V obou provozních režimech byly následně vytvořeny různé optimalizační varianty provozu. Součástí optimalizace provozních režimů je i návrh nejvhodnější varianty provozu v daném režimu.

13.1 Provozní režim 1

Provozní režim 1 je zaměřen pouze na výrobu chladu bez zpětného získávání tepla. Zdrojem chladu byly navrženy dvě chladící jednotky viz kapitola 12.3.

Výparníky jednotek jsou přivedeny do společného rozdělovače. Teplotní spád na výparnících obou jednotek byl zvolen dle projektu 7/15 °C. Obě jednotky byly vybaveny frekvenčními měniči, jimiž je docíleno variabilního průtoku a udržení konstantní výstupní teploty vody z výparníku. Obě jednotky byly vybaveny měřícími kalorimetry na výstupech z výparníků.

Hlavním zdrojem chladu ve strojovně D byla zvolena jednotka CHJ1, která primárně zajišťuje přívod chladící vody do rozdělovače. V případech, kdy jednotka CHJ1 nebude schopna udržet teplotu chladící vody, jež je přiváděna do budovy (letní extrémy), bude spuštěna i jednotka CHJ3 bez ohledu na potřebný chladící výkon. CHJ3 bude schopna dodat potřebné množství chladící vody tak, aby vyrovnala nedostačující teplotu chladící vody z jednotky CHJ1. Pokud se potřeba chladu sníží a jednotka CHJ1 bude opět schopna zajistit požadovanou teplotu chladící vody, bude jednotka CHJ3 odstavena.

Pro odvod kondenzačního tepla z chladících jednotek byly navrženy suché chladiče s adiabatickým skrápěním viz kapitola 12.3. Pro jednotku CHJ1 byl do kondenzátorového okruhu paralelně zabudován i výměník ZZT navržený tak, aby byl schopen dostatečně odebírat přebytečnou tepelnou energii při výrobě chladu a dále jí mohl využívat. Tento způsob odběru tepla je podmíněn teplotou vody na výstupu z kondenzátoru vyšší než 55 °C. Jelikož na kondenzátoru byl dle projektu nastaven teplotní spád nemrzoucí směsi 39/32 °C, nelze výměník ZZT efektivně využívat. Pro odvod tepelné energie je tudíž využíváno suchých chladičů.

Výkonové parametry chladících jednotek

Pro vytvoření optimalizačního programu bylo zapotřebí získat ověřená data o chodu jednotek v případech, kdy jednotky nedodávají 100 % chladícího výkonu do systému. Jedná se především o data chladícího výkonu a elektrických příkonů při částečném zatížení jednotek, ze kterých byly následně vytvořeny provozní body pro sestavení křivek chladících faktorů.

Ve spolupráci s výrobcem chladících jednotek zde byla tato data dodána a bylo možné je využít k vytvoření optimalizačního programu.

V tabulkách jsou uvedeny částečně zatížené jednotky v procentech.

Tab. 13.1 - Částečné zatížení CHJ1, Provozní režim 1 [VIII.]

ERTWD 270 H Tag: ERTWD-1

Part Load Performance - Constant Entering Condenser

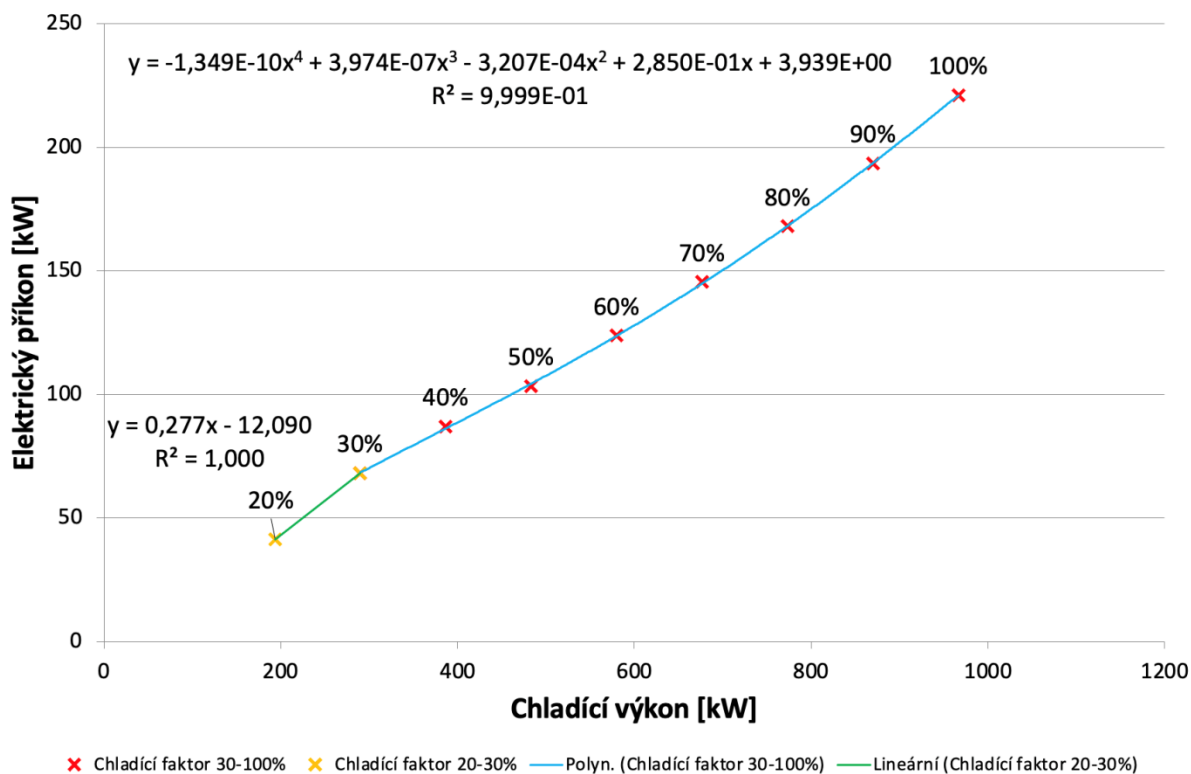
Load %	Cap.	LWT Evap	EWT Evap	Flow Evap	WPD Evap	EWT Cond	LWT Cond	Flow Cond	WPD Cond	kW	Eff
100	966.9	7.00	15.22	28.04	36.2	32.00	39.13	42.15	53.8	221.1	4.370
90	870.2	7.00	15.00	25.92	30.1	32.00	39.13	37.76	44.2	193.5	4.494
80	773.5	7.00	15.00	23.04	24.5	32.00	39.13	33.45	35.5	167.9	4.605
70	676.9	7.00	15.00	20.16	19.4	32.00	39.13	29.24	27.7	145.3	4.656
60	580.2	7.00	15.00	17.28	14.6	32.00	39.13	25.05	20.6	123.8	4.684
50	483.5	7.00	14.63	15.10	11.9	32.00	39.13	20.90	14.4	103.3	4.678
40	386.8	7.00	13.10	15.10	11.9	32.00	39.13	16.92	9.16	86.98	4.444
30	290.1	7.00	11.57	15.10	11.9	32.00	37.98	15.30	7.28	68.16	4.253
20	193.4	7.00	10.05	15.10	11.9	32.00	35.91	15.30	7.22	41.41	4.667

Tab. 13.2 - Částečné zatížení CHJ3, Provozní režim 1 [VIII.]

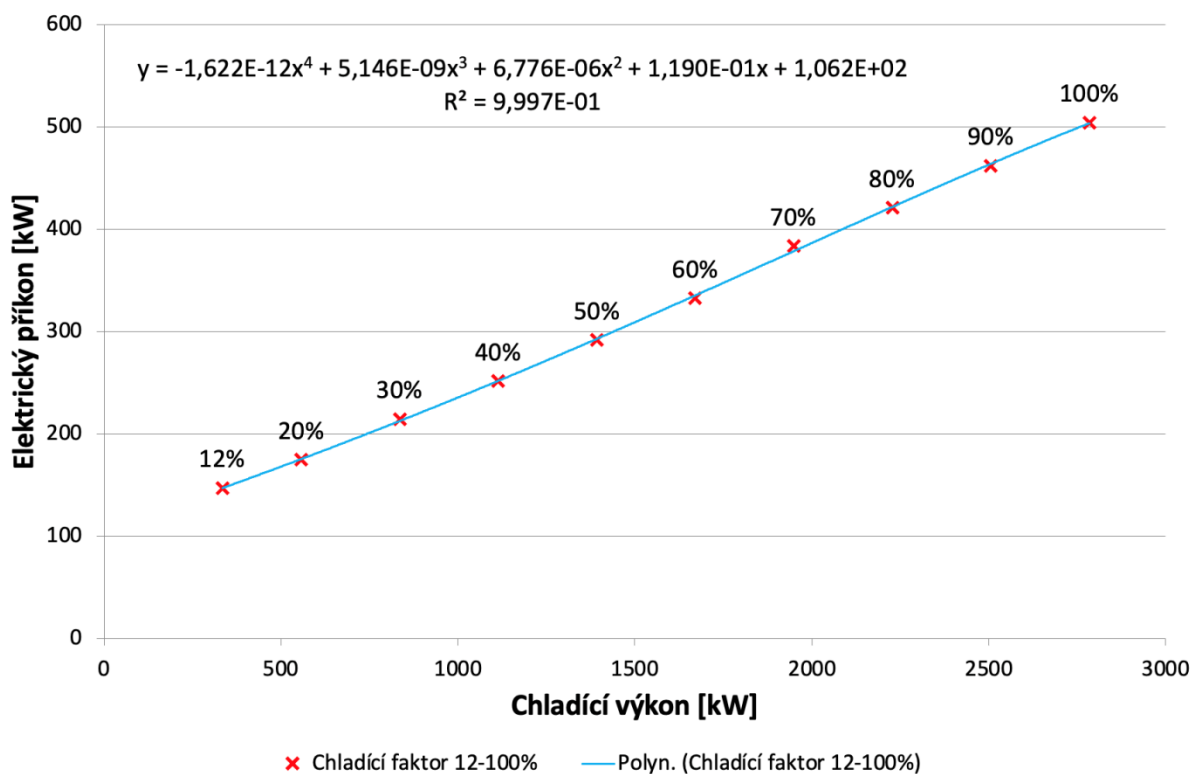
Output > Unit											
	Unit	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Selection Description											
Errors											
Trace Message		Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load	Part Load
REVL		GF94	GF94	GF94	GF94	GF94	GF94	GF94	GF94	GF94	GF94
MODL		CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF	CvGF
NTON		800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
SRTY		USTR	USTR	USTR	USTR	USTR	USTR	USTR	USTR	USTR	USTR
Agency Listing		CE	CE	CE	CE	CE	CE	CE	CE	CE	CE
EVSZ		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
EVBS		A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
EVTM		TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU
EVTH		25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
CDSZ		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
CDBS		B	B	B	B	B	B	B	B	B	B
CDTM		TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU	TECU
CDTH		28	28	28	28	28	28	28	28	28	28
Load		100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%	12%
Tons	ton	791.9	712.7	633.5	554.3	475.1	396.0	316.8	237.6	158.4	95.0
Unit Order kW	kW Input	504.02	462.15	420.77	383.67	332.39	291.72	251.66	214.29	174.57	146.93
Unit Order kW/ton	kW/ton	0.6365	0.6484	0.6642	0.6921	0.6996	0.7368	0.7945	0.9020	1.1022	1.5462
Order Part Load Value	kW/ton										
Part Load Value Type											
Order COP		5.53	5.42	5.30	5.08	5.03	4.77	4.43	3.90	3.19	2.27

Pro sestavení optimalizačního programu byly použity body chladících výkonů a elektrické příkony při různém procentuálním zatížení jednotek. Tyto body byly vyneseny do grafů, kde byly následně proloženy polynomickou křivkou čtvrtého řádu. Při prokládání polynomické křivky skrze body CHJ1 byla mezi 20 až 30 procenty chladícího výkonu zjištěna chyba proložení křivkou. Z tohoto důvodu byla pro zmíněné rozmezí použita lineární křivka.

Graf 13.1 - Křivka elektrického příkonu CHJ1 v režimu 1

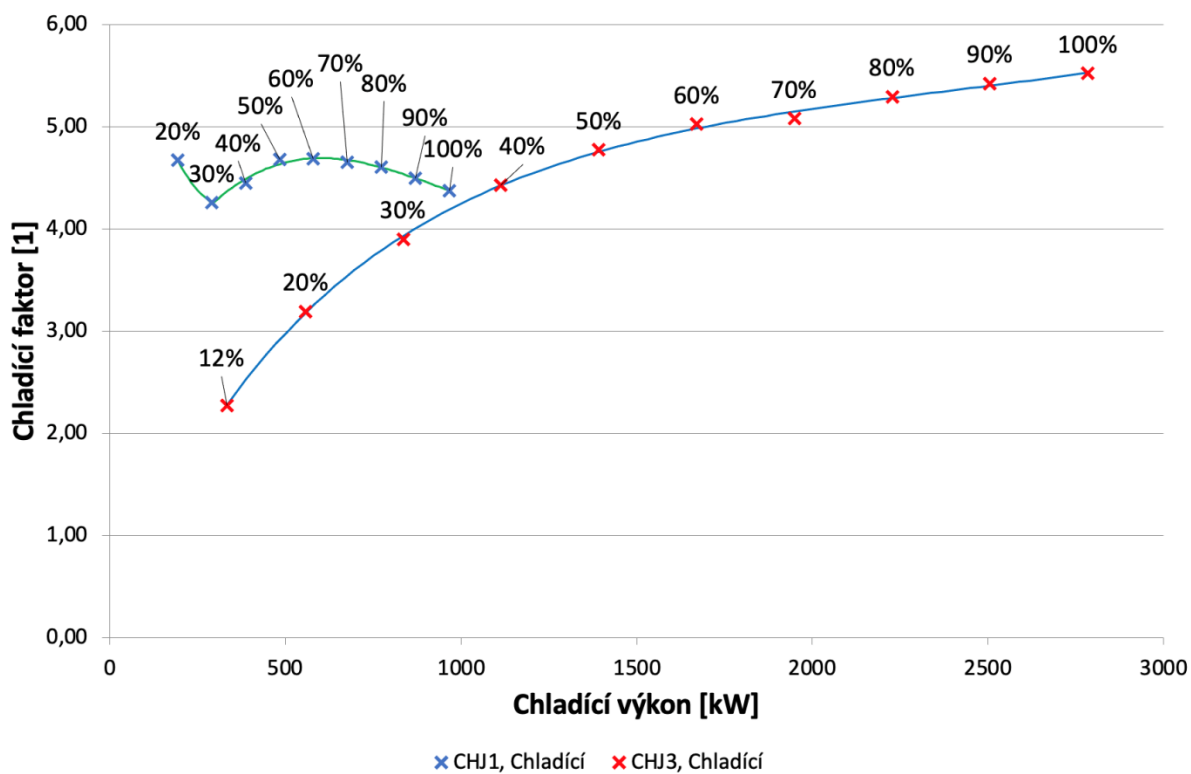


Graf 13.2 - Křivka elektrického příkonu CHJ3 v režimu 1



Díky ověřeným bodům z částečného výkonového zatížení jednotek, byly vytvořeny rovnice křivek, které následně byly použity pro výpočet elektrického příkonu vztaženého k chladicímu výkonu jednotek a chladicímu faktoru.

Graf 13.3 - Křivky chladících faktorů jednotek v provozním režimu 1



U jednotky CHJ1 jsou výkonnostní data ověřená v rozmezí od 20 až do 100 % zatížení chladicího výkonu jednotky. V případě jednotky CHJ3, jsou výkonnostní data této jednotky ověřena v rozmezí od (12 až do 100) % zatížení chladicího výkonu.

