

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

PROVOZ KLIMATIZACE S TURBOKOMPRESORY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Anotace

Diplomová práce je věnována provozu klimatizace s turbokompresory, které bývají často uplatňovány na chlazení specifické nízkou spotřebou elektrické energie, což je pro investora jeden z předních faktorů výběru. V diplomové práci je nejprve řešeno chlazení obecně, dále je práce zaměřena na chlazení datových center a technické informace o turbokompresorech. Praktická část se věnuje chlazení datového centra v konkrétní budově s Turbocory a jejich efektivitě vyjádřené hodnotou *PUE*, včetně vyhodnocení úspory elektrické energie po instalaci nových turbokompresorů. Ukazuje se, že na úsporu elektrické energie pro chlazení datového centra, by se mělo pohlížet jako na celek a nezohledňovat pouze zdroje chladu. Při správném návrhu systému jsou ve shodě úspory energie na zdrojích chladu a datového centra vyjádřené hodnotou *PUE*.

Summary

This diploma thesis deals with an air condition operation with centrifugal compressors. This type of air condition is often used for its specific low power consumption, which is for an investor one of the leading factors in case of selection. This thesis concerns first with mechanism of cooling in general and then it focuses on a cooling of datacenter, finally technical information about centrifugal compressors are presented. The practical part of the thesis deals with a cooling of a data center in the concrete building with Turbocors, their effectiveness in term of the *PUE* value, including the evaluation of energy savings after installation of new turbochargers. It turns out that savings of electricity for cooling of datacenters should be considered complexly and not regarding just the source of a cold. With correct system design energy savings of cold sources and of data center are consistent in the *PUE* value term.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Provoz klimatizace s turbokompresory vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miloše Laina Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2015

Jakub Janák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Miloši Lainovy, Ph.D., za poskytnutí odborných rad, věcné připomínky, ochotu a vstřícný přístup během zpracování této práce.

Obsah

Obsah.....	1
Soupis použitých značení	2
ÚVOD	3
1. Klimatizace.....	4
1.2 Chlazení.....	9
1.2.1 Kondenzátory	11
1.2.2 Expanzní ventily.....	14
1.2.3 Výparníky.....	15
1.2.4 Chladiva	18
1.3 Klimatizace výpočetních center	20
2. Kompresory.....	23
2.1 Turbokompresory	28
3. Spotřeby energie.....	42
3.1 Legislativa	43
3.2 Měření	46
3.3 Spotřeby budov	48
4. Popis budovy.....	51
4.1 Popis technologie	52
4.2 Popis MaR.....	59
5. Naměřená data.....	62
5.2 Analýza dat.....	65
6. Závěr.....	79
Literatura	81
Přílohy	85

Soupis použitých značení

c	[m/s]	absolutní rychlost
$\cos \phi$	[-]	účinník
E	[kWh]	přírůstek spotřebované el. energie
EER	[-]	chladicí faktor
$ESEER$	[-]	sezónní chladicí faktor
GWP	[-]	potenciál globálního oteplování země
h	[KJ/kg]	entalpie
I	[A]	proud
IEE	[-]	index energetické efektivity čerpadel
K	[-]	konstanta za daných okolností
M	[kg/s]	hmotnostní průtok
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[1/min]	otáčky
ODP	[-]	potenciál rozkladu ozónu
p	[Pa]	tlak
P	[W]	příkon
PUE	[-]	energetická efektivita data centra
Q	[W]	výkon
Q_{celICT}	[W]	celková spotřeba el. energie na technologie
Q_{celIT}	[W]	celková spotřeba el. energie na data centrum
$Q_{\dot{\epsilon}}$	[W]	činný výkon
r	[J/kgK]	plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsov číslo
s	[KJ/kgK]	entropie
S	[Wh]	spotřeba el. energie
T	[K]	teplota
t_e	[°C]	venkovní teplota
u	[m/s]	obvodová rychlost
U	[V]	napětí
w	[m/s]	relativní rychlost
Z	[W]	zdánlivý výkon
α	[°]	úhel proudu
γ	[-]	Poissonova konstanta
μ	[%]	účinnost
ξ	[-]	ztrátový součinitel
ρ	[kg/m ³]	hustota
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu

ÚVOD

Turbokompresory používané pro chlazení byly u nás poprvé vyrobeny již roku 1916. Vyznačují se specifickou konstrukcí a vysokými výkony. Českojazyčná literatura, která pojednává o těchto kompresorech je zastaralá. Vyvinuly se nové druhy kompresorů, které mají systémové regulace napojené na systém MaR budovy, lze je řídit a zaznamenávat jejich provoz. Nové typy turbokompresorů jako Turbocor, který konstrukčně vychází z turbokompresoru, jsou opatřeny moderními magnetickými ložisky a regulací. Nové výrobní technologie jako číslicově řízené systémy, počítačové simulace atd. zajišťují preciznost a zdokonalování výroby.

Velkou výhodou turbokompresoru, oproti ostatním kompresorům, je jeho plynulý chod, který zajišťuje velmi příznivé energetické hodnocení jako *ESEER* a *EER*. Proto turbokompresor vykazuje výraznou úsporu nákladů na provoz chladicího systému. Užívají se i tam, kde je nutné splnit vysoké požadavky Evropské Unie na úspornost a ekologii provozu a umožňují zajistit budově s turbokompresory status ekologická budova. V České republice se lze setkat s turbokompresory v místech, kde je požadavek na vyšší chladicí výkony a investor má za cíl splnit energetické limity, jako jsou kancelářské budovy, technologické objekty a další.

V diplomové práci je zpracován souhrn klimatizačních systémů včetně popsání druhů kompresorů používané v chladicí technice. Práce je zaměřena na podání informací o turbokompresoru, jejich popisu a rozdílu s Turbocorem. Jsou vypsány informace o chlazení data center a podán popis jejich problematiky. Praktická část této práce se věnuje typové budově, v které byl vyměněn starý systém chlazení za zdroj chladu Turbocor sloužící k chlazení data centra. Jsou vyhodnoceny výsledky měření chladicího systému, včetně ekonomické úspory výdajů na chlazení po instalaci nových jednotek typu Turbocor. V práci je vypočtena energetická efektivita hodnoty PUE a vyhodnocena společně se systémem chlazení.

1. Klimatizace

Klimatizace zahrnuje úpravu stavu ovzduší, v objektech se sálavými plochami k vytápění nebo chlazení jde o úpravu teploty, vlhkosti a čistoty vzduchu. Je důležité zajistit tyto parametry s podmínkou dodržení požadavků na osoby, technologii, procesy. Úpravu teploty zajišťuje část chlazení.

Klimatizace se dělí dle tekutiny přenášející chlad a teplo po budově. Jsou to systémy vzduchové, vodní, kombinované indukční vzduch-voda a chladivové. Princip všech zmiňovaných systémů je obdobný, rozvádějí chlad nebo teplo po budově chladicí kapalinou, která přísluší jednotlivému systému. Rozvod kapaliny je zakončen v koncovém prvku, který rozvádí požadovaný chlad nebo teplo. Rozdílné vlastnosti vzduchových, vodních a chladivových systému vyplývají ze schopnosti jednotlivých systémů přenášet tepelnou energii. Kritériem pro porovnání může být průřez vzduchovodu, vodního nebo chladivového potrubí pro přenos stejného množství tepelné energie po budově [3]. Regulace systému je často uplatňována jako automatická, s reakcí na zpětnou vazbu. Pokud se jedná o rozsáhlejší systém, mají společnou systémovou regulaci, která zajišťuje a informuje o stavech jednotlivých jednotek.

Vzduchové klimatizační systémy jsou historicky nejstarší klimatizační systémy. Systém používaný v hotelech, kancelářských budovách atd. se dělí na

- 1) vzduchové jednokanálové jednozónové systémy
- 2) vzduchové dvoukanálové vícezónové systémy
- 3) vzduchovém jednokanálové vícezónové systémy s proměnným průtokem vzduchu

U jednokanálové jednozónového systému je důležité, zda je systém určen pro celoroční provoz, letní nebo zimní provoz. Dle toho se volí optimální návrh systému.