V případech, kdy bude potřeba udržet teplotu chladicí vody a zároveň potřebný chladicí výkon, bude nižší než minimální provozní zatížení chladících jednotek, budou se jednotky zapínat pouze na dobu nezbytně nutnou k udržení požadované teploty vody na výstupu z výparníku bez ohledu na požadovaný chladicí výkon.

13.1.1 Provozní režim 1, Varianta A (stávající stav)

Varianta A v provozním režimu 1 nejlépe vystihuje stav provozu strojovny, jenž je využíván v obchodním centru především v letních měsících při potřebě budovy pouze chladit.

První jednotkou, která zahajuje výrobu chladu, je jednotka CHJ1. Jednotka CHJ1 udržuje konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku 7 °C.

Do 20 % zatížení chladicího výkonu (193 kW) se jednotka provozuje pouze v režimu Zapnuto / Vypnuto. Pod hranicí 20 % je tato jednotka neregulovatelná a nelze zde zaručit plynulá regulace. Pokud je potřeba chladu vyšší než 20 % chladicího výkonu jednotky, reguluje se tato jednotka pomocí frekvenčních měničů až do 100% zatížení chladicího výkonu (967 kW).

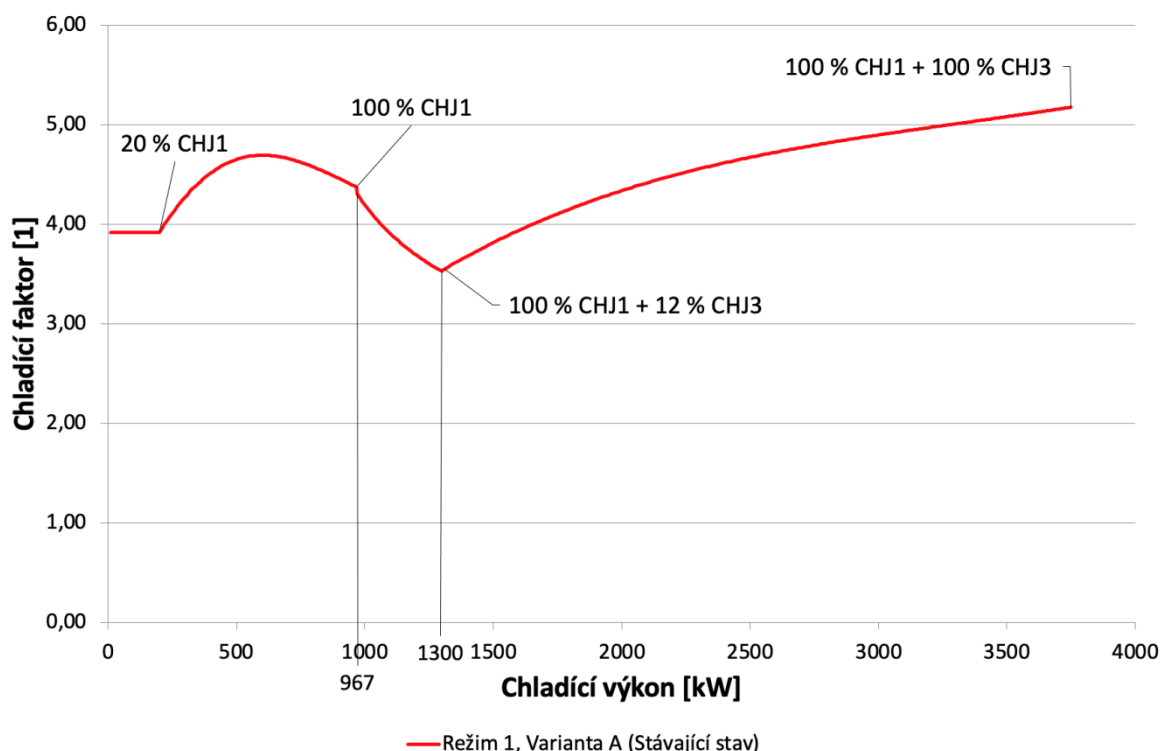
Pokud nastane situace, kdy potřeba chladu budovy převyšuje maximální chladicí zatížení a jednotka CHJ1 nebude schopna udržet konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku, je připnuta do výroby chladu i jednotka CHJ3. Jednotka CHJ3 je následně připnuta od 12 % zatížení chladicího výkonu (334 kW), jelikož pod 12 % zatížením se nachází pásmo tlakové nestability, ve kterém jednotka CHJ3 není schopna provozu.

V rozmezí maximálního zatížení CHJ1 (967 kW) a minimálního zatížení CHJ3 (1 300 kW), je pro udržení konstantní teploty vody na výparníku využívána jednotka CHJ3 v režimu Zapnuto / Vypnuto. Tuto oblast nelze efektivně porovnat s optimalizačními variantami.

Pokud bude výkon v součtu chladicích výkonů, kdy je CHJ1 využívána ze 100 % zatížení chladicího výkonu a CHJ3 ze 12 % zatížení chladicího výkonu, stále nedostačující, zvyšuje se potřebný chladicí výkon na jednotce CHJ3 až do 100 % zatížení chladicího výkonu.

Tato varianta slouží zároveň jako srovnávací varianta pro následná optimalizační řešení.

Graf 13.4 - Křivka chladicího faktoru strojovny varianty A v provozním režimu 1



Pro jednotku CHJ1, dosahuje chladicí faktor nejlepších hodnot při potřebě chladu 600 kW. Tato hodnota odpovídá 62 % zatížení chladicí jednotky. Hodnota chladicího faktoru pro jednotku CHJ1 dosahuje až hodnoty 4,69.

Po připnutí jednotky CHJ3 lze pozorovat kontinuální nárůst chladicího faktoru až do 100 % zatížení jednotek. Při plném zatížení jednotek CHJ1 a CHJ3 dosahuje hodnota chladicího faktoru strojovny 5,18.

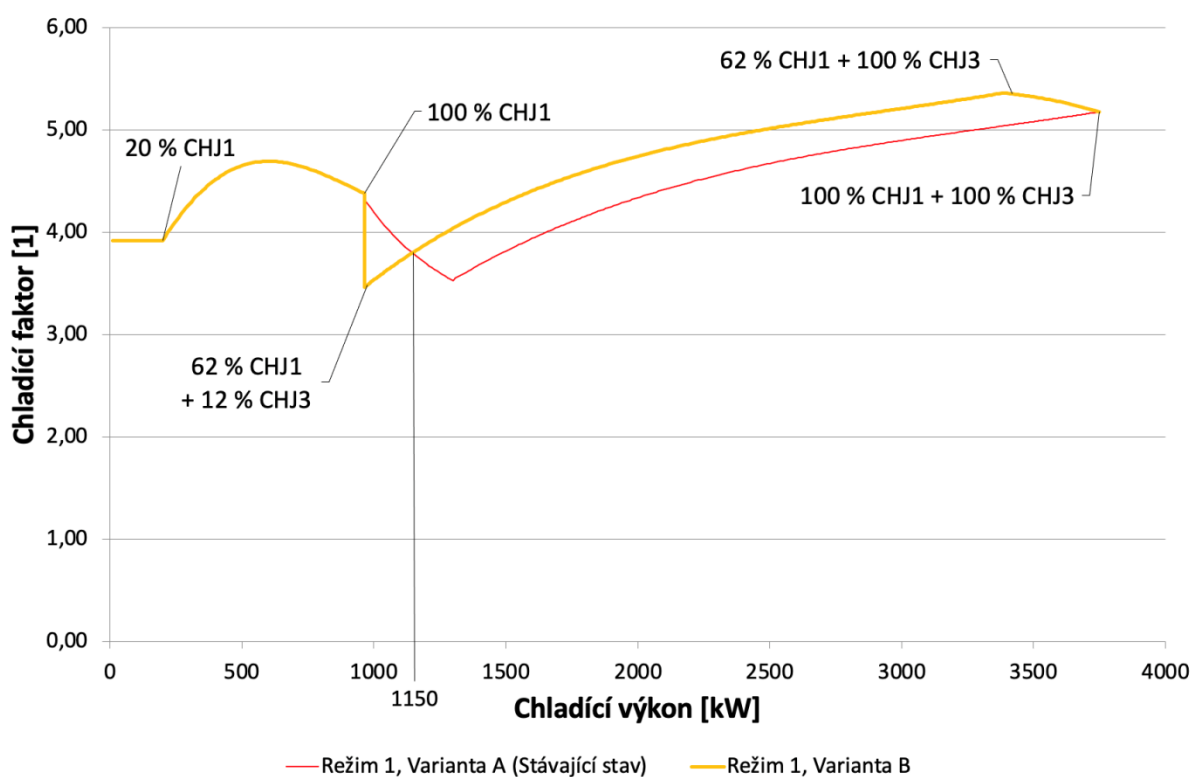
13.1.2 Provozní režim 1, Varianta B (optimalizace)

Varianta B je optimalizační stav varianty A, jenž využívá totožných provozních podmínek, s rozdílem procentuálního zatížení chladících jednotek při výrobě chladu, který je produkován ve strojovně D.

Tato varianta primárně využívá k výrobě chladu jednotku CHJ1 od (20 až do 100) % zatížení chladícího výkonu. V případech, kdy bude zapotřebí udržet konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku a dodávat více chladícího výkonu, než je schopna dodat jednotka CHJ1, bude připnuta do výroby jednotka CHJ3. Jednotka CHJ3 bude připojena od 12 % zatížení chladícího výkonu a současně bude snížen chladící výkon CHJ1 na 62 % zatížení chladícího výkonu. Hodnota 62 % zatížení výkonu CHJ1 byla vybrána z důvodu, že při 62 % zatížení dosahuje CHJ1 nejlepšího chladícího faktoru.

Pro srovnání s variantou A slouží graf 13.5

Graf 13.5 - Srovnání chladícího faktoru strojovny mezi variantou A a variantou B v provozním režimu 1



V první fázi jsou chladící faktory obou variant totožné, jelikož obě varianty využívají shodného zapojení jednotky CHJ1. Rozdílné výsledky chladících faktorů jsou patrné v druhé fázi, kdy se do výroby chladu připojuje jednotka CHJ3.

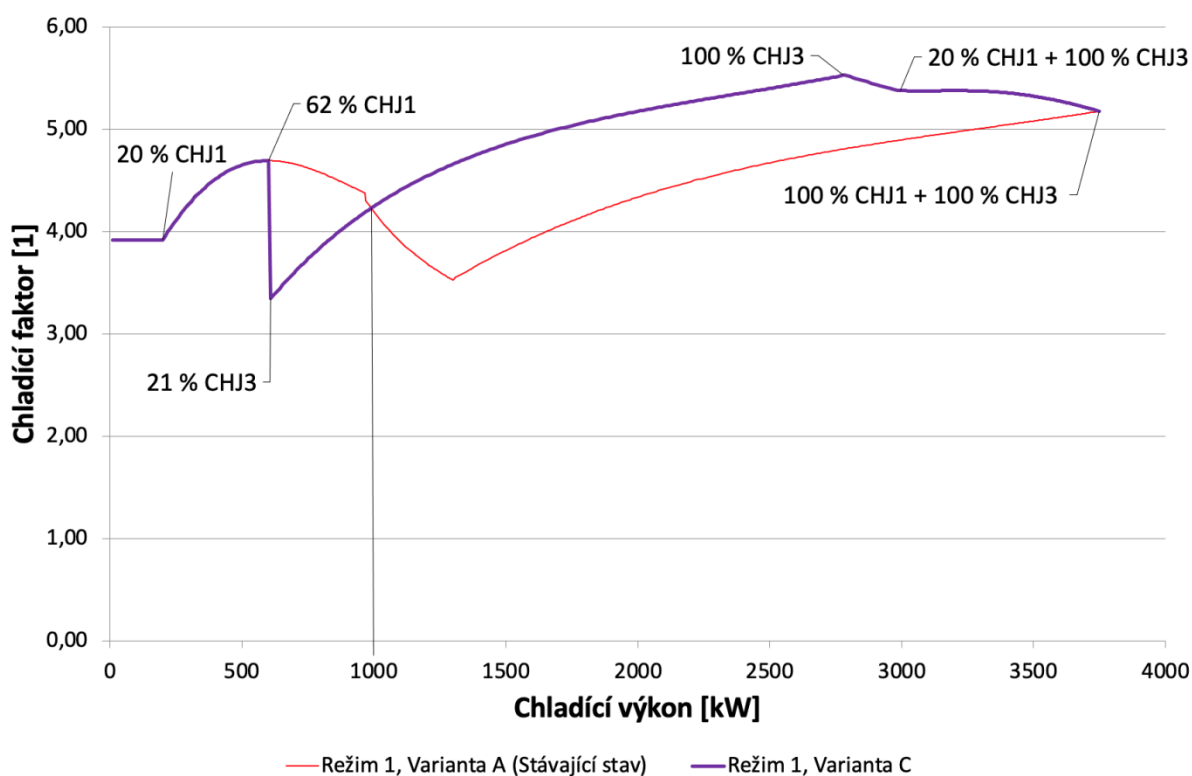
Zapojením chladících jednotek dle nastavení vycházející z varianty B, dosahuje strojovna maximální hodnoty chladícího faktoru 5,36. Zároveň od hodnoty 1 150 kW chladícího výkonu lze pozorovat nárůst chladícího faktoru varianty B. Od tohoto bodu, až do maximálního chladícího výkonu strojovny, se díky variantě B, chladící faktor strojovny zlepšil v průměru o 0,28.

13.1.3 Provozní režim 1, Varianta C (optimalizace)

Optimalizační varianta C obdobně s variantou B využívá totožných provozních podmínek, s rozdílem procentuálního zatížení chladících jednotek při výrobě chladu, který je produkován ve strojovně D.

Varianta C se od předchozích variant liší v délce provozu jednotky CHJ1 předtím, než bude připojena jednotka CHJ3. V této variantě je počítáno, že jednotka CHJ1 bude dodávat chladicí výkon do doby, než dosáhne nejlepší hodnoty chladicího faktoru. Ten nastává při 62 % zatížení jednotky. Následně bude jednotka vypnuta a chladicí výkon bude obstarávat pouze jednotka CHJ3. Ta bude zapojena od 21 % zatížení chladicího výkonu tak, aby dokázala plynule navázat na potřebný chladicí výkon strojovny, jež dodávala jednotka CHJ1. V případě, že jednotka CHJ3 nebude schopna zajistit dostatečný chladicí výkon nebo konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku, bude opět připojena jednotka CHJ1 od 20 % až do 100 % zatížení chladicího výkonu. V případě potřeby chladicího výkonu nižšího než 20 % zatížení jednotky (193 kW), bude jednotka CHJ1 provozována v režimu Zapnuto / Vypnuto.

Graf 13.6 - Srovnání chladicího faktoru strojovny mezi variantou A a variantou C v provozním režimu 1



Při porovnání optimalizační varianty C s původní variantou A, jsou z grafu 13.6. patrné značné rozdíly v chladících faktorech. V bodě, kde dochází k vypnutí jednotky CHJ1 a spuštění jednotky CHJ3 (600 kW), dochází ke značnému propadu chladicího faktoru. Rozdíl mezi chladíci faktory zde činí 1,27.