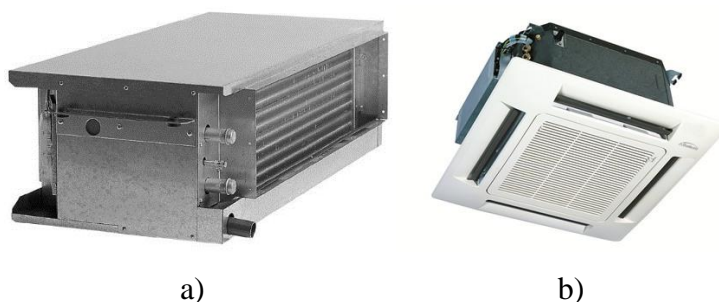
Vzduchové jednokanálové vícezónové systémy s proměnným průtokem vzduchu tzv. VAV systémy, slouží pro rozvod vysokorychlostního vzduchu 12 – 20 m/s. Vzduch je ochlazován v části klimatizační jednotky přes výparník (chlazení) a je veden vzduchovody do koncových místností. Pokud je systém v režimu vytápění, je vzduch ohříván přes kondenzátor. Před každou koncovou místností je umístěn regulátor průtoku, tedy škrtící klapka. Regulátor umístěný v místnosti reguluje klapku dle vnitřní teploty,

nesmí však poklesnou pod stanovené hygienické minimum. Odváděcí systém je regulován snížením nebo zvýšením množství otáček ventilátoru.

Vzduchový vícekanálový systém s proměnným průtokem pracuje na stejném principu, s tím rozdílem, že regulace probíhá ve více zónách místnosti.

Systém vzduchový dvoukanálový vícezónový je podobný jednocanálovému, ale vzduch se ve strojovně chlazení upravuje na dva stavy – teplý a studený. Systém využívající i oběhový vzduch pak vhání přes směšovací komoru do místnosti požadovaný ohřátý/chladný vzduch v rozděleném vzduchovodu.

Vodní klimatizační systém je založen na dopravě vody chladné/teplé do koncových ventilátorových konvektorů (Fan-coil jednotky). Používají se pro komfortní klimatizaci budov kancelářských, hotelových atd. kde je předpoklad odlišných požadavků na stav přiváděného vzduchu. Konvektor může pracovat v systému přívodu již použitého vzduchu z místnosti a následném chlazení/ohřátí vzduchu. Další variantou je směšování čerstvého vzduchu v jednotce konvektoru. Vzduchovodním potrubím se přivede čerstvý vzduch z venkovního prostředí. Po ohřátí/ochlazení vzduchu lze dle typu konvektoru přivádět vzduch potrubím a koncovými vyústkami (jedná se např. o typ kanálový obr. 1–1a) nebo se tento vzduch mísí a přímo je přiváděn do místnosti přes jednotku (např. typ kazetového konvektoru obr. 1–1b).



Obr. 1–1 a) kanálový Fan-coil [18] b) kazetový Fan-coil [19]

Základním prvkem ventilátorového konvektoru je směšovací komora, pokud je přiváděn venkovní vzduch. Poté filtr, ventilátor a výměník, na který je napojen rozvod chladné nebo otopné vody z centrálního zdroje.

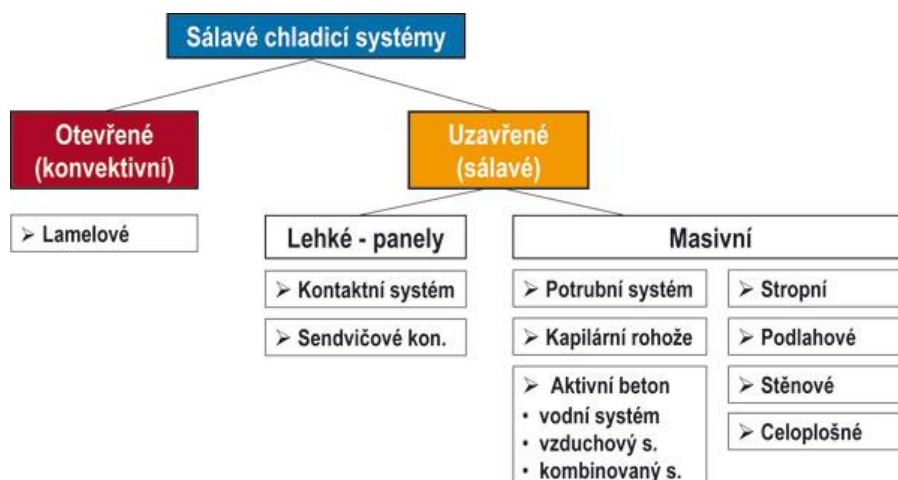
Přívod systému vody do konvektoru může být dvojitým způsobem. Je-li systém využíván pouze v létě na chlazení vzduchu a v zimě je odpojen, pak tepelné ztráty hradí např. otopná soustava. Systém je tedy dvoutrubkový a v rozvodu proudí pouze chladná

voda v letním období. Lze jej využít i na vytápění v zimě, systém je však třeba přepnout na otopnou vodu, ale toto řešení je velmi neekonomické a proto není doporučováno. Jestliže, je vyžadováno i hrazení tepelných ztrát v zimě použije se systém čtyřtrubkový. Dvě trubky slouží pro rozvod chladné vody a dvě pro rozvod teplé vody. Výhodou je, že v přechodném období lze vytápět i chladit.

Regulace systému probíhá kvantitativně. Řídí se průtok otopné nebo chlazené vody dle termostatu v místnosti. U větších systémů je regulace trojcestným ventilem (obtok výměníku), u menších zařízení škrcením průtoku. Další regulací změnou průtoku vzduchu jsou různé provozní stupně ventilátoru v konvektoru.

Pokud se uvažuje o přívodu čerstvého vzduchu pak je nejvhodnějším řešením, je úprava tohoto vzduchu v centrální jednotce a poté přívod do konvektoru. Přívod vzduchu okny, nebo přímo do konvektoru se nedoporučuje z ohledem na prašnost a zanášení systému.

Vodní klimatizační systém může pracovat na systému přívodu chlazené/topné vody do výměníku konvektoru, ale lze tento systém přívodu vody využít i pro systémy s chladícími stropy. Princip tohoto účinného systému spočívá v přívodu tepelně upravené vody do panelů, které jsou většinou umístěné do podhledů místností. Tento systém zajišťuje tepelný komfort, je využíván tam, kde není potřeba vysokých nároků na distribuci vzduchu, tzn. administrativní budovy, společenské prostory atd. Výhodou tohoto systému je kvalita tepelného stavu prostředí, nízká spotřeba energie, přívod minimálního množství čerstvého vzduchu, nízký hluk, samoregulovatelnost systému. Odpadá nebezpečí průvanu, lze jej použít i pro vytápění. Nevýhody jsou investiční náročnost, možnost kondenzace vodní páry, nelze odvádět teplo vázané ve vodní páře, omezený výkon systému. Riziko kondenzace vodní páry představuje hlavní omezující faktor. Teplota vstupní vody musí být zvolena tak, aby nedocházelo ke zmíněné kondenzaci na povrchu panelu. Tato teplota musí být vyšší než teplota rosného bodu. Problém se řeší rychlým zaregulováním při případné kondenzaci. Systém vykazuje úsporu energie pro chlazení venkovního větracího vzduchu. Je zde také významný prvek sálání stěn, který přispívá k zlepšení tepelné pohody. Chladící stropy lze rozdělit do jednotlivých systémů dle obr. 1–2.



Obr. 1–2 rozdělení sálavých chladících systémů [20]

Otevřené chladicí stropy mají mezery, které umožňují proudění vzduchu k nosné stropní desce, převažuje zde konvektivní složka. Naopak u uzavřených systémů někdy také sálavých, jsou díky desce zcela uzavřené a převažuje zde tepelný tok. Tyto uzavřené systémy jsou rozděleny na lehké a masivní. Masivní jsou chladicí stropy, které jsou součástí konstrukce. Potrubí je vloženo do betonové stropní konstrukce, nebo pod omítku. Naopak lehké stropní systémy jsou zavěšeny pod stropem a mají rychlou odezvu na změnu teploty na rozdíl od masivních, kde se projevuje akumulace betonu.