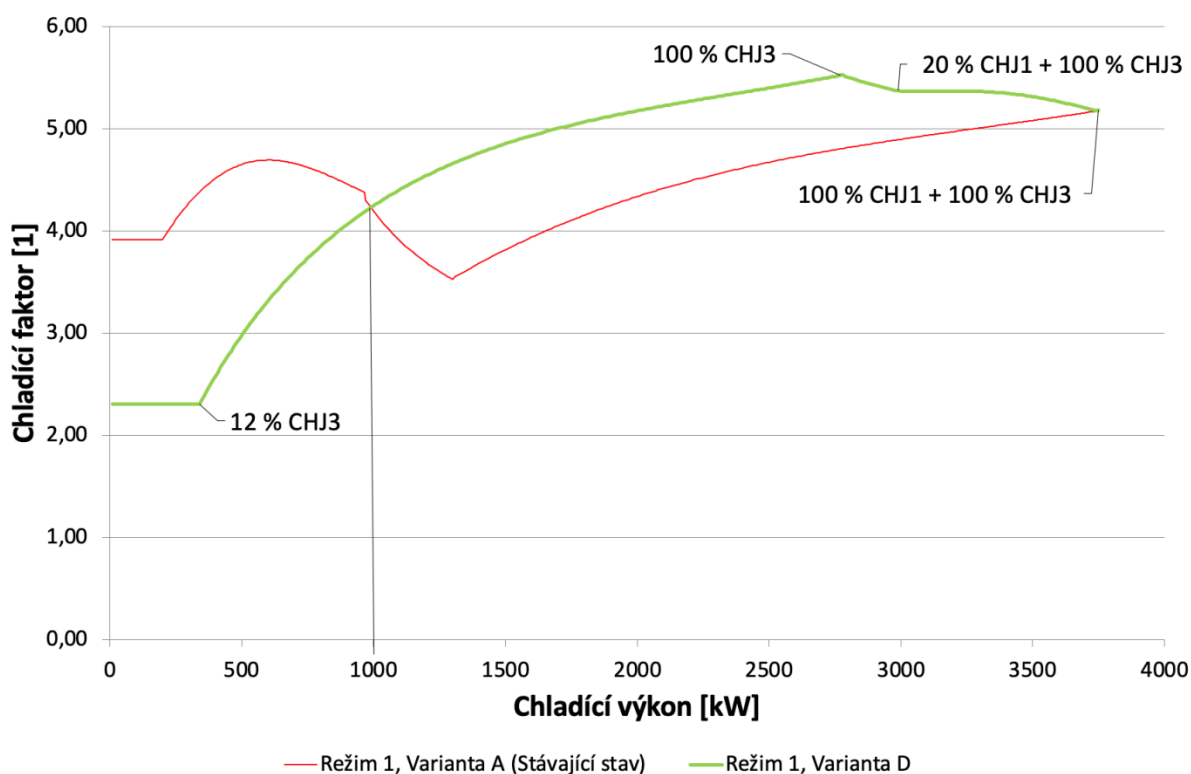
Variantě A postupně klesá chladicí faktor na rozdíl od varianty C, které chladicí faktor naopak vzrůstá. Při chladicím výkonu 1 000 kW jsou si již chladicí faktory obou variant rovny. Při potřebě chladu vyšší než 1 000 kW narůstá u varianty C chladicí faktor v průměru až o 0,58. Nejvyšší chladicí faktor strojovny D pro variantu C činí 5,53.

13.1.4 Provozní režim 1, Varianta D (optimalizace)

Zásadním rozdílem varianty D od zbylých variant je záměna pořadí, ve kterém se připojují chladicí jednotky do výroby chladu.

První jednotkou, jež se zapojí do výroby chladu bude jednotka CHJ3. Tato jednotka bude provozována od 12 % až do 100 % zatížení chladicího výkonu. V případě, kdy bude potřeba chladu převyšovat maximální chladicí výkon jednotky CHJ3 nebo jednotka CH3 nebude schopna udržet konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku, bude do výroby chladu připojena jednotka CHJ1. Jednotka CHJ1 bude následně připojena od 20 % až do 100 % zatížení chladicího výkonu.

Graf 13.7 - Srovnání chladicího faktoru strojovny mezi variantou A a variantou D v provozním režimu 1



Dle grafu 13.7 je patrné, že při potřebě chladicího výkonu do 1 000 kW dosahuje varianta A lepšího chladicího faktoru. V průměru dosahuje rozdíl chladících faktorů do výkonu 1 000 kW mezi oběma variantami hodnoty 1,31.

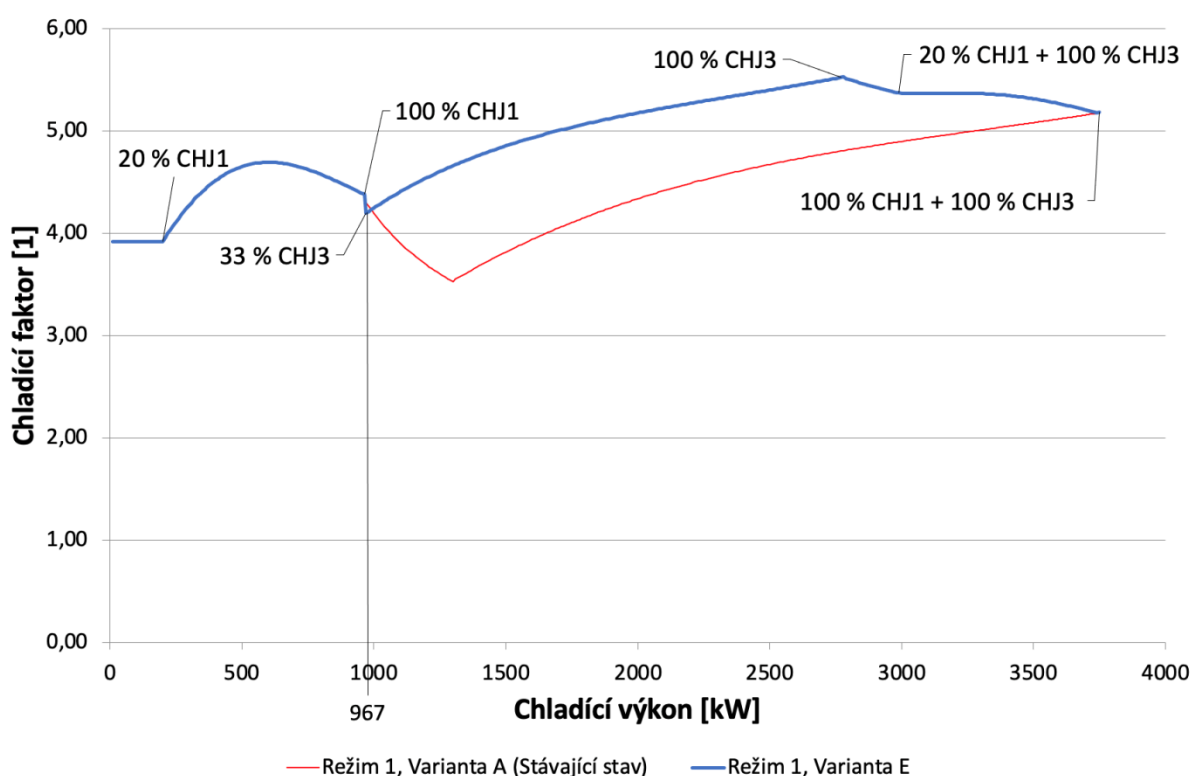
Pokud potřeba chladicího výkonu stoupne nad 1 000 kW nastává shodná situace s variantou C, kdy variantě A postupně klesá chladicí faktor a variantě D chladicí faktor naopak narůstá. Chladicí faktor varianty D v průměru vzroste až o 0,58 a dosahuje maximální hodnoty 5,53.

13.1.5 Provozní režim 1, Varianta E (optimalizace)

Varianta E byla vytvořena z nejvyšších dosažitelných chladících faktorů z přechozích optimalizačních variant.

První spínanou jednotkou byla zvolena jednotka CHJ1. Jednotkou CHJ1 lze zajistit výrobu chladu pouze do 967 kW. Pokud bude potřeba chladu vyšší než maximální chladící výkon, jenž bude schopna zajistit jednotka CHJ1, bude do výroby připojena jednotka CHJ3. Tato jednotka bude zapojena od 33 % zatížení chladícího výkonu tak, aby dokázala plynule navázat na potřebný chladící výkon strojovny, jež dodávala jednotka CHJ1. Jednotka CHJ1 následně bude vypnuta a chlad bude vyrábět pouze jednotka CHJ3. V případě, kdy bude potřeba chladu vyšší, než bude maximální chladící výkon jednotky CHJ3, bude do výroby opět připojena jednotka CHJ1 od 20 % až do 100 % zatížení chladícího výkonu, obdobně jako ve variantě C a D.

Graf 13.8 – Srovnání chladícího faktoru strojovny mezi variantou A a variantou E v provozním režimu 1

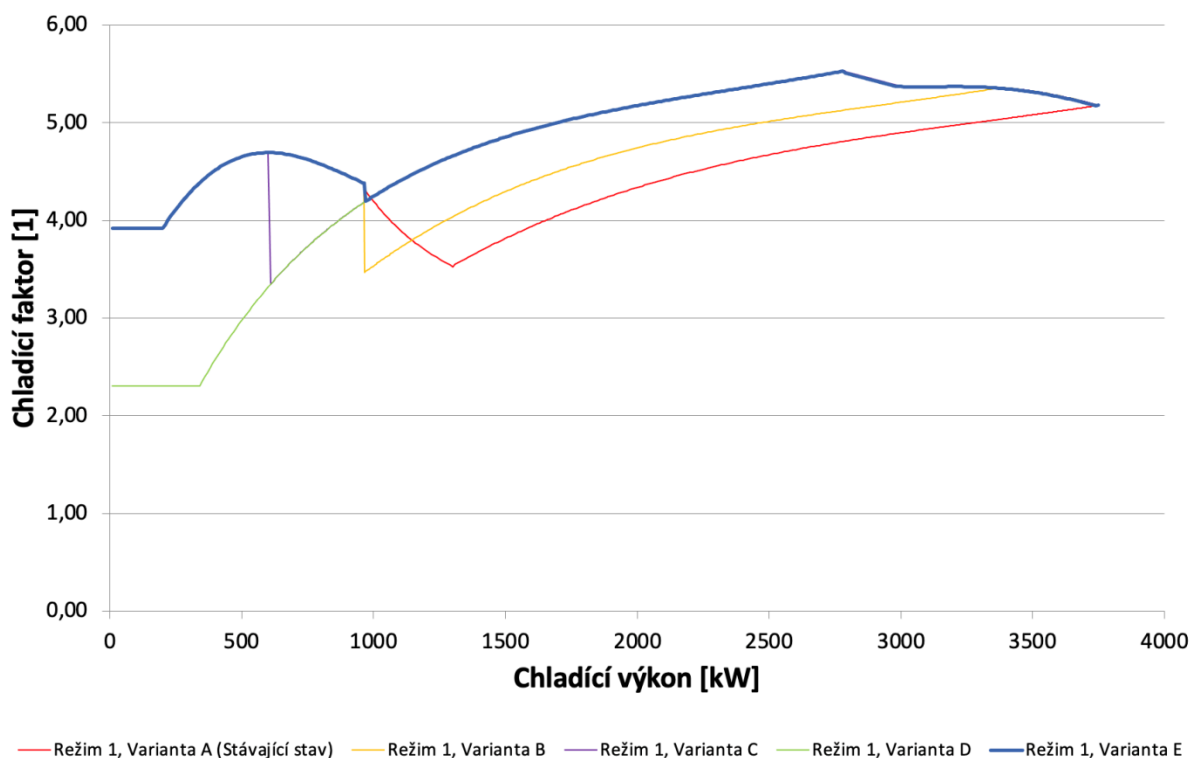


V první fázi grafu 13.8, kde varianty A a E využívají k výrobě chladu pouze jednotku CHJ1, dosahují zcela shodných chladících faktorů. Rozdíl se následně projevuje poté, co potřeba chladu převyšuje maximální výrobní kapacitu jednotky CHJ1 (967 kW). Od této hranice lze pozorovat značný rozdíl v chladících faktorech obou variant. Varianta E ve srovnání s variantou A dosahuje průměrného rozdílu chladícího faktoru 0,58, obdobně jako varianty C a D. Rovněž maximální hodnota chladícího faktoru varianty E dosahuje hodnoty 5,53.

13.1.6 Souhrn optimalizačních variant v provozním režimu 1

Jako souhrn optimalizačních variant v provozním režimu 1 byl vytvořen graf 13.9, ve kterém jsou znázorněny křivky chladících faktorů v závislosti na chladícím výkonu všech zkoumaných variant.

Graf 13.9 – Souhrnný graf chladících faktorů všech variant v provozním režimu 1



Z grafu 13.9 vyplývá, že provoz strojovny D dle varianty A (stávající stav) je optimální pouze do doby, dokud je potřebný chlad možné dodávat pouze jednotkou CHJ1. Při připojení jednotky CHJ3 do výroby chladu se v závislosti na vybrané variantě vždy sníží chladící faktor strojovny D. Ve variantě A je toto snížení nejvýraznější. Zde lze doporučit změnu v nastavení spínání jednotek dle optimalizačních variant provozu.

Optimální varianta provozu strojovny je varianta E. Primární jednotkou, jenž bude dodávat chlad první, zůstává jednotka CHJ1. Po dosažení maximálního chladícího výkonu CHJ1 se jednotka CHJ1 odstaví a zapojí se jednotka CHJ3 ve 33 % zatížení chladícího výkonu. Plynulou regulací lze ovládat jednotku CHJ3 až do 100 % chladícího výkonu. V případě nedostatečného chladícího výkonu, nebo nedodržení podmínky konstantní teploty vody na výstupu z výparníku, lze k jednotce CHJ3 opět připojit jednotku CHJ1, jenž dodá potřebný chladící výkon, či zajistí potřebnou teplotu chladící vody.

13.2 Provozní režim 2

Provozní režim 2 je zaměřen na výrobu chladu a zároveň využití výměníku ZZT k výrobě tepla. Zdrojem chladu byly navrženy dvě chladicí jednotky viz kapitola 12.3. Zdrojem tepla při současné výrobě chladu je pouze jednotka CHJ1.

Zapojení a provozní podmínky výparníků obou jednotek ve strojovně D je totožné s provozním režimem 1 viz kapitola 13.1 s rozdílem, že CHJ1 dokáže během výroby chladu dodávat i tepelnou energii.

Změna oproti provoznímu režimu 1 je v nastavení teplotního spádu a v odvodu kondenzačního tepla z jednotky CHJ1. Pro jednotku CHJ1 v provozním režimu 2 byl nastaven teplotní spád na kondenzátoru 58/52 °C. Pro zajištění správné funkce výměníku ZZT je zapotřebí dodržet výstupní teplotu nemrznoucí směsi na kondenzátoru minimálně 55 °C. Jednotka CHJ3 není připojena k výměníku ZZT. Její teplotní spád na kondenzátoru zůstává 39/32 °C.

Odvod tepelné energie z CHJ1 bude zajišťovat výměník ZZT, na rozdíl od jednotky CHJ3, jenž veškeré kondenzační teplo odvádí do adiabatických suchých chladičů. Výměník ZZT byl navržen tak, aby byl schopen odvést dostatečné množství tepelné energie. V případech, kdy výměník ZZT nebude schopen odebrat tepelnou energii, bude tato energie přeměrována do suchých chladičů, kde bude rovněž odvedena do ovzduší. Chladicí jednotky byly opatřeny frekvenčními měniči tak, aby byla na vstupu držena konstantní teplota.

Výkonové parametry chladících jednotek

Z důvodu změny nastavení v provozních podmínkách v režimu 2, bylo zapotřebí získat od výrobce nová ověřená data o chodu jednotek v částečném zatížení. Tato data zde byla opět poskytnuta a bylo možné je použít pro optimalizaci.

Jelikož v provozních podmínkách jednotky CHJ3 nebyly provedeny žádné změny oproti režimu 1, nebylo tedy zapotřebí žádat o nová data. Data o chodu jednotky CHJ3 zůstávají totožná i pro provozní režim 2 viz Tab. 13.2

Tab. 13.3 - Částečné zatížení CHJ1, Provozní režim 2 [VIII.]