Klimatizační systém kombinovaný vzduch-voda s indukčními jednotkami je uplatňován podobně jako systém vodní s ventilátorovými konvektory, tzn. v kancelářích, hotelech atd. Rozdílem těchto systémů je, že systém kombinovaný s indukční jednotkou je umístěn pouze jeden v objektu jako kompaktní zařízení. Ve strojovně se upraví vzduch dle požadavků a je veden vzduchovody k indukčním jednotkám, kde probíhá konečná úprava teploty a vzduchu. Přívod vzduchu je řešen tryskami a ejekčním účinkem se přísává z místnosti vzduch oběhový. Tento oběhový vzduch proudí do výměníku a po úpravě je distribuován do místnosti. Odvod vzduchu je řešen stejně jako u vodního systému a to přímo z místnosti anebo přetlakem do chodeb, kde je veden do hygienických zařízení. Rozvody vody do indukčních jednotek jsou řešeny stejně jako u vodního systému a to čtyřtrubkově nebo dvoutrubkově. Regulace probíhá dle regulátoru teploty v místnosti, řízením průtoku vody do indukčních jednotek.

Jedním z chladivových systémů je přímý výpar. Systém pracuje s chladivovým oběhem, kde výparník nebo kondenzátor (dle potřeby chladu nebo tepla), sdílí teplo/chlad do vzduchu a ten je vháněn do místnosti přes ventilátory.

Systém Split je systém, kdy je možno chladit nebo ohřívat jednu zónu, tzn. byt, kancelář, obchod atd. Venkovní jednotka je umístěna na střeše nebo venkovní fasádě budovy a je propojena chladivovým potrubím (plynem nebo chladivem) s vnitřní jednotkou. Vnitřní jednotky se vyrábějí ve variantě nástěnné, kazetové, podstropní, kanálové a jsou vybaveny nástěnnými nebo infra ovladači, kterými lze řídit regulaci i na přívodním ventilátoru. Výkony se pohybují v cca 2 – 40 kW. Jako chladivo se nejčastěji používá typ R 410A. Využívají se kompresory s inverterovou technologií, které vykazují lepších účinnostních hodnot než on/off kompresory. Díky tomu je regulace plynulá v rozmezí hodnot 10 – 100 %.

Systém Multisplit vychází v principu ze systému Split. Systém má však více vnitřních jednotek, které jsou samostatně jednotlivým chladivovým potrubím připojené na vnější jednotku.

Systém VRV/VRF, znamená variabilní průtok chladiva. Využívají se pro chlazení prostor s více místnostmi, jako jsou kancelářské budovy, hotely atd. Počet vnitřních jednotek na jednu vnější může být až 60 kusů. Rozmezí výkonů je od 10 – 150 kW. Systém propojení vnitřní a vnější jednotky je po jednom samostatném chladivovém potrubí, tzv. hlavní větví. Z této větve jsou vedeny odbočky pomocí refnetů do vnitřních jednotek. Některé systémy jsou vybaveny zpětným získáváním tepla, které umožňuje třítrubkový rozvod. Poté některé jednotky chladí a jiné mohou vytápět. Využitím speciálních propojovacích boxů, lze dosáhnout výkonů jako u VRV se zapojením Multisplit.

Všechny systémy přímého výparu mají společné, že venkovní jednotka obsahuje kompresorové chladicí zařízení, škrtící ventil, výměník tepla venkovního vzduch-chladivo, ventilátor venkovního vzduchu. Vnitřní jednotka obsahuje filtr, ventilátor, expanzní škrtící ventil, výměník tepla vzduch-chladivo a výústky pro koncovou dopravu vzduchu v místnosti. Do směšovací komory na vstupu do jednotky může být instalován přívod venkovního vzduchu. Důležité je řešení odvodního kondenzátu z důvodu rosení na výměníku. Jeho povrchová teplota je cca 5 °C, to je většinou pod teplotou rosného bodu vzduchu proudící do výměníku.

1.2 Chlazení

Nedílnou součástí klimatizace je chladivový okruh. Chladivových oběhů je několik druhů. Základní typy jsou [2]:

Oběh parní, jeho princip spočívá v tom, že se vypařené chladivo stlačuje mechanickým kompresorem. Bývá často nejhospodárnější tam, kde je možnost využít elektrickou energii. Výkonově se pohybuje v rozsahu desítek MW.

Oběh proudový, zde se vypařené chladivo stlačuje proudovým kompresorem (ejektorem). V oběhu se často využívá vody jako chladicí látky, tudíž je využitelný pro teploty venkovního vzduchu nad 0 °C. Je využíván tam, kde cena spotřeby elektrické energie je převážena nízkými pořizovacími náklady. Především při krátké době provozu a dlouhém období klidového chodu, případně potřebě nízké hmotnosti jednotky.

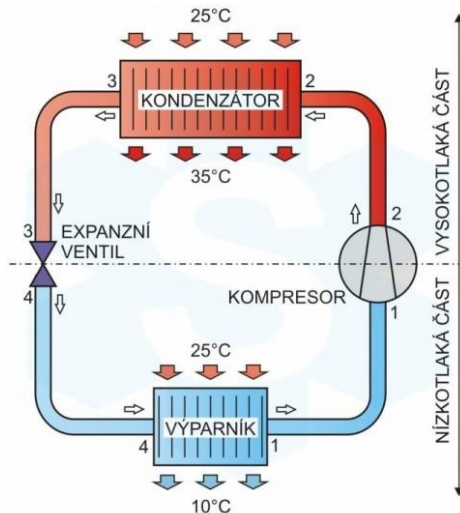
Oběh sorpční, pracuje na principu vypařeného chladiva, které je pohlcováno v absorbéru a s ním se jako roztok přečerpává do generátoru, kde se mu dodá teplo potřebné k jeho vypaření. Z generátoru proudí roztok do kondenzátoru a z kondenzátoru zpět do výparníku. Absorbent roztoku bez chladiva, se po ochlazení vrací do absorbéru. Je zde velký rozsah teplot od plusových až do cca -70 °C. Oběh pracuje bez kompresoru jen s oběhovými čerpadly pro chlazenou vodu.

Oběh plynový, konající vnější práci. V dentandéru expanduje chladivo (vzduch) a tím se ochlazuje na žádanou teplotu. Tento oběh má malou energetickou účinnost, z toho důvodu je výkon omezen při nízkých teplotách, nebo pro případ dalších požadavků jako malou hmotnost, přívod vzduchu pro větrání, proměnlivost teploty s tlakem atd.)

Chlazení termoelektrické, je založené na Peltierově jevu. Tedy situaci kdy se k termočlátku připojí vnější zdroj stejnosměrného napětí. V závislosti na polaritě se jeden spoj ohřívá a druhý ochlazuje. Používá se tam, kde je potřeba např. jednoduché zařízení, klidný chod, regulovatelnost. Tento oběh je zajišťován při velmi nízkých výkonech.