ERTWD 270 H Tag: ERTWD-1

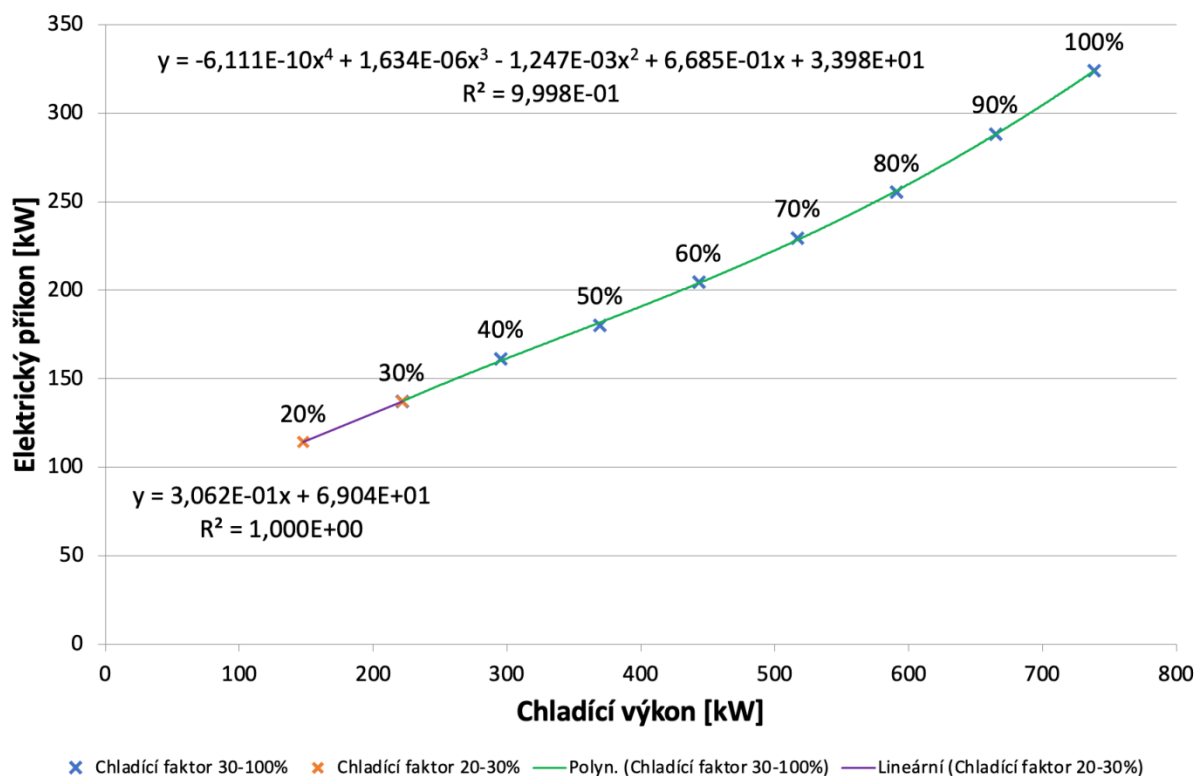
Part Load Performance - Constant Entering Condenser

Load %	Cap.	LWT Evap	EWT Evap	Flow Evap	WPD Evap	EWT Cond	LWT Cond	Flow Cond	WPD Cond	kW	Eff
100	738.8	7.00	15.09	21.75	23.4	52.00	58.16	43.44	51.7	324.0	2.279
90	664.9	7.00	15.00	19.80	18.7	52.00	58.16	38.97	42.6	288.2	2.306
80	591.0	7.00	15.00	17.60	15.1	52.00	58.16	34.65	34.7	255.3	2.314
70	517.1	7.00	15.00	15.40	11.7	52.00	58.16	30.59	27.9	229.4	2.253
60	443.3	7.00	13.99	15.10	11.9	52.00	58.16	26.54	21.7	204.4	2.167
50	369.4	7.00	12.83	15.10	11.9	52.00	58.16	22.52	16.1	180.1	2.050
40	295.5	7.00	11.66	15.10	11.9	52.00	58.16	18.75	11.5	161.3	1.831
30	221.6	7.00	10.49	15.10	11.9	52.00	57.95	15.30	7.72	136.9	1.618
20	147.8	7.00	9.33	15.10	11.9	52.00	56.38	15.30	7.72	114.3	1.292

Pro chladicí jednotky byly vytvořeny grafy chladících faktorů totožným způsobem jako v režimu 1. Jelikož provozní podmínky se pro CHJ1 od režimu 1 liší, byly pro tuto jednotku dodány nové body chladícího výkonu a elektrického příkonu. Následně byl vytvořen graf chladícího faktoru. Provozní podmínky pro jednotku CHJ3 nebyly změněny, tudíž je graf chladícího faktoru totožný s grafem 13.2.

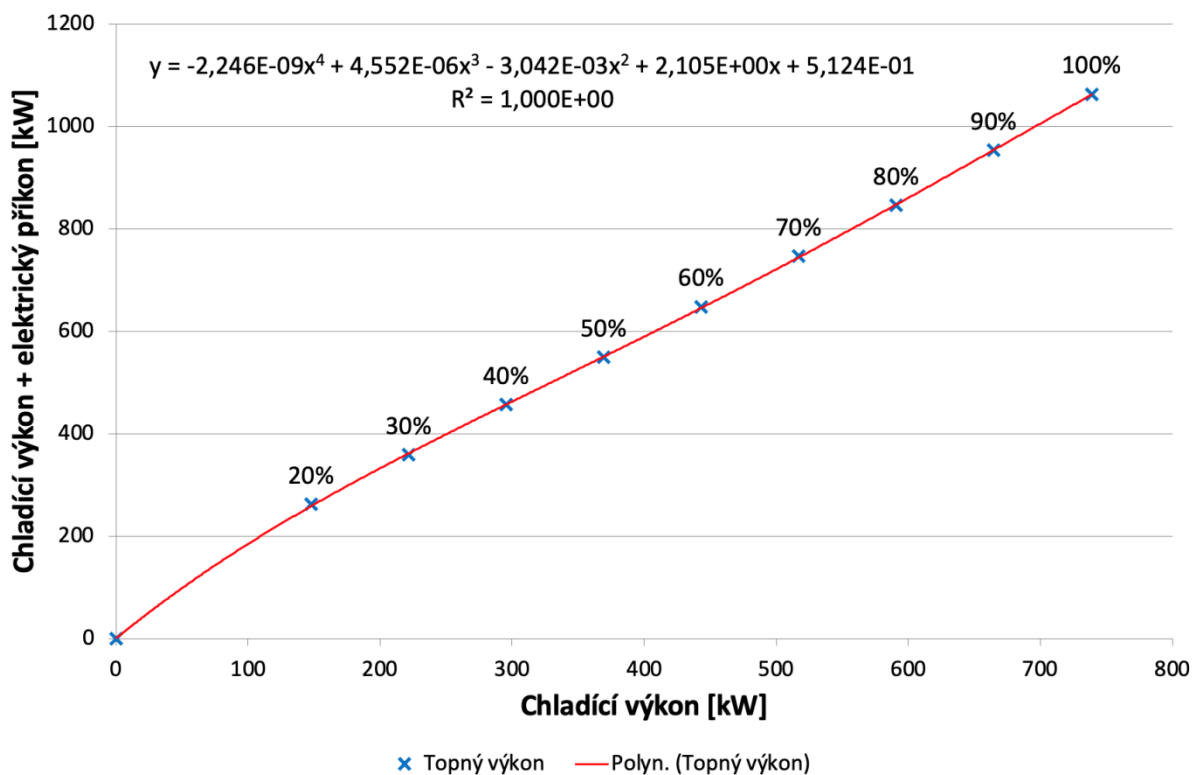
Body z grafu byly následně proloženy polynomickou křivkou 4. řádu a byly vyneseny rovnice křivek se kterými je počítáno v optimalizačním programu. Při prokládání polynomické křivky skrze body CHJ1 byla mezi 20 až 30 procenty chladícího výkonu zjištěna chyba proložení křivkou. Z tohoto důvodu byla pro zmíněné rozmezí použita lineární křivka.

Graf 13.10 - Křivka elektrického příkonu CHJ1 v provozním režimu 2



Jelikož v provozním režimu 2 je možné využívat topný výkon, byl zde vytvořen graf topného výkonu v závislosti na chladícím výkonu. U jednotek s vodou chlazeným kondenzátorem je možné topný výkon počítat jako součet chladícího výkonu s elektrickým příkonem jednotky.

Graf 13.11 - Závislost topného výkonu na chladícím výkonu

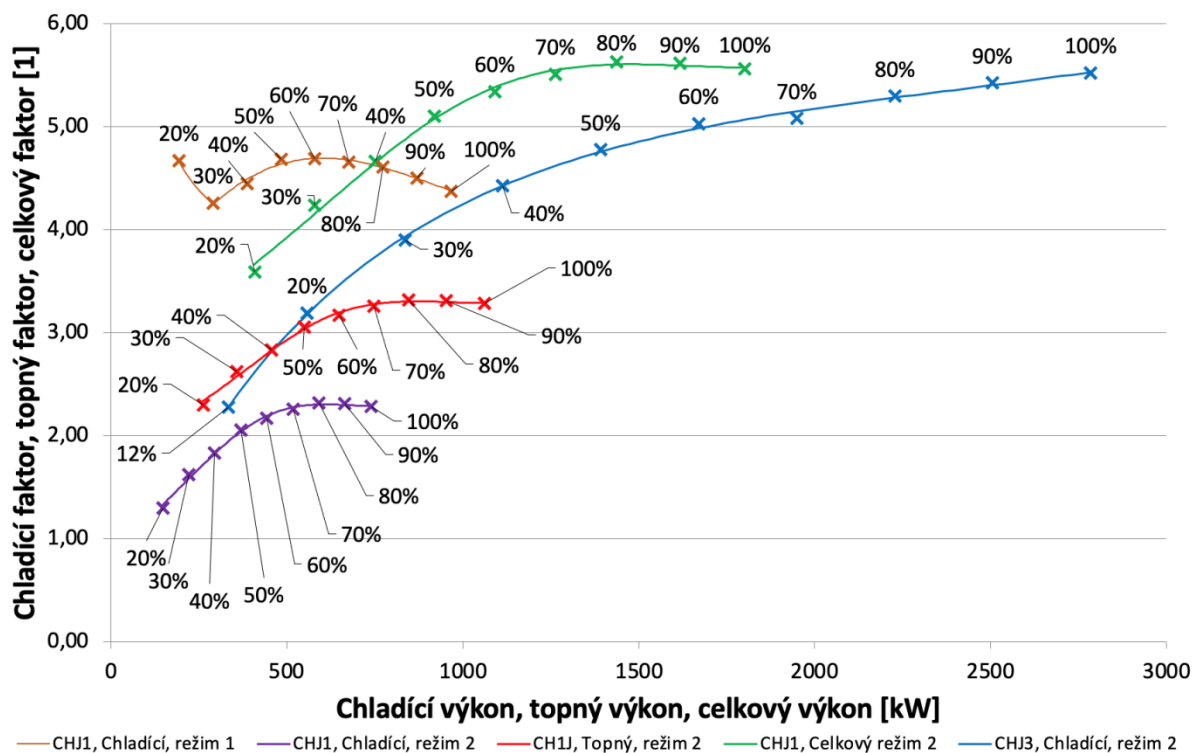


Díky proložení polynomické křivky 4. řádu byla získána rovnice, jež byla využita pro určení topného výkonu jednotky při současné výrobě chladu.

Pomocí této rovnice a optimalizačního programu byl vytvořen topný faktor pro jednotku CHJ1.

Jelikož provozní režim 2 využívá i topný výkon, byl zde vytvořen graf, který kromě chladicího faktoru obsahuje i topný a celkový faktor.

Graf 13.12 - Křivky faktorů zdrojů chladu ve strojovně D v provozním režimu 2



Základní křivky jsou vztaženy ke chladicímu výkonu a k chladicímu faktoru dané jednotky. Pro jednotku CHJ3 zůstává pouze křivka chladicího faktoru, jelikož provozní podmínky se pro tuto jednotku nezměnily. Změna je patrná pro křivky jednotky CHJ1. Na rozdíl od provozního režimu 1, kde jednotka CHJ1 byla schopna produkovat pouze chlad, v provozním režimu 2, díky změně v provozním nastavení, jednotka CHJ1 produkuje i topný výkon.

Křivka chladicího faktoru provozního režimu 2 (fialová křivka), je výrazně nižší v porovnání s provozním režimem 1 (hnědá křivka). Zároveň je zde ale potřeba připočítat topný výkon, který jednotka CHJ1 produkuje. Tato křivka se vztahuje k topnému výkonu a topnému faktoru CHJ1 (červená křivka). V součtu výše zmíněných křivek lze dosáhnout křivky celkového výkonu vztaženému k celkovému faktoru (zelená křivka).

Jednotka CHJ1 oproti provoznímu režimu 1. dosahuje v součtu chladicího a topného výkonu téměř zdvojnásobení množství energie, které může v případě potřeby vyrobit.

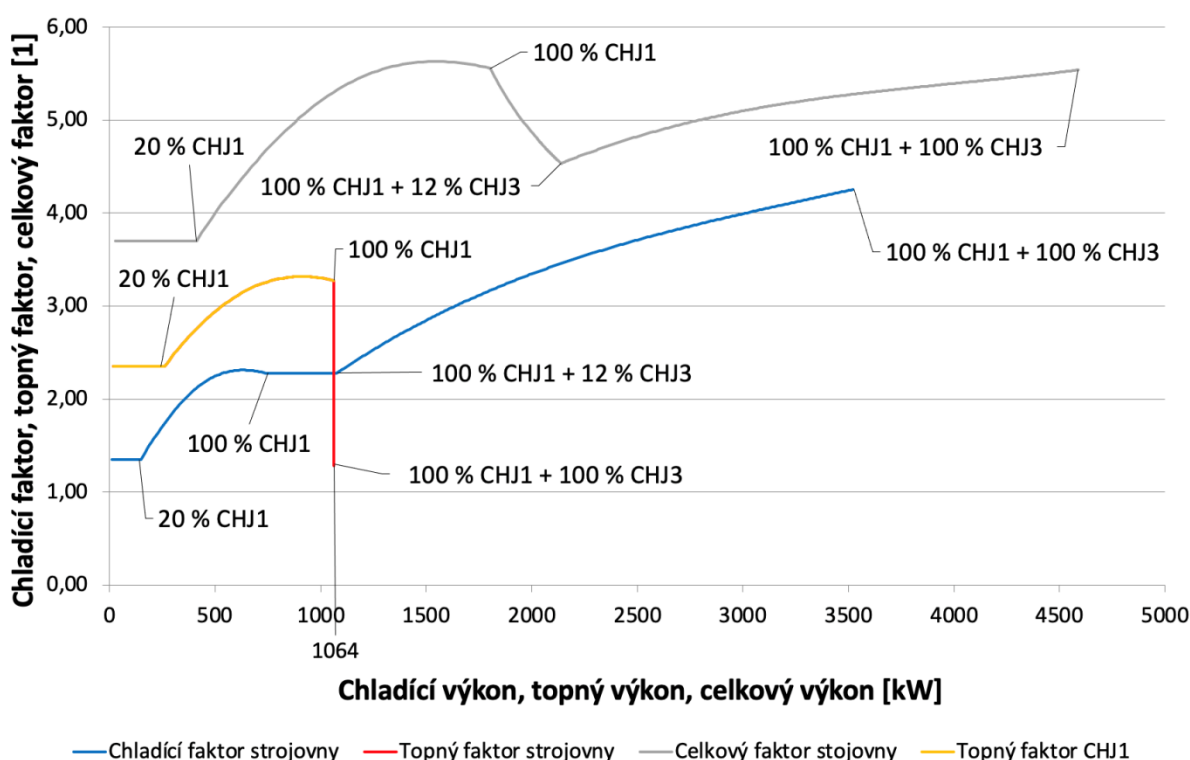
13.2.1 Provozní režim 2, Varianta A (stávající stav)

Nastavení jednotek dle provozního režimu 2 je využíváno v přechodových obdobích (jaro, podzim), kdy je do budovy potřeba současně dodávat chlad i teplo. Varianta A v provozním režimu 2 nejlépe popisuje provozní stav strojovny D při jejím provozu v přechodném období.