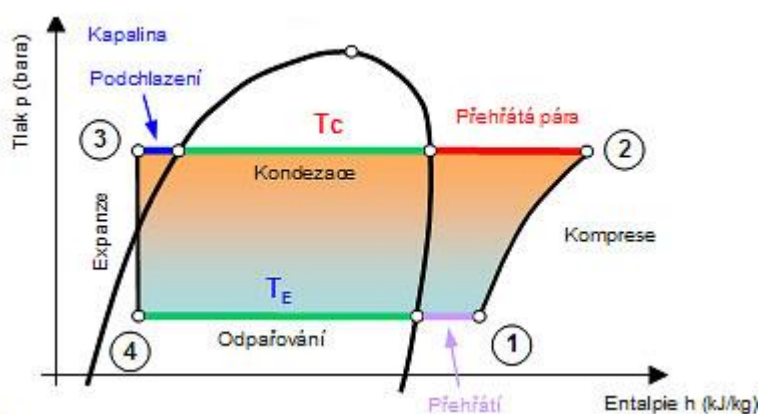
Pokud se zaměříme na chladivový oběh pracující dle Clausius-Rankinova cyklu, který se nejvíce v klimatizaci vyskytuje, je jím právě jednostupňový oběh. Zde kompresor nasává páry chladiva z výparníku a stlačuje je uvnitř kompresoru na kondenzační tlak. Tím dochází ke zvýšení par chladiva. Tyto páry chladiva jsou poté vedeny do kondenzátoru, kde jim chladicí tekutina odebírá teplo a páry chladiva kondenzují při konstantním tlaku a teplotě. Na konci kondenzátoru je sběr již kapalného chladiva a to je vedeno k expanznímu ventilu. Zde dojde ke snížení tlaku expanzí a v důsledku toho se sníží i teplota. Chladivo je dále vedeno do výparníku, kde se při nízké teplotě a tlaku

vypařuje a odebírá teplo chlazené tekutině. Z výparníku směřuje chladivo opět do kompresoru. Obr. 1–3 znázorňuje chladivový oběh včetně příkladu teplot, kde kondenzátor odevzdává latentní teplo. Na obrázku jsou číselně označeny děje chladivového cyklu v chronologickém pořadí.



Obr. 1–3 Chladivový oběh [11]

Celý chladivový cyklus se také zobrazuje do p-h diagramu obr. 1–4. Zde jsou označeny čísla jednotlivé body změny stavů, které odpovídají číselným znázorněním na obr. 1–3. Je patrné, že celkové množství energie odebrané chlazené látce lze určit z rozdílu entalpie chladiva před a za výparníkem ($h_1 - h_4$). U kondenzátoru lze pomocí odečtu entalpií zjistit množství energie předané chladicí látce ($h_3 - h_1$). Energie dodaná pro chod oběhu se vypočte z rozdílu entalpií ($h_2 - h_1$).



Obr. 1–4 Reálný oběh v p-h diagramu (Clausius-Rankin) [12]

Kompresor slouží k nasátí par chladiva a jeho stlačování, které vede ke zvýšení tlaku z vypařovacího na kondenzační tlak. Více o kompresoru a jednotlivé rozdělení je uvedeno v kapitole 2.

1.2.1 Kondenzátory

Kondenzátory slouží k odvodu tepla z par do okolního prostředí, páry kondenzují. Dle způsobu odvádění tepla lze rozdělit kondenzátory na 4 druhy [2]:

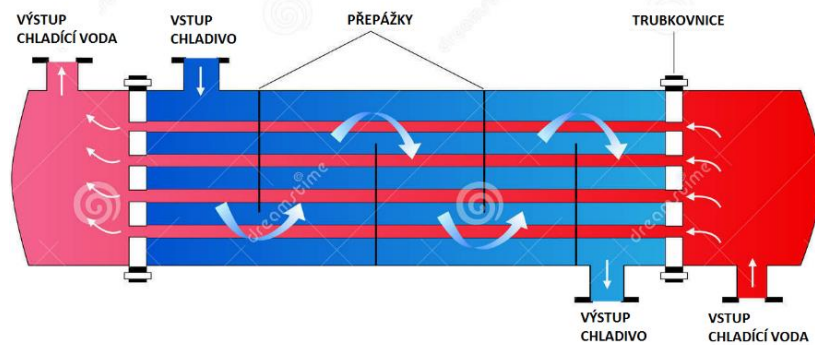
1) Kondenzátory u kterých se teplo odvádí pomocí protékající vody. Mezi tento druh patří kotlové ležaté, kotlové stojaté, svazkové nebo dvoutrubkové.

2) Kondenzátory u kterých se teplo odvádí pomocí sprchávající chladicí vody a okolním vzduchem. Jedná se o kondenzátory strmotrubnaté, sprchové s vodorovnými trubkami nebo odpařovací.

3) Kondenzátory, které teplo odvádí pomocí okolního vzduchu.

4) Kondenzátory u nichž je odváděno teplo přímým stykem chladicí vody s párami. Jsou to kondenzátory směšovací, používané u ejektorových zařízení pracujících s vodou jako chladivem.

Kondenzátory chlazené vodou se mohou vyskytovat v kompaktním provedení s chladicím zařízením, kdy jsou postaveny na volném prostranství. Nebo samostatně, které jsou umístěny odděleně od chladicí jednotky. Jeden z nejčastěji používaných kondenzátorů chlazený vodou jsou *kotlové ležaté kondenzátory*. Tyto kondenzátory jsou umístěny společně s chladicím zařízením. Používají se v oblasti od 25 m² do 1 200 m² teplosměnné plochy, to odpovídá výkonům 70 kW až 5 200 kW v jedné jednotce. Lze uvažovat se spotřebou vody okolo 5,2 m³ až 15 m³ na 100 kW. Konstrukce kondenzátoru je válcová tlaková nádoba, která má na obou koncích dvě trubkovnice do nichž jsou zaválcovány nebo zavařeny teplosměnné trubky o vnějším průměru 20 až 35 mm. V trubkách protéká chladicí vody a páry chladiva kondenzují na vnější straně trubek. V kondenzátoru jsou umístěné přepážky z důvodu usměrňujícího průtoku chladicí vody a tím lepšího sdílení tepla jak je vidět na obr. 1–5.



Obr. 1–5 Kotlový kondenzátor [13]

Kondenzátor je obvykle opatřen jímkou, hrdly k propojení se sběračem, odvzdušňovačem, sběračem oleje, pojistným ventilem, hladinoznakem, manometry.

Kotlové stojaté kondenzátory jsou dalšími typy, kde se teplo odvádí vodou. Z principu vychází z ležatého kotlového kondenzátoru s tím rozdílem, že je stojatý. Využívá se tam, kde není možnost velké půdorysné plochy, nebo kde je nutné čistit trubky výměníku bez přerušení provozu. Průměr pláště kondenzátoru může být až 1 500 mm a tím lze zajistit teplosměnnou plochu do hodnoty 250 m². Výkonově se pohybuje mezi 140 kW a 1 000 kW v jednom kondenzátoru. Průměr vnitřních trubek bývá 57 mm. Kapalně chladivo kondenzuje na plášti trubek a shromažďuje se v dolní části kondenzátoru. Kondenzát se shromažďuje v plechové míse pod kondenzátorem, nebo v betonové nádrži, která je součástí základu pro postavení kondenzátoru. Pokud počítáme s výškou kondenzátoru 5 m, lze uvažovat s ohřátím vody cca o 5 °C.

Svazkové kondenzátory se používají pro menší výkony, řádově do 580 kW. Je dán velikostí teplosměnné plochy, která se pohybuje do 160 m² a předpoklad umístění kondenzátoru u stěny, tedy tam kde je požadována malá půdorysná plocha. Konstrukčně se neliší od kotlového kondenzátoru. Jedná se o menší kotlové kondenzátory, které jsou k sobě připojeny na straně chladiva i vody jako svazek. Je možné tyto řady stavět vedle sebe a vytvořit tak větší teplosměnnou plochu, nebo stavět do série. Principem je, že vstupující páry chladiva se přivádí do nejvyššího tělesa a kondenzují na vnějším povrchu teplosměnných trubek. Kondenzátorem postupně stéká chladivo až do nejnižšího tělesa, odtud se odvádí hrdlem. Spotřeba vody je stejná jako u kotlových kondenzátorů.