První jednotkou, která zahajuje výrobu chladu, je jednotka CH1. Jednotka CHJ1 udržuje konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku 7 °C a zároveň generuje teplotu 58 °C nemrznoucí směsi na výstupu z kondenzátoru. Jednotku CHJ1 není možné regulovat pod provozní zatížení 20 %. Z tohoto důvodu je zde uvažováno spínání jednotky v režimu Zapnuto / Vypnuto. Od 20 % provozního zatížení je jednotka CHJ1 řízena pomocí frekvenčních měničů až do 100 % zatížení chladicího výkonu. Pokud nastane situace, kdy potřeba chladu budovy převyšuje maximální chladicí zatížení a jednotka CHJ1 nebude schopna udržet konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku bude do výroby chladu připnuta jednotka CHJ3 od 12 % zatížení chladicího výkonu. Jednotku CHJ3 lze následně regulovat pomocí frekvenčního měniče až do 100 % zatížení chladicího výkonu.

Jelikož provozní režim 2 pracuje i topným a celkovým výkonem a faktorem, lze posuzovat tento režim z více pohledů. V grafu 13.13 byly vyneseny čtyři druhy křivek.

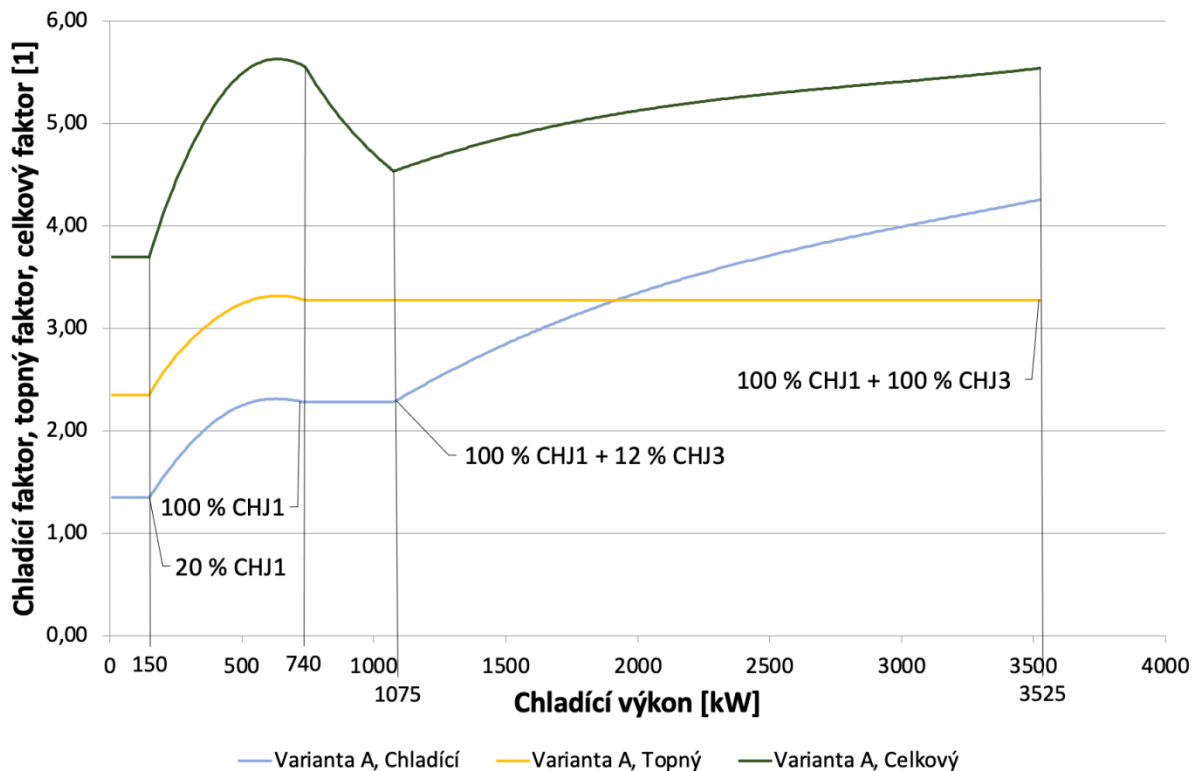
Graf 13.13 – Křivky faktorů strojovny pro variantu A v provozním režimu 2



Modrá křivka znázorňuje chladicí výkon strojovny v závislosti na chladicím faktoru strojovny. Maximální chladicí výkon strojovny dosahuje hodnoty 3 525 kW. Červená křivka znázorňuje topný výkon strojovny v závislosti na topném faktoru strojovny. Maximální topný výkon strojovny činí 1 064 kW. Šedá křivka následně znázorňuje průběh celkového výkonu strojovny v závislosti na celkovém faktoru strojovny. Celkový výkon dosahuje hodnoty 4 589 kW. Jelikož topný výkon strojovny D produkuje pouze jednotka CHJ1 lze červenou křivku upravit a vynést žlutou křivku. Ta znázorňuje závislost topného výkonu strojovny na topném faktoru jednotky CHJ1. Topný faktor strojovny byl počítán jako podíl topného výkonu jednotky CHJ1 ku jejímu elektrickému příkonu. Výkonové a příkonové hodnoty jednotky CHJ3 do tohoto výpočtu nijak nezasahují.

Křivky z grafu 13.13 jsou vztaženy k rozdílným hodnotám a nelze je mezi sebou porovnávat. Z tohoto důvodu byl vytvořen graf 13.14, ve kterém jsou hodnoty chladícího, topného a celkového faktoru vztaženy ke chladicímu výkonu. Tato metoda je dále aplikována i na následující optimalizační varianty provozního režimu 2.

Graf 13.14 - Křivka faktorů strojovny pro variantu A v provozním režimu 2 vztažené ke chladicímu výkonu



Z grafu 13.14 je patrný pokles chladícího faktoru v porovnání s provozním režimem 1. Při provozu pouze jednotky CHJ1 v režimu 2 (150–740 kW) dosahuje chladící faktor hodnoty 2,31. Chladící faktor CHJ1 v režimu 1 dosahoval hodnoty 4,69. Po připojení CHJ3 (1 075 kW) vzrůstá chladící faktor až do hodnoty 4,26, jenž nabývá při stoprocentním zatížení obou jednotek.

Na rozdíl od provozního režimu 1, dokáže provozní režim 2 produkovat i topný výkon. Zde CHJ1 dosahuje maximální topný faktor hodnoty 3,32. Jednotka CHJ3 topný výkon neprodukuje, tudíž se do výpočtu topného faktoru nezahrnuje.

Jelikož jednotka CHJ1 produkuje chladící a topný výkon současně, lze zde pozorovat nárůst celkového faktoru strojovny. Hodnota celkového faktoru strojovny dosahuje maximální hodnoty 5,63 při 87 % zatížení jednotky CHJ1. Po připojení jednotky CHJ3 klesne celkový faktor strojovny na hodnotu 4,53. Následně pozorujeme nárůst celkového faktoru strojovny díky vysokým hodnotám chladícího faktoru u jednotky CHJ3. Celkový faktor strojovny při maximálním zatížení obou jednotek dosahuje hodnoty 5,54.

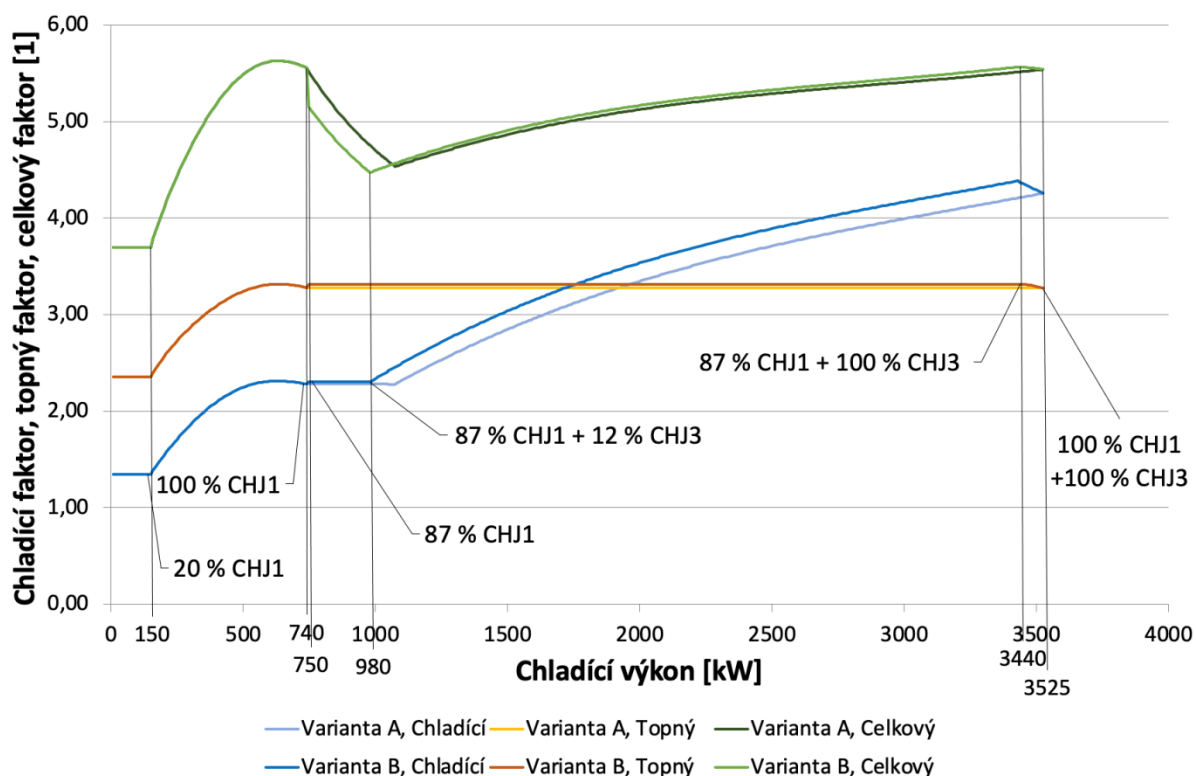
13.2.2 Provozní režim 2, Varianta B (optimalizace)

Varianta B slouží k optimalizaci stávajícího stavu (varianta A). Hlavním cílem optimalizace provozního režimu 2 je zvýšení topného faktoru strojovny. Nastavení teplotních spádů jednotek zůstává totožné.

První spínanou jednotkou je jednotka CHJ1. Jednotka CHJ1 je připínána od (20 až do 100) % zatížení chladicího výkonu (150–740) kW. V případě, že jednotka CHJ1 nebude schopna udržet konstantní teplotu vody na výstupu z výparníku a potřeba chladu budovy bude vyšší než maximální chladicí zatížení CHJ1, bude do výroby chladu připnuta i jednotka CHJ3 od 12 % zatížení jednotky. V momentě připojení jednotky CHJ3 bude jednotce CHJ1 snížen chladicí výkon na 87 % zatížení. V tomto zatížení dosahuje jednotka CHJ1 nejlepších hodnot topného faktoru.

Jednotka CHJ1 nadále bude pracovat v 87 % zatížení do doby, než jednotka CHJ3 dosáhne svého maximálního zatížení. Pokud bude potřeba chladu budovy vyšší, jednotka CHJ1 bude zvyšovat výrobu chladu až do svého maximálního zatížení.

Graf 13.15 - Srovnání faktorů strojovny mezi variantou A a variantou B v provozním režimu 2



V grafu 13.15 je možné pozorovat zlepšení všech tří zkoumaných křivek. V první fázi, kdy je do výroby zapojena pouze jednotka CHJ1, jsou všechny faktory totožné s variantou A. Rozdíl lze pozorovat až ve druhé fázi, kdy se do výroby připíná jednotka CHJ3 (750 kW). Snížením chladicího výkonu se sníží i topný výkon jednotky CHJ1. To má za následek pokles celkového faktoru jednotky v rozmezí chladicího výkonu mezi (750 až 980) kW. V tomto rozmezí je spínána jednotka pouze v režimu Zapnuto / Vypnuto, tudíž nelze jednoznačně určit hodnoty všech zkoumaných faktorů.

Od připojení jednotky CHJ3 v 12 % zatížení (980 kW) lze pozorovat nárůst chladicího faktoru v průměru o 0,17. Maximální chladicí faktor dosahuje hodnoty 4,39.

Celkový faktor byl díky zlepšení chladicího faktoru zvýšen v průměru o 0,03.

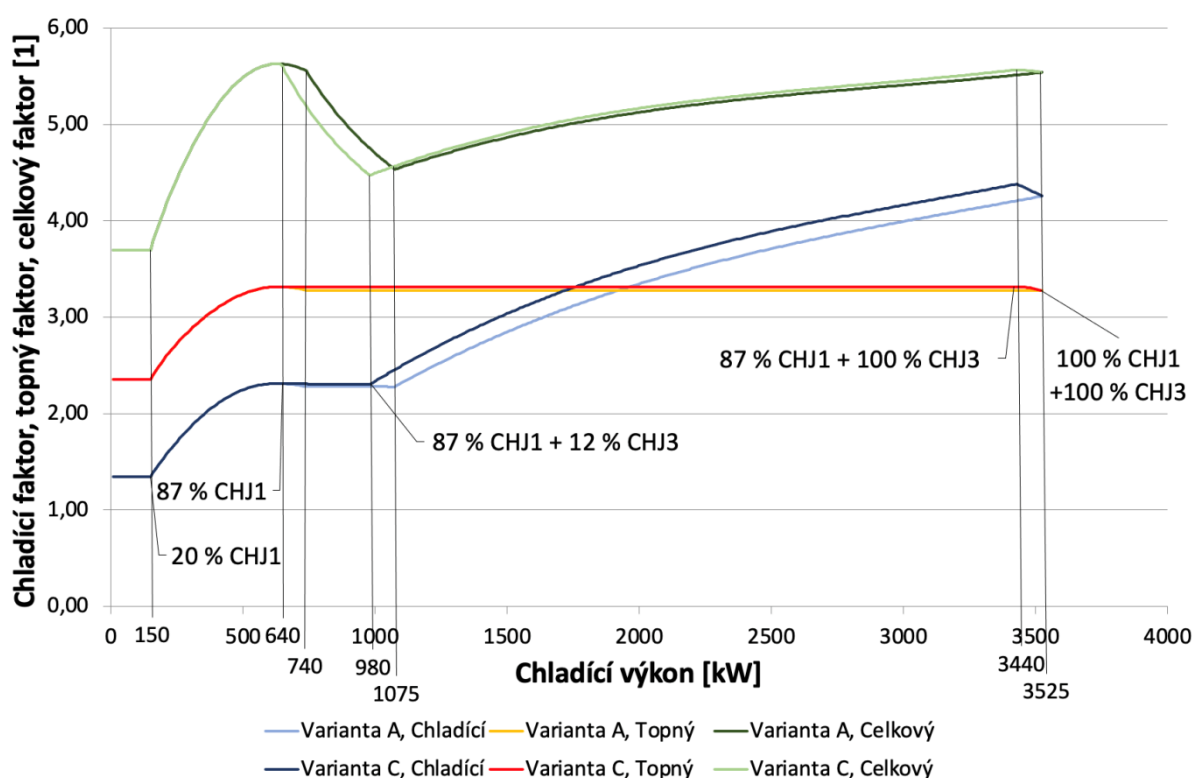
Na topný faktor nemělo připojení jednotky CHJ3 do výroby žádný vliv. Topný faktor byl zvýšen díky snížení zatížení jednotky CHJ1 ze 100 % na 87 % v průměru o 0,04.