Sprchové kondenzátory, patří do druhé skupiny. Jsou používány tam, kde je zapotřebí teplosměnnou plochu na straně vody často čistit i za provozu, protože se jedná o vnější povrch trubek. Sprchové kondenzátory se také využívají pro snížení spotřeby chladicí vody. Teplosměnná plocha se pohybuje do 160 m², tomu odpovídá výkon

cca 500 kW. Princip chlazení kondenzátoru spočívá ve sprchování výměňkových trubek. Trubky, v kterých proudí chladivo, jsou umístěné horizontálně nebo vertikálně. Nejvíce se využívá horizontální umístění z důvodu vyššího výkonu než u vertikálních. Po vnějším povrchu trubek stéká chladicí voda, která je rozstříkována nad svazky sprchovacím zařízením a tím uvnitř trubek kondenzují páry chladiva. Voda postupně stéká rovnoměrně po všech trubkách až do spodní odchytové nádoby. Zde se smísí s čerstvě přivedenou vodou a opět směřuje do sprchovacího zařízení.

Odpařovací kondenzátory se používají tam, kde je nutné zajistit malou spotřebu chladicí vody a kde není ekonomické použít kotlového kondenzátoru. Spotřeba vody se pohybuje kolem 400 l na 100 kW což odpovídá 8% spotřebě vody kotlových kondenzátorů. Uplatňují se v malých a středních výkonech cca do 700 kW a teplosměnné plochy 250 m². U tohoto řešení je však spotřeba elektrické energie vyšší z důvodu nutnosti pohonu ventilátoru. Konstrukce samotného kondenzátoru vychází ze skrápění trubek, v kterých proudí chladivo. Rozstřík chladicí vody pomocí trysek je proveden nad svazkem trubek v polovině celého kondenzátoru. Teplo z kondenzace prochází stěnou trubek do vody stékající po trubkách a z ní do vzduchu. Ventilátor umístěný v horní části nasává vzduch do skříně z okolí otvorem ve spodní části a vytlačuje jej oteplený v nejhořejší části skříně. V dolní části kondenzátoru probíhá sběr vody, která následně putuje i s přidanou vodou zpět do trysky. Nejvíce se využívá tohoto typu ve skříňovém provedení. Nevýhodou je nutnost vodního hospodářství, stále doplňování chladicí vody a kontrolování zanášení výměníku. Usazování minerálů na výměníku snižuje chladicí výkon a je třeba tento problém řešit (chemicky, úprava vody, mechanické čištění výměníku). I přes to má v ČR adiabatické chlazení velký potenciál, hlavně z důvodu teplého a polosuchého klimatu. Teplota mokrého teploměru se pohybuje kolem 20 °C, extrémně 25 °C. Z tohoto důvodu lze použít nižší kondenzační teplotu než u suchých vzduchem chladících kondenzátorů.

Vzduchem chlazené kondenzátory jsou jednoduchá zařízení, které odvádí teplo z výměníku pomocí ventilátoru. Ventilátory jsou často axiální, pokud chceme zabezpečit tlakové ztráty (např. z důvodu umístěného odvodného potrubí uvnitř budovy) využívají se radiální ventilátory. Lze se i setkat se vzduchem chlazeným kondenzátorem, který má odvod latentního tepla pomocí přirozenou konvekci např. u chladniček. Potřeba poměrně vysoké teploty kondenzace u tohoto typu výměníku (40 – 50 °C) zvyšuje spotřebu energie pro pohon kompresoru a vede k vysokým tlakům v okruhu, tato nevýhoda se odstraňuje zkrápěním výměníku. Zvlhčování, které se využívá v extrémních teplotách, snižuje

teplotu kondenzace (až pod 40 °C) ale je třeba myslet na zanášení výměníku sedimenty z chladicí vody, které snižuje celkový chladicí výkon. Zvlhčování, se instaluje buď ve výrobě, nebo se trysky instalují dodatečně. V rizikových dnech mohou provádět zkrápění pracovníci ručně, taková situace je známkou špatné projekční práce při návrhu kondenzátoru. Vzduchem chlazený kondenzátor se vyznačuje většími rozměry. Je třeba větší teplosměnné plochy pro odvod tepla, ale není třeba vodní hospodářství (při nepotřebě adiabatického zvlhčování). Společně s adiabatickým zvlhčováním lze dosáhnout vyšších chladicích faktorů.

V poslední kategorii se nachází *směšovací kondenzátory*. Tento typ se používá v ejektorových chladicích zařízeních, kde je chladivem i chladicí kapalinou voda. Značnou výhodou je jednoduchá konstrukce, do válce se vstříkuje pára a chladicí voda. V nádobě se mísí a postupně přepadá od horní části okružního žlabu směrem dolů přes systém přepážek. V dolní části stéká do trychtýře a odtéká ven z válcové nádoby. Celá délka kondenzátoru je rozdělena na jednotlivé stupně. V těchto stupních se pára přivádí hrdly do kondenzátoru a tvoří uvnitř systém vodních clon. Nevýhodou je zmiňované mísení chladicí vody s chladivem. Nelze tedy vracet kapalinu zpět do okruhu.

1.2.2 Expanzní ventily

Expanzní ventil rozděluje okruh na nízkotlakou a vysokotlakou část díky funkci škrtícího elementu [3]. Chladivo při průchodu ventilem mění své skupenství z kapalného zpět na plynné. Dochází k rychlému rozpětí chladiv za poklesu teploty. Expanzní ventil lze rozdělit dle konstrukce na dva typy. První typ je konstrukčně řešen jako blokový typ obr. 1–6. Expanzní ventil má tvar hranolu a chladivo může procházet jak do výparníku, tak směrem z výparníku. Průtok chladiva ventilem se reguluje pomocí pohyblivé termostatické trysky. Druhé technické provedení je pomocí expanzní trysky s pevnou průtočnou světlostí obr. 1–7. U tohoto druhu systému je filtr nebo vysoušeč vřazený za výparník, který zabraňuje nasátí neodpařeného chladiva do kompresoru.



Obr. 1–6 Expanzní ventil blokový [14]

Obr. 1–7 Expanzní ventil s kapilárou [15]

Expanzní ventily lze dále rozdělit na *termostatický expanzní ventil*, který je standartní ventil v klimatizacích. Bývá vybaven snímací buňkou, v případě pokročilejších modelů i tlakovým šroubením pro externí kompenzaci. Druhý typ je *elektronický expanzní ventil*. Elektromechanické zařízení je řízené servopohonem. Místo tlakového šroubení a teplotní snímací buňky, se využívá expandujícího toku chladiva různými způsoby za použití tlakového a teplotního čidla. Obě čidla jsou umístěna na výstupu z výparníku. Tyto hodnoty jsou v čase zaznamenávány kontrolorem, který rozhoduje o nejvhodnějším nastavení otevření ventilu.

1.2.3 Výparníky

Výparník je výměník tepla, který slouží k ochlazení vzduchu. Probíhá výměna tepla, mezi vypařujícím chladivem a ochlazovanou látkou (vzduch). Vypařující se chladivo má požadovanou vypařovací teplotu a ochlazovaná látka tím odevzdává teplo. Rozdělení jak uvádí literatura [2] je do čtyř skupin, dle druhu ochlazovaných látek.

1) Skupina výparníku slouží pro chlazení kapalin, hlavně vody a solanek. Konstrukčně do této kategorie patří výparníky kotlové ležaté, kotlové stojaté, deskové, ponorné a svazkové otevřené.

2) Výparníky pro chlazení plynů, především vzduchu. Lze tuto skupinu výparníků rozdělit na výparníky s konvekcí umělou a konvekcí přirozenou.

3) Výparníky pro odnímání tepla kondenzujícími látkám. Jedná se především o chladivo v kaskádních okruzích. Jejich řešení je stejné jako u výparníků pro chlazení kapalin. Společná konstrukce sdílení tepla na straně vypařujícího se chladiva u typů kotlových ležatých a svazkových výparníků.

4) Speciální druhy výparníků jsou určené pro různé druhy technologií. Z hlediska konstrukce lze do této skupiny zařadit deskové zmrazovače potravin, škrabákové chladiče

pro odparafinování minerálních olejů, trubkové systémy pro ledové plochy umělých kluzišť a výparníky ejektorových zařízení, u nichž se přímo vypařuje teplotonosná látka, která je současně chladivem.