13.2.3 Provozní režim 2, Varianta C (optimalizace)

Varianta C byla vytvořena z nejvyššího dosažitelného topného faktoru v provozním režimu 2.

Obdobně jako u předchozích variant je první spínanou jednotkou CHJ1. Ta je připnuta od 20 % zatížení chladicího výkonu a v případě potřeby chladu a tepla se zvyšuje zatížení jednotky až do 87 % zatížení. Při tomto zatížení dosahuje jednotka CHJ1 nejlepších hodnot topného faktoru. Pokud se potřeba chladu dále bude zvyšovat, jednotka CHJ1 si bude udržovat stálé zatížení 87 % z chladicího výkonu a do výroby bude připojena jednotka CHJ3 od 12 % zatížení. Jakmile nastane situace, kdy jednotka CHJ3 již nebude schopna zajistit požadovaný chladicí výkon, či nebude schopna udržet konstantní teplotu výstupu vody z výparníku, zajistí požadované hodnoty jednotka CHJ1 zvýšením zatížení až do 100 %.

Graf 13.16 - Srovnání faktorů strojovny mezi variantou A a variantou C v provozním režimu 2



Jelikož varianta B se od varianty C liší pouze v procentuálním zatížení CHJ1 v bodě, kde se připíná jednotka CHJ3, jsou výsledky těchto variant podobné.

Na rozdíl od varianty B, ve variantě C je možné pozorovat optimalizovanou křivku chladicího faktoru již od 640 kW chladicího výkonu. Chladicí faktor dosahuje hodnoty 2,31.

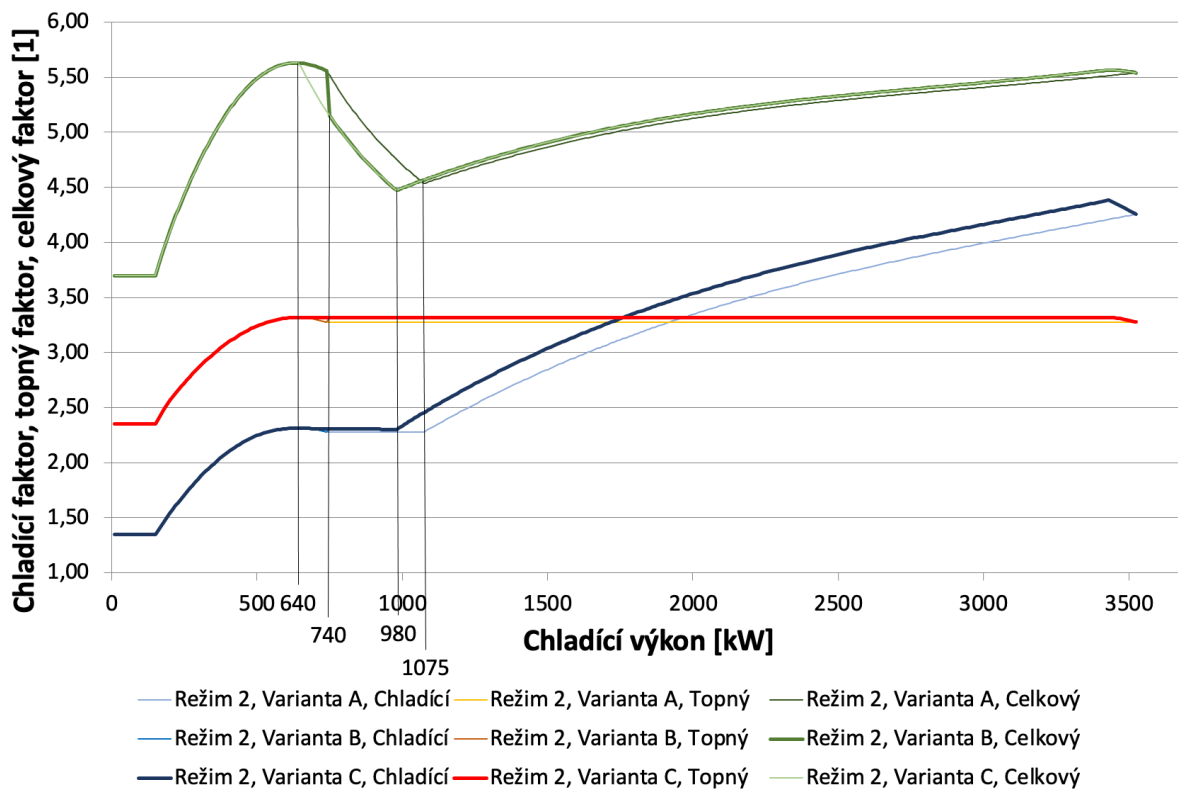
Obdobně je možné pozorovat optimalizovanou křivku topného faktoru. Ten se drží na konstantní hodnotě 3,32 již od 640 kW chladicího výkonu.

Rozdíl je patrný u křivek celkového faktoru. Ve variantě C klesá celkový faktor již od 640 kW chladicího výkonu. Příčinou je ustálení chodu jednotky při 87 % zatížení. Ve variantě A začíná pokles celkového faktoru až při dosažení maximálního zatížení jednotky CHJ1 při chladicím výkonu 740 kW. V rozmezí (640-980) kW resp. (740-1 075) kW se nachází pásmo, kdy se připojuje jednotka CHJ3 do výroby. V těchto rozmezích se jednotka připíná v režimu Zapnuto / Vypnuto, tudíž data z těchto oblastí nelze porovnávat.

13.2.4 Souhrn optimalizačních variant v provozním režimu 2

Pro shrnutí optimalizačních variant byl vytvořen graf 13.17, kde jsou znázorněny křivky zkoumaných faktorů v závislosti na chladicím výkonu.

Graf 13.17 - Souhrnný graf faktorů stroje všech variant v provozním režimu 2



Do grafu 13.17 byly vyneseny tři varianty provozu v režimu 2 a pro každou variantu byl vynesen chladicí, topný a celkový faktor.

U hodnocení režimu dle chladicího faktoru byla shledána jako optimální varianta C. Chladicí faktor varianty C je totožný s variantou A do 87 % zatížení jednotky CHJ1. V tomto zatížení vykazuje jednotka CHJ1 nejvyšší chladicí faktor. Varianta C dále využívá jednotku CHJ1 pro výrobu chladu při zatížení 87 % chladicího výkonu a připíná k ní jednotku CHJ3 od 12 % zatížení. Jednotka CHJ3 dále zajišťuje výrobu chladu až do svého maximálního zatížení. V případě potřeby lze dochladit systém na požadovanou teplotu na výparníku nebo dodat potřebný chladicí výkon jednotkou CHJ1.

Z hlediska hodnocení režimu dle topného faktoru lze doporučit jako optimální opět variantu C. Jelikož topný výkon je závislý na chladicím výkonu, je i topný faktor nejvyšší při 87% zatížení jednotky CHJ1. Jelikož CHJ3 nemá na topný faktor žádný vliv, zůstává tak topný faktor konstantní až do doby, kdy se začne zvyšovat zatížení jednotky CHJ1. Následně pouze klesne na stejnou hodnotu s variantou A.

Z pohledu celkového faktoru jsou hodnoty zkoumaných variant u jednotky CHJ1 stejné do chladicího výkonu 640 kW. U této hodnoty klesá celkový faktor varianty C. V rozmezí (640-740) kW dále dosahují stejných hodnot celkového faktoru pouze varianty A a B. V momentě připnutí jednotky CHJ3 do výroby chladu tj. (740-980) kW (resp. (740-1075) kW u varianty A), se jednotka dostane do pásma tlakové nestability, tudíž křivky nelze vyhodnotit, jelikož jednotka bude fungovat v režimu Zapnuto / Vypnuto. Od hodnoty 1 075 kW chladicího výkonu je u jednotky CHJ3 patrné, že celkový faktor je u varianty B vyšší než u varianty A. Z tohoto důvodu je tedy za optimální z pohledu nejvyššího celkového faktoru vybrána varianta B.

14 Vyhodnocení naměřených hodnot

Bohužel, kvůli celosvětové pandemii nemoci Covid -19, která propukla na podzim roku 2019 a přetrvává do současnosti, bylo obchodní středisko Westfield Chodov po dobu této pandemie z velké části uzavřeno. Hodnoty z kalorimetrů pro rok 2020 ve strojovně D tedy nebylo možné vyhodnotit.

Z tohoto důvodu do diplomové práce byly použity naměřené hodnoty z roku 2018. Jelikož použité hodnoty nemusejí odpovídat současnému provoznímu zatížení strojovny, byly zde vytvořeny dvě možné varianty provozu. *Nízké zatížení strojovny* a *Vysoké zatížení strojovny*.

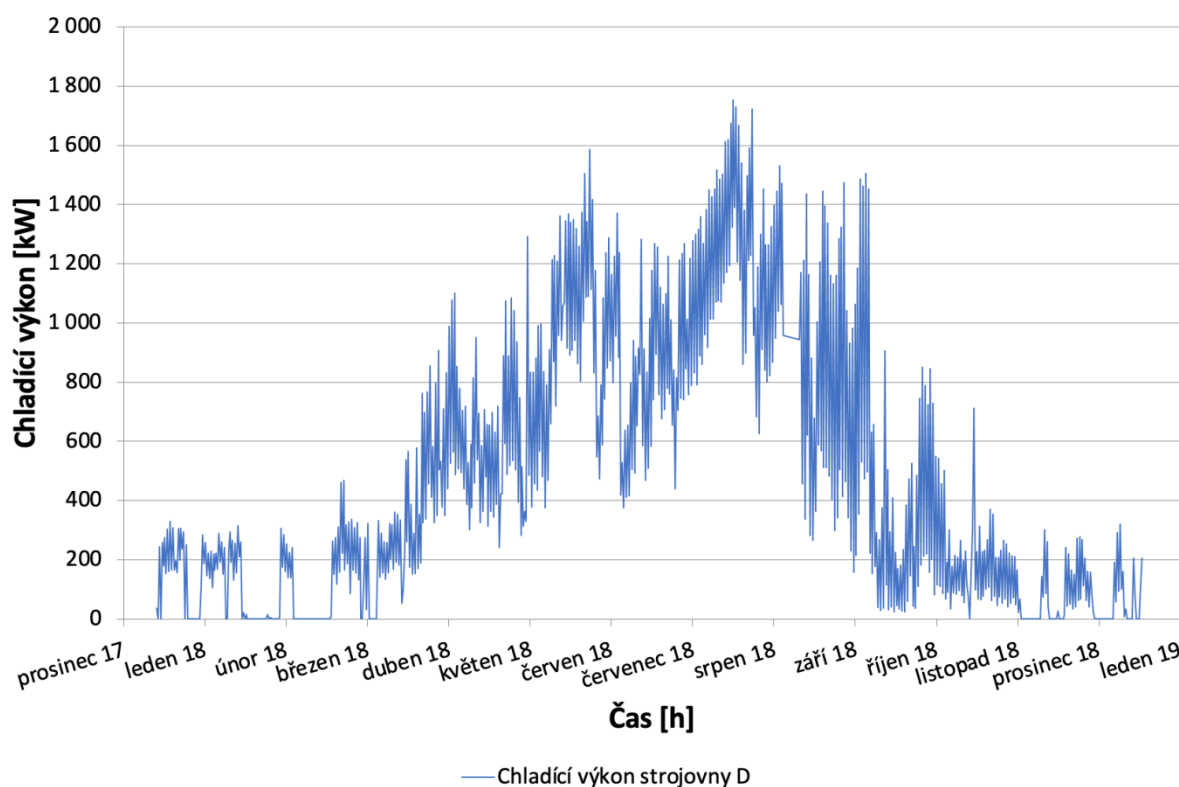
S naměřenými hodnotami bylo počítáno jako s odpovídajícími hodnotami spotřeby chladu při stávajícím provozním režimu strojovny D viz kapitola 13.1.1.

Hodnoty byly odečítány z kalorimetrů osazených na výstupech z výparníků obou jednotek s rozstupem dvanácti hodin.

14.1 Nízké zatížení strojovny

Tato varianta využívá naměřené hodnoty z roku 2018 bez jakýchkoli úprav. Na základě těchto hodnot byl vytvořen graf 14.1, který zobrazuje celkovou spotřebu chladícího výkonu strojovny D v období od ledna 2018 až do prosince 2018.

Graf 14.1 - Produkce chladícího výkonu strojovny D v roce 2018 pro nízké zatížení strojovny



Nejvyšší hodnoty spotřeby chladícího výkonu dosahuje hodnoty 1 752 kW. Je tedy patrné, že strojovna D byla v maximální spotřebě chladu využita pouze na polovinu své maximální chladící kapacity.

14.1.1 Aplikace naměřených hodnot při nízkém zatížení strojovny

Provozní režim 1

Pro variantu s nízkým zatížením strojovny byly vypočítány spotřeby elektrické energie pro provozní režim 1. Současně byly vypočítány chladicí faktory všech optimalizačních variant.

Tab. 14.1 - Produkce chladu a spotřeba elektrické energie v provozním režimu 1 v nízkém zatížení strojovny

Nízké zatížení strojovny			
	Produkce chladu	Spotřeba el. energie	EER
	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[1]
Varianta A	4 200 430	1 014 597	4,14
Varianta B	4 200 430	988 504	4,25
Varianta C	4 200 430	966 584	4,35
Varianta D	4 200 430	1 140 039	3,68
Varianta E	4 200 430	922 638	4,55

Z naměřených hodnot z roku 2018 byla stanovena celková produkce chladu ve strojovně D ve výši 4 200 430 kWh·rok⁻¹. Tato produkce tedy zůstala stejná pro všechny optimalizační varianty.

Za podmínek provozování režimu 1 dle varianty A (stávající stav) byla vyčíslena spotřeba elektrické energie na 1 014 597 kWh·rok⁻¹. Průměrný chladicí faktor této varianty je 4,14.

Nejvyšší úspory na spotřebě elektrické energie poskytuje varianta E. Tato varianta produkuje stejné množství chladu jako varianta A, ale vzhledem jinému zapojení jednotek dokáže zvýšit chladicí faktor strojovny, a snížit tak celkovou spotřebu elektrické energie o 91 960 kWh·rok⁻¹.

Provozní režim 2

Pro variantu s nízkým zatížením strojovny byly vypočítány i spotřeby elektrické energie pro provozní režim 2. Zde je vypočítána i produkce tepla, které vzniká při výrobě chladu. Pro vyhodnocení účinnosti je zde použit celkový faktor z důvodu současné produkce chladu i tepla.

Tab. 14.2 - Produkce chladu, tepla a spotřeba elektrické energie v provozním režimu 2 v nízkém zatížení strojovny

Nízké zatížení strojovny					
	Produkce chladu	Produkce tepla	Spotřeba el. energie	EER	TER
	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[1]	[1]
Varianta A	4 200 430	4 764 570	1 839 391	2,28	4,87
Varianta B	4 200 430	4 410 899	1 788 312	2,35	4,82
Varianta C	4 200 430	4 383 278	1 787 703	2,35	4,80

Ve variantě A je opět vynesena produkce chladu, jenž strojovna D vyrobila v roce 2018. Tato hodnota zůstává pro všechny varianty provozu stejná. Na rozdíl od provozního režimu 1 je zde vynesena i produkce tepla, která vzniká díky změně provozních podmínek režimu 2. Zde se hodnoty produkce tepla liší pro každou variantu provozu. Toto je zapříčiněno snížením výkonového zatížení jednotky tak, aby se dosáhlo nejvyšších hodnot topného faktoru.