Z hlediska způsobu jakým se setkává kapalně chladivo s teplosměnnou plochou lze rozdělovat výparníky na:

a) Zaplavované výparníky jsou řízeny tak, aby přivádějící chladivo a teplosměnná plocha byly vždy do určité výše zaplaveny kapalným chladivem. Výhodou je velké procento využití teplosměnné plochy. Naopak nevýhodou velká tepelná setrvačnost vody a vliv hydrostatického tlaku chladiva na vypařovací teplotu.

b) Suché výparníky. U tohoto druhu se využívá odsávaných par, které směřují podél teplosměnné plochy a mají souhlasný směr jako kapalně chladivo ve výparníku. Celý proces vypaření nastane dříve, než se chladivo dostane ke konci výparníku. Kapalně chladivo vstupujícího do výparníku lze regulovat pomocí přehřátí par. Výhodou je, že k odvodu chladu je třeba vzduch, který má rychlý náběh a rychlou tepelnou setrvačnost. Nevýhodou je nevyužití celkové plochy výměníku a nepoužitelnost nebo složitá konstrukce při vysokých výkonech.

c) Sprchové výparníky. U tohoto typu se kapalně chladivo přivádí rozstříkem shora a dopadá na teplosměnnou plochu výměníku, v mnohonásobně větším množství než je množství vypařené. Výměník, v kterém proudí chladivo, není zcela zaplněn, chladivo stéká po teplosměnné ploše a část se vypařuje. Chladivo, které není odpařeno, se v kapalném stavu shromažďuje na dně a čerpadlem je vháněno zpět na začátek výparníku. Výhodou je tepelná setrvačnost, nižší náplň chladiva než u zaplavovaného typu a hlavně regulovatelnost. Regulací na přiváděné vodě (zastavení sprchování) lze zajistit skokovou změnu v čase. Nevýhodou tohoto typu, je již zmiňovaná nutnost čerpadla na přečerpávání chladiva.

d) Výparníky s nucenou cirkulací chladiva. Principiálně funguje stejně jako sprchové. Tzn., že kapalně chladivo protéká podél teplosměnné plochy díky čerpadlu. Výparník s nucenou cirkulací chladiva je na straně chladiva zcela vyplněn směsí kapalně chladiva a vzniklých par. Nevýhodou je nutnost spojení výparníku s nádobou. V této nádobě se odlučují unášené páry od kapaliny, které se zde shromažďují a čerpadlem vrací zpět do výparníku. Výhodou je, že je možnost použít přívodu do výparníku z horní i dolní části. Další výhodou je zabezpečení rovnoměrného zásobení kapalným chladivem i při složitých rozvodech, do výparníků různě výškově položených.

Výparníky zaplavené, patří do první skupiny tzn. kotlové ležaté a stojaté, svazkové otevřené a svazkové kotlové. Uvnitř výparníku, kde je prostor chladiva, je tento prostor trvale zaplaven kapalným chladivem. Stálá výška zaplavení je udržována regulací přítoku chladiva hladinovým regulátorem. Kapalně chladivo se dostává do varu a vytváří parní bubliny, tyto bubliny stoupají k hladině a dochází k vzednutí hladiny. Pokud nastává stav, kdy var přechází k tzv. bouřlivému varu, dochází ke strhávání kapek kapalného chladiva s párami do potrubí. Tomuto vniknutí do potrubí je třeba zamezit při instalaci hladinového regulátoru a uvažovat s možným vzednutím, nebo za výparník zařadit odlučovač či výměník. Odlučovač umožňuje odloučit stržené kapky a výměník zajistí odpaření kapek.

Kotlové ležaté výparníky. Princip je podobný jako u kotlových kondenzátorů. Liší se pouze tím, že vybaven dómem pro odsávání par, který zastává funkci odlučovače, nebo je výparník přes hrdla napojen na hladinový regulátor. Výkonově se používají do 2 800kW v jedné chladicí jednotce. Při konstrukci se používají měděné nebo ocelové trubky z důvodu nízkého součinitele tepla, který je ve styku s vypařovacím chladivem.

Kotlové stojaté výparníky. Konstrukčně jsou podobné jako ležaté kotlové výparníky, pouze umístěny horizontálně. Používají se při minimálním vymezení půdorysné plochy. Je zde ale nepříznivý vliv sloupce kapalného chladiva na zvýšení vypařovací teploty. Z tohoto důvodu nejsou tolik využívané.

Svazkové otevřené výparníky. Tento druh výparníku je tvořen z několika trubkových svazků, které jsou umístěné v otevřené nádrži, kterou nuceně proudí ochlazovaná látka. Tyto svazky jsou vertikální nebo horizontální, které jsou zavařeny do vodorovných kolektorů. Ve vrchní části je pára v dolní části se nachází kapalina. Celý svazek může být připojen na odlučovač kapaliny a ten na potrubí. Celý kolektor je umístěn v nádrži, v které je umístěno míchadlo pro zabezpečení proudění ochlazované kapaliny kolmo na svislé trubky. Výhodou je možnost akumulace chladu na vnějším povrchu trubkových svazků. Nevýhodou jsou značně větší celkové rozměry výparníku, velká hmotnost a přímý styk ochlazované látky s okolím, příznivé pro vznik koroze. Z těchto důvodů jsou tyto výparníky používány pro výrobu ledu nebo akumulování chladu namrznáním ledu. Výkonově se výparník pohybuje do cca 1 000 kW.

Svazkové kotlové výparníky. Princip je stejný jako u svazkových otevřených jen s tím rozdílem, že svazky trubek jsou uloženy v kotlové nádobě. V praxi se pro svoji vysokou hmotnost moc nepoužívají.

Suché výparníky. Tento typ je rozdělen na dva druhy. První je s přirozenou cirkulací vzduchu. Využívá se tam, kde není třeba ochlazovaný vzduch rozvádět. Jedná se například o mrazící technologie, lednice atd. Druhým je výparník s nucenou cirkulací vzduchu. Používají se tam, kde je třeba chladný vzduch od výměníku rozvést. Lze využít i potrubí od výparníku, které je zakončené vyústí v potřebné místnosti. Výměník s nuceným oběhem je převážně využíván u klimatizačních jednotek. Pokud je výparník umístěn v místnosti probíhá rozvod vzduchu pomocí ventilátoru. Do této kategorie suchých výparníků lze zařadit např. kotlové ležaté suché výparníky.

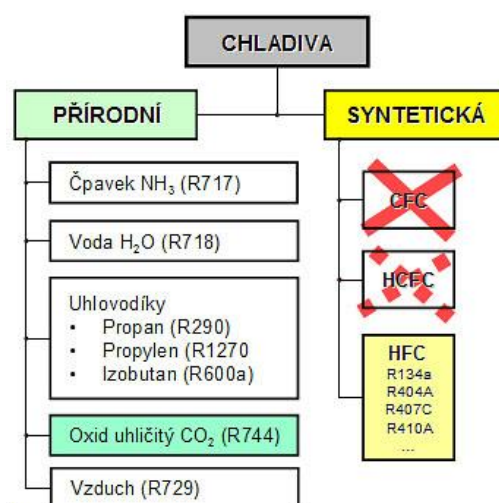
Výparníky sprchové. Konstrukce tohoto výparníku je stejná jako u kotlových ležatých výparníků. S tím rozdílem, že pouze do 2/3 výšky výparníku jsou umístěny teplosměnné trubky s chladivem a v horní části tělesa je umístěn sprchovací systém. Hladinový regulátor udržuje takovou výši hladiny, aby bylo zaplavena max. první řada spodních trubek. Na zbytek je rozstříkována voda z horní části. Pomocí čerpadla a odlučovače se vrací spodní voda zpět do horních trysek.