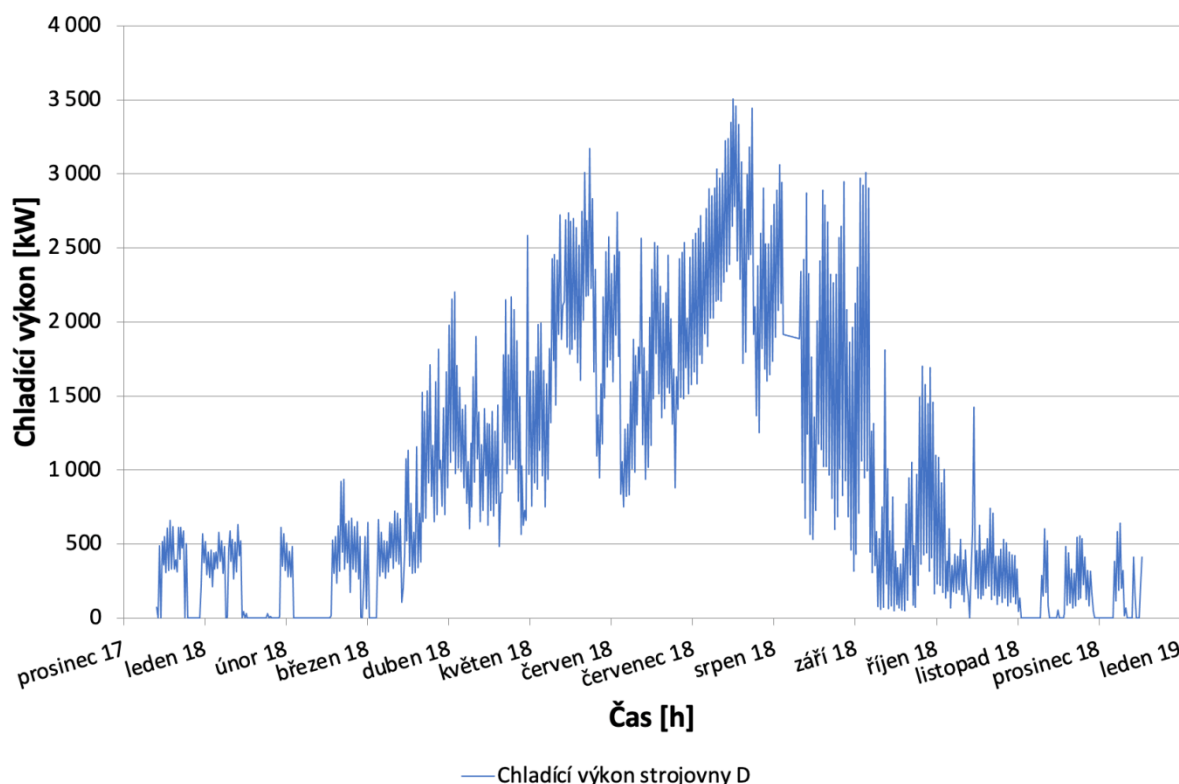
Jelikož se produkce tepla v každé variantě liší, je zapotřebí znát informaci o využitelnosti tohoto topného výkonu v budově. Na základě této informace lze rozhodnout o ideální variantě provozu.

14.2 Vysoké zatížení strojovny

Tato varianta využívá stejné naměřené hodnoty z roku 2018 jako varianta nízkého zatížení. Jelikož při hodnocení naměřených hodnot z předchozí varianty bylo zjištěno, že strojovna D byla využita pouze z poloviční kapacity, byla vytvořena druhá varianta, která počítá s plným zatížením strojovny D. Hodnoty produkce chladu byly zdvojnásobeny tak, aby bylo dosaženo využití celé kapacity strojovny.

Na základě těchto hodnot byl následně vytvořen *graf 14.2*, který zobrazuje celkovou spotřebu chladicího výkonu strojovny D s upravenými hodnotami v období od ledna 2018 až do prosince 2018.

Graf 14.2 - Produkce chladicího výkonu strojovny D v roce 2018 pro vysoké zatížení strojovny



Jelikož data jsou totožná s předchozí variantou, jsou průběhy grafů stejné. Rozdíl je patrný pouze na vedlejší ose, kdy maximální hodnota chladicího výkonu strojovny dosahuje 3 504 kW. Maximální možný chladicí výkon v provozním režimu 1 činí 3 750 kW. V provozním režimu 2 je možné dosáhnout hodnoty chladicího výkonu 3 525 kW. Pro oba provozní režimy je tedy možné takto upravená data použít.

14.2.1 Aplikace naměřených hodnot při vysokém zatížení strojovny

Provozní režim 1

Pro variantu s vysokým zatížením strojovny byly vypočítány spotřeby elektrické energie pro provozní režim 1. Současně byly vypočítány chladicí faktory všech optimalizačních variant.

Tab. 14.3 – Produkce chladu a spotřeba elektrické energie v provozním režimu 1 ve vysokém zatížení strojovny

Vysoké zatížení strojovny			
	Produkce chladu	Spotřeba el. energie	EER
	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[1]
Varianta A	8 400 860	1 909 637	4,40
Varianta B	8 400 860	1 806 103	4,65
Varianta C	8 400 860	1 713 177	4,90
Varianta D	8 400 860	1 843 187	4,56
Varianta E	8 400 860	1 677 331	5,01

Z upravených hodnot z roku 2018 byla stanovena celková produkce chladu ve strojovně D ve výši 8 400 860 kWh·rok⁻¹. Tato produkce se zdvojnásobila oproti původním naměřeným hodnotám z předchozí varianty s nízkým zatížením strojovny. Nové hodnoty ale zůstávají stejné pro všechny optimalizační varianty.

Za podmínek provozování režimu 1 dle varianty A (stávající stav) byla vyčíslena spotřeba elektrické energie na 1 909 637 kWh·rok⁻¹. Průměrný chladicí faktor varianty A u tohoto zatížení je 4,40. V porovnání s variantou A v provozním režimu 1 při nízkém zatížení strojovny je zde viditelný rozdíl v chladícím faktoru. Nyní se při stejných provozních podmínkách dosahuje zlepšení chladícího faktoru o 0,26.

Pokud by se změnilo nastavení jednotek dle varianty E v provozním režimu 1, zlepšil by se chladicí faktor oproti variantě A o 0,59. Při porovnání obou variant E při nízkém a vysokém zatížení, dosahuje varianta E při vysokém zatížení zlepšení chladícího faktoru o 0,46.

Při srovnání všech optimalizačních variant ve spotřebě elektrické energie ve variantě s vysokým zatížením strojovny, lze snížit celkovou spotřebu elektrické energie díky variantě E až o 232 306 kWh·rok⁻¹ oproti stávající variantě A.

Provozní režim 2

Pro variantu s vysokým zatížením strojovny byly rovněž vypočítány i spotřeby elektrické energie pro provozní režim 2. Zde je také zahrnuta i produkce tepla, jenž vzniká při výrobě chladu. Pro vyhodnocení účinnosti je zde opět použit celkový faktor.

Tab. 14.4 - Produkce chladu, tepla a spotřeba elektrické energie v provozním režimu 2 ve vysokém zatížení strojovny

Vysoké zatížení strojovny					
	Produkce chladu	Produkce tepla	Spotřeba el. energie	EER	TER
	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[kWh·rok ⁻¹]	[1]	[1]
Varianta A	8 400 860	5 989 910	2 816 748	2,98	5,11
Varianta B	8 400 860	5 438 889	2 708 097	3,10	5,11
Varianta C	8 400 860	5 419 026	2 707 963	3,10	5,10

Díky zdvojnásobení produkce chladu byla navýšena i produkce tepla. Ta ovšem byla zvýšena u všech variant provozu řádově o 25 % z původní varianty při nízkém zatížení strojovny. Toto je zapříčiněné tím, že topný výkon dokáže produkovat pouze jednotka CHJ1. Pokud se zvýší chladicí výkon nad maximální zatížení jednotky CHJ1, je připnuta jednotka CHJ3, která nedokáže vyrábět topný výkon. Topný výkon se tudíž bude držet na hodnotě odpovídající hodnotě chladicího výkonu jednotky CHJ1.

Jelikož jednotka CHJ3 dosahuje s přibývajícím zatížením lepších hodnot chladicího faktoru, postupným zvyšováním zatížení chladicího výkonu strojovny bude strojovna dosahovat vyšších hodnot chladicího a celkového faktoru.

U varianty A lze pozorovat navýšení celkového faktoru o hodnotu 0,24. U Varianty E je možné pozorovat ještě vyšší navýšení, a to o hodnotu 0,3.

Při srovnání provozního režimu 1 s provozním režimem 2 u obou variant naměřených hodnot je patrné, že chladicí faktor v provozním režimu 1 je vždy vyšší než chladicí faktor provozního režimu 2. Jelikož při režimu 2 je nutné připočítat k výrobě chladu i distribuci topného výkonu dosahuje v celkovém faktoru režim 2 vyšších hodnot.

15 Závěr

V diplomové práci byla vypracována rešerše klimatizačních systému a zdrojů chladu. Zároveň se diplomová práce v teoretické části věnuje principům zpětného získávání tepla a výměníkům tepla. Součástí je i přehled nejpoužívanějších druhů chladiv pro kompresorové chlazení. Poslední částí teoretické části je seznámení čtenáře s chladícími a topnými faktory zdrojů chladu. Pro diplomovou práci byly stěžejní především *Chladící faktor (EER)* a *Celkový faktor (TER)*.

V navazující části se diplomová práce věnuje popisu obchodního centra Westfield Chodov. Popis lze rozdělit do dvou částí, přičemž první část je obecná a popisuje obchodní centrum jako celek a druhá část se zabývá návrhovými podmínkami chladící a otopné soustavy včetně výpočtů potřeby chladu a tepla.

V praktické části byly zkoumány dva provozní režimy, jež jsou v současné době používány. V obou provozních režimech byly označeny stávající stavy jako *Varianta A* v daném režimu.

Pro režim 1, který byl přizpůsoben pouze pro distribuci chladícího výkonu, byly vytvořeny čtyři optimalizační varianty provozu. Všechny varianty provozu byly nastaveny na shodné provozní podmínky, ale zásadně se lišily v míře výkonového zatížení jednotek při připínání jednotek do systému.

Díky vytvoření optimalizačních variant bylo možné vyhodnotit stávající stav a srovnat varianty mezi sebou. Na základě grafů chladících faktorů byla shledána jako nejvhodnější optimalizační varianta E. Díky zapojení jednotek dle popisu varianty E, lze zvýšit chladící faktor strojovny v průměru o 0,58. Díky této hodnotě lze výrazně snížit náklady na provoz strojovny D.

Pro režim 2, jenž slouží současně k distribuci chladícího i topného výkonu, byly vytvořeny pouze dvě optimalizační varianty. Všechny varianty provozu byly opět nastavené na shodné provozní podmínky a měnilo se pouze připínání jednotek do systému v závislosti na výkonovém zatížení jednotek.

Jelikož v provozním režimu byly současně vyhodnocovány chladící faktor, topný faktor a celkový faktor, lze na výsledky pohlížet z různých úhlů pohledu.

Pro diplomovou práci byl ale pro provozní režim 2 nejdůležitějším parametrem celkový faktor. Ten dosahoval nejvyšších hodnot ve variantě B. Ve variantě B je ale současně snížen topný výkon chladící jednoty CHJ1. Rozhodující je tedy otázka, zdali je potřeba do otopné soustavy dodávat maximální topný výkon za cenu snížení celkového faktoru, či nikoli.

V poslední části diplomové práce jsou vyhodnoceny naměřené energetické hodnoty z roku 2018. Naměřená data byla zpracována do dvou výkonových variant. *Nízké zatížení strojovny*, které pracuje s upravenými hodnotami ze strojovny D a *Vysoké zatížení strojovny*, jenž využívá zdvojnásobené naměřené hodnoty což odpovídá možnosti plného zatížení strojovny D.

Na základě těchto dvou variant zatížení strojovny, byly vytvořeny tabulky energetických produkcí všech variant provozu v obou provozních režimech. Díky naměřeným hodnotám bylo zjištěno, že v provozním režimu 1 lze změnou v nastavení dle Varianty E snížit množství dodávané elektrické energie při zachování stejné produkce chladu až o 91 960 kWh·rok⁻¹ oproti provoznímu režimu 1 dle nastavení Varianty A. Při využití celého chladícího zatížení strojovny lze dosáhnout navýšení chladícího faktoru o 0,26 oproti variantě s nízkým zatížením strojovny. Následně lze při zapojení jednotek dle varianty E ušetřit ročně až 232 306 kWh dodávané elektrické energie v případě, že se zdvojnásobí výkonové zatížení strojovny D.

V provozním režimu 2, při nízkém zatížení hodnot dosahovala nejlepšího celkového faktoru varianta A. Produkce tepla se však ve všech variantách liší tudíž není možné doporučit optimalizační variantu. Ve variantě s vysokým zatížením následně zbylé varianty dosahují obdobné hodnoty celkového faktoru s variantou A. Zde by výrazné úspory nenastaly.

Diplomová práce rovněž porovnávala provozní režimy 1 a 2 mezi sebou. Na základě naměřených hodnot bylo zjištěno, že provozní režim 1 vždy dosahuje vyšších hodnot chladicího faktoru v porovnání s provozním režimem 2. Provozní režim 2 ale kromě produkce chladicího výkonu produkuje i topný výkon. V tomto režimu je tedy nutné počítat s celkovým faktorem na místo chladicího faktoru. Důležitou podmínkou pro provozování režimu 2 ale zůstává využití topného výkonu. V případě, že obchodní centrum nebude schopno topný výkon plně využít, bude topný výkon odváděn do suchých chladičů. Díky tomu rapidně poklesne chladicí a celkový faktor strojovny a tato varianta se stane neekonomickou.

Jelikož nákupní ceny energií na výrobu chladu a tepla nejsou dostupné a mohou se od sebe výrazně lišit, nelze tedy jednoznačně určit, který provozní režim je pro obchodní centrum výhodnější.