Většina druhů výparníků, je osazena termostatickým expanzním ventilem nebo elektronickým expanzním ventilem. Popřípadě u zaplavovaných výparníku jak bylo řečeno, jsou osazeny plovákovým ventilem, regulátorem výšky hladiny nebo termostatickým ventilem. Při použití je třeba nezapomínat na odvod kondenzátu na straně vzduchu, popřípadě odtávání námrazy a regulaci výkonu podle celkových požadavků klimatizační jednotky. Odtávání námrazy se např. zabezpečuje chvilkovým obrácením chladicího cyklu. Z klimatizačního zařízení se stává tepelné čerpadlo. Určitou nevýhodou je např. přívod studeného vzduchu v době kdy je třeba přivádět vzduch teplý. Další často využívanou ochranou proti namrznání je elektrický ohřev. Součástí protimrazové ochrany bývá nemrzoucí směs jako teplotonosná látka. Další možností je instalace průtokový spínače (flow switch). Ten v případě poklesnutí průtoku nebo snížení teploty pod minimální mez odstaví zdroj chladu.

1.2.4 Chladiva

Chladivo je pracovní látkou chladivového oběhu, které mění své skupenství z kapalného na plynné a naopak [3]. Pomocí chladiva se v chladicím zařízení nebo tepelném čerpadle uskutečňuje tepelný oběh, který zajišťuje přejímání tepla z chlazené látky při nízké teplotě a nízkém tlaku a dodává teplo do ohřívání látky při vyšší teplotě

a tlaku. Rozdělení chladiv je na přírodní a syntetická. Rozdělení chladiv je znázorněno na obr. 1–8.



Obr. 1–8 Rozdělení chladiv [16]

Na obrázku přeškrtnutá chladiva, tedy *CFC* neboli plně halogenované chlorfluoruhlovodíky jsou (až na vybrané výjimky) zakázané. Mezi tyto tzv. „tvrdé freony“ patří R12, R502 a další.

Chladiva s označením *HCFC* neboli částečně chlorované uhlovodíky vnikají halogenizací uhlovodíku, při níž jsou v molekule uhlovodíku některé atomy vodíku nahrazeny halovými prvky. Pokud se nahrazují všechny atomy, jedná se o chladivo *CFC*. Chladiva *HCFC* nazývané „měkké freony“ jsou zakázané od roku 2010 a do letošního roku je povolen provoz s tímto chladivem. Do tohoto typu se zařazují chladiva R123, R22 a další.

Chladiva s označením *HFC* jsou fluorované uhlovodíky, nazývané také jako „F-plyny“. Tyto plyny jsou náhradou za plyny poškozující ozónovou vrstvu. Jednotlivé druhy chladiv patřící do skupiny *HFC* viz obr. 1–8.

Nyní jsou nejvíce rozšířená chladiva R134a a R410a. Od roku 2015 však platí nové nařízení unie, které porovnává chladiva dle potenciálu rozkladu ozónu *ODP* a potenciál globálního oteplování země *GWP*, který je vztažen k CO_2 . Dle nařízení 517/2014/ES Evropské Unie by se chladiva s hodnotou $\text{GWP} \geq 2\,500$ měli provozovat nejdéle do roku 2020. Chladiva s hodnotou $500 < \text{GWP} < 2\,500$ mají být provozovány nejdéle do roku 2030 a chladivům $\text{GWP} < 500$ patří budoucnost. Několik vybraných chladiv je vypsáno v tab. 1–1.

Tab. 1–1 Výběr chladiv a jejich hodnota ODP a GWP [17]

CHLADIVO	ODP	GWP
R-11 Trichlorofluoromethane	1.0	4000
R-12 Dichlorodifluoromethane	1.0	2400
R-13 B1 Bromotrifluoromethane	10	
R-22 Chlorodifluoromethane	0.05	1700
R-32 Difluoromethane	0	650
R-113 Trichlorotrifluoroethane	0.8	4800
R-114 Dichlorotetrafluoroethane	1.0	3.9
R-123 Dichlorotrifluoroethane	0.02	0.02
R-124 Chlorotetrafluoroethane	0.02	620
R-125 Pentafluoroethane	0	3400
R-134a Tetrafluoroethane	0	1300
R-143a Trifluoroethane	0	4300
R-152a Difluoroethane	0	120
R-245a Pentafluoropropane	0	
R-401A (53% R-22, 34% R-124, 13% R-152a)	0.37	1100
R-401B (61% R-22, 28% R-124, 11% R-152a)	0.04	1200
R-402A (38% R-22, 60% R-125, 2% R-290)	0.02	2600
R-404A (44% R-125, 52% R-143a, R-134a)	0	3300
R-407A (20% R-32, 40% R-125, 40% R-134a)	0	2000
R-407C (23% R-32, 25% R-125, 52% R-134a)	0	1600
R-502 (48.8% R-22, 51.2% R-115)	0.283	4.1
R-507 (45% R-125, 55% R-143)	0	3300
R-717 Ammonia - NH ₃	0	0
R-718 Water - H ₂ O	0	
R-729 Air	0	
R-744 Carbon Dioxide - CO ₂		1*

Některá chladiva s nízkou hodnotou *GWP* mají vyšší hodnotu *ODP*. Pokud chladivo překračuje s hodnotou *GWP* stanovenou mez, nesmí se používat v EU. Proto je třeba chladiva vyhodnocovat komplexně. Každé chladivo má určitou mírou negativní dopad na životní prostředí, pouze voda ne.

1.3 Klimatizace výpočetních center

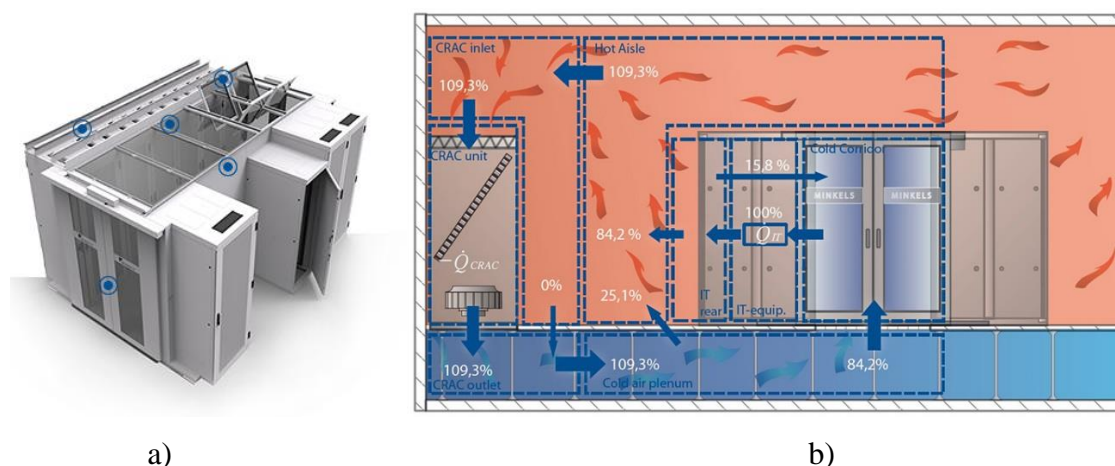
Klimatizace datových center má výrazný podíl na celkové spotřebě elektrické energie i v globálním měřítku. Její význam stále roste a je třeba se o tuto problematiku zajímat a řešit ji. Důležité je i do budoucna využití obnovitelných zdrojů energie, zpětného využití tepla a alternativních zdrojů chladu, které zmírní dopad na celkovou potřebu elektrické energie. Jak uvádí sborník [8], celosvětová spotřeba primární energie v datových centrech je odhadována na více než 2 %. Vezmeme-li v úvahu pouze spotřebu elektrické energie, datová centra a internetová infrastruktura konzumují globálně až 10 %. Také se uvádí, že z celkové světové potřeby na chlazení připadá 30 – 40 % na chlazení datových center. Článek [8] uvádí, že největší elektrické ztráty, až 51 % tvoří část na IT. Až 29 % tvoří

ztráty na chlazení, 10 % tvoří ztráty na ventilátorech. Průměrně jsou 3 – 5% ztráty elektrické energie na RAC systémy, tato hodnota může dosáhnout hodnoty až 30 %. Tato ztráta je tvořena zejména špatnou projekcí uliček chlazení v datových sálech. Hodnoty potřeb chlazení a provedení testování při různých stavech stěžuje fakt, že je zakázáno podrobovat testování IT sálů, které jsou v provozu. Je vhodné při projekci chlazení data centra nejprve vytvořit simulační místnost, která bývá finančně náročná a nasimulovat provozní stavy včetně těch extrémních. V EU je řešeno několik projektů, které se zabývají danou problematikou, např. Dolphin nebo Genic. Cílem projektu Genic je vyvinout novou řídicí platformu na základě predikčních modelů. K tomuto účelu slouží faktický model, který byl v rámci projektu sestaven. V tomto modelu se testují jednotlivé stavy IT sálu, vliv rozložení teplot, proudění vzduchu a jiné.