Seznam literatury a použitých pramenů

- [1] DRKAL, František, Miloš LAIN a Vladimír ZMRHAL. Klimatizace. 2. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2020. ISBN 978-80-01-06736-9.
- [2] Náčrt čerpadla dle Leonarda da Vinci [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://leonardo.cadtip.eu/2015/09/22/cerpadlo/>
- [3] Náčrt čerpadla dle Leonarda da Vinci [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://leonardo.cadtip.eu/2017/12/25/cerpadlo-3/>
- [4] Chemická informatika: Kapitola 14. Encyklopedie, tabulky, faktografické databáze [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://ich.vscht.cz/courses/CHEMINF-1/slides/Output/chap-terciarni-zdroje.xhtml>
- [5] MENERGA PSYCHROMETRIC CHART: INTERACTIVE SOFTWARE SOLUTION FOR THE CREATION OF H,X GRAPHS [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.menerga.com/news-media/hx-software/>
- [6] Cooling post: Trane extends fan coil choices [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.coolingpost.com/products/trane-extends-fan-coil-choices/>
- [7] TRANE: Unitrane Harmony [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.tranebelgium.com/fr/produits/33/terminaux-a-eau/34/fan-coils/66/unitrane-harmony/>
- [8] UNIVENTA: Stropní chlazení/topení [online]. [cit. 2021-6-22]. Dostupné z: <https://www.univenta.cz/stropni-chlazení-topení>
- [9] KOMFORT PLUS: STROPNÍ VYTÁPĚNÍ & CHLAZENÍ LEONARDO [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.komfortplus.cz/stropni-vytapeni-chlazení-leonardo>
- [10] TOSHIBA: Jak vybrat správnou klimatizaci? [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.toshiba-aircondition.com/cz/split-amulti-split.html>
- [11] Multisplit systém [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://abclima.cz/cs/multisplit-system>
- [12] Typická struktura VRF systému [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://achs.cz/dodavane-technologie/klimatizace/vrf-klimatizace/>
- [13] Komponenty chladicího okruhu [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.jdk.cz/cs/produkty/komponenty-chladiciho-okruhu>
- [14] Danfos: Pístový kompresor, MT160HW4EVE [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://store.danfoss.com/cz/cs/Climate-Solutions-pro-chlazen%C3%AD/Kompresory/Kompresory-pro-chlazen%C3%AD/P%C3%ADstov%C3%AD-kompresory-Maneurop-pro-chlazen%C3%AD/P%C3%ADstov%C3%AD-kompresor%2C-MT160HW4EVE/p/MT160-4VM>

- [15] KOLAŘÍK, Kamil, Jaroslav KAMINSKÝ a Mojmír VRTEK. *Kompresory (skriptum pro partnerské střední školy)*. Ostrava, 2012, s. 73.
- [16] *Gas Compressor: Gas Compressor Valve Design* [online]. 2017 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://gascompressorhodakan.blogspot.com/2017/09/gas-compressor-valve-design.html>
- [17] *The Compressed Air Blog: How it Works: Centrifugal Compressors* [online]. 2014 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.thecompressedairblog.com/how-it-works-centrifugal-compressors>
- [18] TURBOMACHINERY INTERNATIONAL: *Types of centrifugal compressor configurations* [online]. 2017 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/view/types-of-centrifugal-compressor-configurations>
- [19] *Elektrické chlazení: Absorpční chladicí soustava* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://old.spsemoh.cz/vyuka/elz/elz3.htm>
- [20] POLÁK, Petr. *Klimatizace budov adiabatickým chlazením*. TZB info [online]. 2012 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8261-klimatizace-budov-adiabatickym-chlazenim>
- [21] MATUŠKA, TOMÁŠ. *Solární chlazení*. TZB info [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/solarni-kolektory/143-solarni-chlazení>
- [22] BARTÁK, Martin. *ÚVOD DO PŘENOSOVÝCH JEVŮ PRO INTELIGENTNÍ BUDOVOY* [online]. Praha, 2010 [cit. 2021-6-9]. Skriptum. ČVUT.
- [23] CIAT: *Lamelové výměníky* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.ciat.cz/vymeniky-tepla/lamelove-vymeniky>
- [24] G-MAR: *Pájené výměníky* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.g-mar.cz/pajene-vymeniky/>
- [25] POSTUPA, Martin. *Moderní rotační výměníky tepla*. TZB info [online]. 2017 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla>
- [26] *Sprchované pračky vzduchu* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/UserFiles/File/pracka.pdf>
- [27] TRANE: *RTHD Adaptive frequency drive* [online]. [cit. 2021-6-22]. Dostupné z: <https://www.tranebelgium.com/files/sav-doc/20/en/20.nz69prmp.pdf>
- [28] LU-VE: *Dry Coolers SAL - EAL - EHL – XAL with axial fans* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://exchangers.luvegroup.com/dry-coolers/sal-eal-ehl-xal-with-axial-fans>
- [29] LU-VE: *Dry coolers with single fan-row V coils XDHL* [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://exchangers.luvegroup.com/dry-coolers/with-single-fan-row-v-coils-xdhl>

- [30] Baltimore aircoil company: Modelová řada PFE (HELIOS) [online]. [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <http://www.baltimore.cz/katalog-modelova-rada-pfe-helios-detail-33>
- [31] Atom info: Chladicí věže JE Temelín pod kontrolou odborníků [online]. 2015 [cit. 2021-6-9]. Dostupné z: <https://atominfo.cz/2015/07/chladici-veze-je-temelin-pod-kontrolou-odborniku/>
- [32] GURYČA, Richard a František VAŇÁSEK. Vyrábíme tepelné čerpadlo [online]. [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://www.chatar-chalupar.cz/vybirame-tepelne-čerpadlo/>
- [33] TRANE: Installation Operation Maintenance [online]. 2018 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: https://www.trane.com/WEBCACHE/CG-SVX043A-GB_06012018.PDF
- [34] TRANE: Installation Operation Maintenance [online]. 2017 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: https://www.trane.com/WEBCACHE/RLC-SVX19F-GB_01012017.PDF
- [35] SEDLÁŘ, Jan. Chladiva – úvod, definice, historie Refrigerants - introduction, definition, history: TZB info [online]. 2015 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [36] E-chladiva: Chladiva a jejich rozdělení [online]. [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://www.e-chladiva.cz/chladiva-rozdeleni-p112.htm>
- [37] SCHIESSL: Chladiva Chemours R454B a R454C [online]. 2020 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://www.xn--chlazen-eza.net/soubor-chladiva-chemours-r454b-a-r454c-6704-.pdf>
- [38] CHS Jedlička: Rekuperace - návrh, montáž a realizace [online]. [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://www.chsjedlicka.cz/chladici-zarizeni/rekuperace/>
- [39] ŠKOP, Ivan. Částečné zpětné získávání tepla u chladičů kapaliny Carrier: TZB info [online]. 2020 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/20592-castecne-zpetne-ziskavani-tepla-u-chladicu-kapaliny-carrier>
- [40] HEAT RECOVERY FROM AIR-COOLED CHILLERS: Applications for Heat Reclaim Chillers [online]. U.S.A.: Carrier, 2009 [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://www.shareddocs.com/hvac/docs/1001/Public/03/04-581041-01.pdf>
- [41] NÁKUPNÍ CENTRUM WESTFIELD CHODOV [online]. [cit. 2021-6-12]. Dostupné z: <https://cz.westfield.com/chodov/centre>
- [42] CHYTRÝ, LUKÁŠ. Monitorování provozu klimatizačního zařízení obchodního centra. Praha, 2019. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Technika životního prostředí. Vedoucí práce Ing. Miloš Lain, Ph.D.

Seznam příloh

- I. *Systémy budov prezentace B201_SYB_KK06, prof. Karel Kabele*
- II. *TRANE Section 1 – Product Overview*
- III. *TRANE Sintesis Heat recovery*
- IV. *TZ_Chlazení Westfield Chodov*
- V. *TZ_Vytápění Westfield Chodov*
- VI. *Schéma chlazení Westfield Chodov*
- VII. *Schéma vytápění Westfield Chodov*
- VIII. *Částečné zatížení jednotek CHJ1 a CHJ3*
- IX. *Diplomová práce ŠTEKER, KAREL_ Výpočtový program*

Uvedené přílohy mohou být součástí citací v této diplomové práci.

Seznam obrázků

OBR. 2.1 - NÁKRES RUČNÍHO ČERPADLA DLE LEONARDA DA VINCI 1 [2].....	11
OBR. 2.2 - NÁKRES RUČNÍHO ČERPADLA DLE LEONARDA DA VINCI 2 [3].....	11
OBR. 2.3 - PSYCHOMETRICKÝ DIAGRAM [4]	12
OBR. 2.4 - H - X DIAGRAM [5]	12
OBR. 4.1 - PODSTROPNÍ FAN-COIL [6]	14
OBR. 4.2 - PARAPETNÍ FAN-COIL [7].....	14
OBR. 4.3 – POROVNÁNÍ VODNÍCH KLIMATIZAČNÍCH SYSTÉMŮ S POUŽITÍM CHLADÍCÍCH STROPŮ A S POUŽITÍM FAN-COILŮ [9].....	15
OBR. 4.4 - SCHÉMA SPLIT SYSTÉMU [10].....	16
OBR. 4.5 - SCHÉMA MULTISPLITOVÉHO SYSTÉMU [10]	16
OBR. 4.6 - SCHÉMA TŘÍTRUBKOVÉHO VRV SYSTÉMU [12]	17
OBR. 5.1 - CHLADIVOVÝ OKRUH [13]	18
OBR. 5.2 - P-H DIAGRAM [13].....	18
OBR. 5.3 - OZNAČENÍ PÍSTOVÉHO KOMPRESORU [1]	19
OBR. 5.4 - PÍSTOVÝ KOMPRESOR [14]	19
OBR. 5.5 - PRINCIP STLAČOVÁNÍ CHLADIVA SCROLL KOMPRESOREM [15]	19
OBR. 5.6 - SCROLL KOMPRESOR [16]	19
OBR. 5.7 - SCHÉMA ŠROUBOVÉHO KOMPRESORU [15].....	20
OBR. 5.8 - PRACOVNÍ OBĚH ŠROUBOVÉHO KOMPRESORU [15]	20
OBR. 5.9 - TURBOKOMPRESOR [18].....	21
OBR. 5.10 – TURBOKOMPRESOROVÁ CHLADÍCÍ JEDNOTKA TRANE - CVGF 1000.....	21
OBR. 5.11 - PRINCIP ABSORPČNÍHO CHLAZENÍ [19]	22
OBR. 6.1- TRUBKOVÝ VÝMĚNÍK [22]	25
OBR. 6.2 - LAMELOVÝ VÝMĚNÍK [23]	25
OBR. 6.3 - KAPALINOVÝ DESKOVÝ VÝMĚNÍK [24]	25
OBR. 6.4 - VZDUCHOVÝ DESKOVÝ VÝMĚNÍK [22].....	25
OBR. 6.5 - PRINCIP REGENERAČNÍHO VÝMĚNÍKU [25]	26
OBR. 6.6 - POLYTROPICKÁ PRAČKA VZDUCHU [26]	26
OBR. 7.1 - SCHÉMA JEDNOOKRUHOVÉHO PŘÍMÉHO VÝPARNÍKU [1]	27
OBR. 8.1 - ZAPOJENÍ CHLADIVOVÉHO OKRUHU V REŽIMU CHLAZENÍ [II.]	28
OBR. 8.2 - ZAPOJENÍ CHLADIVOVÉHO OKRUHU V REŽIMU TEPELNÉHO ČERPADLA [II.]	28
OBR. 8.3 – JEDNOTKA S VODOU CHLAZENÝM KONDENZÁTOREM [27].....	29
OBR. 8.4 - STOLOVÝ SUCHÝ CHLADIČ [28]	29
OBR. 8.5 - V-COIL SUCHÝ CHLADIČ [29]	29
OBR. 8.6 - UZAVŘENÁ CHLADÍCÍ VĚŽ [30].....	30
OBR. 8.7 - OTEVŘENÁ CHLADÍCÍ VĚŽ [31]	30
OBR. 8.8 - PRINCIP HLUBINNÝCH A POVRCHOVÝCH VRTŮ [32]	30
OBR. 8.9 – HORIZONTÁLNĚ VZDUCHEM CHLAZENÁ JEDNOTKA [33].....	31
OBR. 8.10 – KOMPAKTNÍ VZDUCHEM CHLAZENÁ JEDNOTKA [34]	31
OBR. 10.1 - ZAPOJENÍ VÝMĚNÍKU PHR [III.].....	34
OBR. 10.2 –ZAPOJENÍ VÝMĚNÍKU THR [III.].....	35
OBR. 12.1 - MAPA WESTFIELD CHODOV [41]	39
OBR. 12.2 - SCHÉMA ZAPOJENÍ ZDROJE CHLADU [VI.]	43
OBR. 12.3 – SCHÉMA ZAPOJENÍ ZDROJE TEPLA [VII.]	45

Seznam grafů

GRAF 13.1 - KŘIVKA ELEKTRICKÉHO PŘÍKONU CHJ1 V REŽIMU 1.....	48
GRAF 13.2 - KŘIVKA ELEKTRICKÉHO PŘÍKONU CHJ3 V REŽIMU 1.....	48
GRAF 13.3 - KŘIVKY CHLADÍCÍCH FAKTORŮ JEDNOTEK V PROVOZNÍM REŽIMU 1	49
GRAF 13.4 - KŘIVKA CHLADÍCÍHO FAKTORU STROJOVNY VARIANTY A V PROVOZNÍM REŽIMU 1	50
GRAF 13.5 - SROVNÁNÍ CHLADÍCÍHO FAKTORU STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU B V PROVOZNÍM REŽIMU 1	51
GRAF 13.6 - SROVNÁNÍ CHLADÍCÍHO FAKTORU STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU C V PROVOZNÍM REŽIMU 1	52
GRAF 13.7 - SROVNÁNÍ CHLADÍCÍHO FAKTORU STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU D V PROVOZNÍM REŽIMU 1	53
GRAF 13.8 – SROVNÁNÍ CHLADÍCÍHO FAKTORU STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU E V PROVOZNÍM REŽIMU 1	54
GRAF 13.9 – SOUHRNNÝ GRAF CHLADÍCÍCH FAKTORŮ VŠECH VARIANT V PROVOZNÍM REŽIMU 1	55
GRAF 13.10 - KŘIVKA ELEKTRICKÉHO PŘÍKONU CHJ1 V PROVOZNÍM REŽIMU 2.....	57
GRAF 13.11 - ZÁVISLOST TOPNÉHO VÝKONU NA CHLADÍCÍM VÝKONU	58
GRAF 13.12 - KŘIVKY FAKTORŮ ZDROJŮ CHLADU VE STROJOVNĚ D V PROVOZNÍM REŽIMU 2	59
GRAF 13.13 – KŘIVKY FAKTORŮ STROJOVNY PRO VARIANTU A V PROVOZNÍM REŽIMU 2.....	60
GRAF 13.14 - KŘIVKA FAKTORŮ STROJOVNY PRO VARIANTU A V PROVOZNÍM REŽIMU 2 VZTAŽENÉ KE CHLADÍCÍMU VÝKONU.....	61
GRAF 13.15 - SROVNÁNÍ FAKTORŮ STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU B V PROVOZNÍM REŽIMU 2	62
GRAF 13.16 - SROVNÁNÍ FAKTORŮ STROJOVNY MEZI VARIANTOU A A VARIANTOU C V PROVOZNÍM REŽIMU 2	63
GRAF 13.17 - SOUHRNNÝ GRAF FAKTORŮ STROJOVNY VŠECH VARIANT V PROVOZNÍM REŽIMU 2	64
GRAF 14.1 - PRODUKCE CHLADÍCÍHO VÝKONU STROJOVNY D V ROCE 2018 PRO NÍZKÉ ZATÍŽENÍ STROJOVNY ...	65
GRAF 14.2 - PRODUKCE CHLADÍCÍHO VÝKONU STROJOVNY D V ROCE 2018 PRO VYSOKÉ ZATÍŽENÍ STROJOVNY	67

Seznam tabulek

TAB. 12.1 – VNĚJŠÍ PARAMETRY PROSTŘEDÍ [42].....	40
TAB. 12.2 - PARAMETRY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ [42]	40
TAB. 13.1 - ČÁSTEČNÉ ZATÍŽENÍ CHJ1, PROVOZNÍ REŽIM 1 [VIII.].....	47
TAB. 13.2 - ČÁSTEČNÉ ZATÍŽENÍ CHJ3, PROVOZNÍ REŽIM 1 [VIII.].....	47
TAB. 13.3 - ČÁSTEČNÉ ZATÍŽENÍ CHJ1, PROVOZNÍ REŽIM 2 [VIII.].....	56
TAB. 14.1 - PRODUKCE CHLADU A SPOTŘEBA ELEKTRICKÉ ENERGIE V PROVOZNÍM REŽIMU 1 V NÍZKÉM ZATÍŽENÍ STROJOVNY	66
TAB. 14.2 - PRODUKCE CHLADU, TEPLA A SPOTŘEBA ELEKTRICKÉ ENERGIE V PROVOZNÍM REŽIMU 2 V NÍZKÉM ZATÍŽENÍ STROJOVNY	66
TAB. 14.3 – PRODUKCE CHLADU A SPOTŘEBA ELEKTRICKÉ ENERGIE V PROVOZNÍM REŽIMU 1 VE VYSOKÉM ZATÍŽENÍ STROJOVNY	68
TAB. 14.4 - PRODUKCE CHLADU, TEPLA A SPOTŘEBA ELEKTRICKÉ ENERGIE V PROVOZNÍM REŽIMU 2 VE VYSOKÉM ZATÍŽENÍ STROJOVNY	69