Důležitým aspektem na provoz IT sálů je distribuce chladícího vzduchu a proudění v prostoru, které zajišťují požadavky na vnitřní prostředí datových center. Nároky na vnitřní prostředí data center [9]:

- teplota vnitřního prostoru 18 – 27 °C
- vlhkost vzduchu 40 – 60 % ASHRAE, 30 – 80 % výrobci
- změna teploty a vlhkosti (pozwolné, nesmí skokově, méně než 3 °C/h a 5 %/h).
- vysoká čistota vzduchu
- hluk
- rosný bod – doporučená teplota na výstupu z CRAC 10 °C
- robustnost soustavy
- úspora energie
- změna zatížení data centra

Tyto základní požadavky je třeba dodržet při návrhu i v době provozu data centra. Musí být zajištěna správná distribuce chladícího vzduchu, vhodné zónování a ostatní parametry. Nejvíce se využívá distribuce, kdy je přívod pod zvýšenou podlahou a odvod prostorem místnosti. Jsou ale i další možnosti jako přívod nebo odvod podhledem. Distribuce chladícího vzduchu a odvodu ohřátého je na úrovni místností, uzavřených uliček, RACKů nebo jsou smíšená řešení variant. Typ RACK skříně s uzavřenou uličkou je na obr. 1–9 a, na obr. 1–9 b lze vidět proudění vzduchu v jednotlivých částí systému.



a)

b)

Obr. 1–9 a) Jednotka s uzavřenou uličkou b) proudění vzduchu v datovém centru [21]

Hlavními nedostatky distribuce vzduchu je by-pass, jedná se o vzduch, který není distribuován do serveroven. Recirkulační tok neboli ohřátý vzduch, který je opětovně přivede do sálů serverovny. Dále zpětný tok v blízkosti chladících jednotek a nerovnoměrné rozložení statického tlaku v prostoru přívodu chladícího vzduchu. Tyto faktory jsou nedostatky, které mohou zapříčinit selhání chlazení data centra, nebo minimálně zapříčinit zvýšení nákladů na provoz systému. Pokud se správně neochlazují počítačové jednotky, nastává přehřívání data centra a překročení kapacity instalované zátěže IT technologie. Proto se využívají i nejrůznější modely simulace jako CFD nebo Drag & Drop knihovny. Možnost simulace zajišťuje optimální umístění a rozestavení RACK skříní a jednotek včetně simulace při vysokém tepelném výkonu, optimální výšku zdvojené podlahy, vliv kabeláže a dalších překážek na proudění vzduchu, krizové situace data centra, plánování změn, návrh nových zařízení a vhodná grafická vizualizace pro investora. Tyto aspekty by se měly zhodnocovat při návrhu data centra.

Aby se dala energeticky srovnávat data centra, je zavedena hodnota energetické efektivity data centra PUE [-] vzorec (1). Kde $Q_{cel IT}$ [kWh] je celková spotřeba celého datového centra a hodnota $Q_{cel ICT}$ je celková potřeba energie na ICT technologie. ICT technologie jsou takové technologie, které patří do kategorie podpůrných systémů pro provoz, v tomto případě je to chlazení data centra. PUE je hodnota účinnosti v průběhu celého roku, tedy průřezově přes všechny provozní režimy strojního chlazení, free-cooling i smíšeného provozu.

$$PUE = \frac{Q_{cel IT}}{Q_{cel ICT}} \quad (1)$$

Klimatizaci datových sálů je možné zabezpečit umístěním RACK systém, v kterém je umístěn počítač. Do tohoto prostoru se vhání ochlazený vzduch z jednotky. V jednotce

je výměník, ve kterém proudí voda ze zdroje chladu. Další variantou klimatizace systému je, že zdroj chladu je na střeše jako oddělený kondenzátor jednotky. Je užíváno několik variant těchto systémů. Záleží na nárocích na regulaci a velikosti data centra. U malých center se lze setkat s chlazením pouze s jednou split jednotkou chlazení, která bývá opatřena druhou Split jednotku jako záloha, nebo fungují na kombinovaný provoz [9].

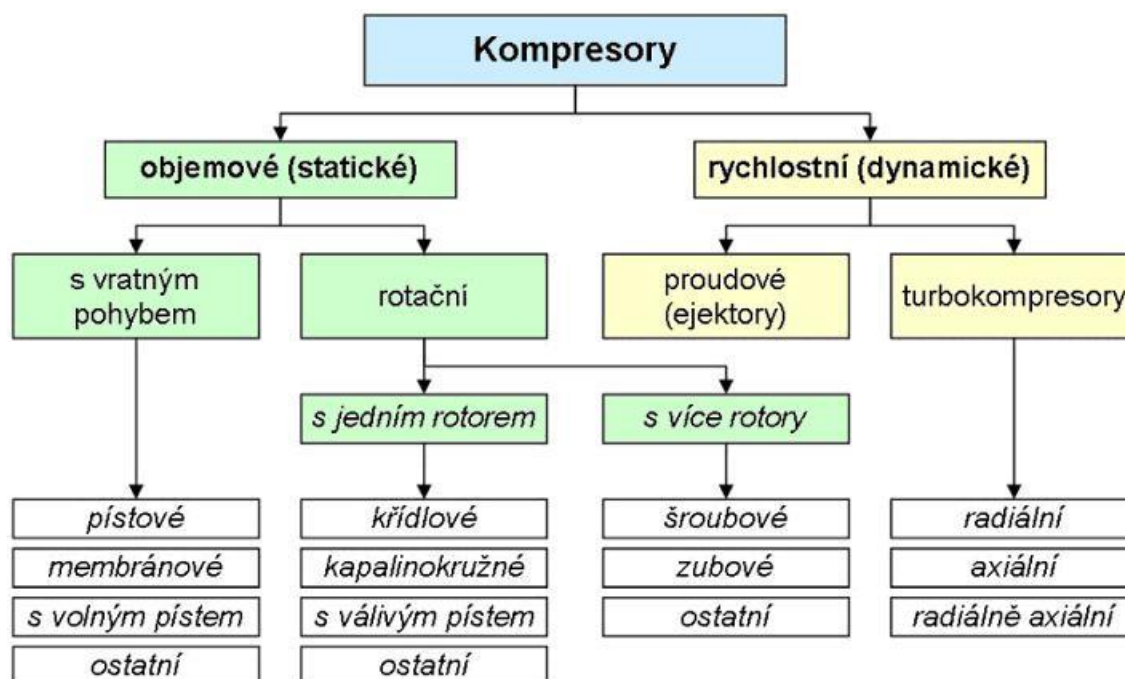
2. Kompresory

Stále se velmi rozvíjí obory vědy a techniky, které jsou mimo jiné podmíněny i využitím stlačených plynů. V kompresoru se děje nejvíce energeticky náročný děj a to stlačování plynů. Nejvíce rozšířené jsou kompresory na stlačování plynu, jelikož stlačování plynu je využito ve všech lidských činnostech. Nezastupitelnou roli mají kompresory i v průmyslu chemickém při přípravě plynů k chemickým reakcím a pro jejich dopravu. Význam mají kompresory využívané v chladicí technice, které získávají nízkou teplotu potřebnou pro chlazení domů, potravin atd.

Historie chladivových kompresorů je spojena s vývojem chladících zařízení, a prvními kompresory s chladivovým okruhem. První umělý led byl vyroben Williamam Culenem r. 1755. Od té doby se celý chladivový okruh vyvíjel a zdokonaloval. První patent na výrobu chladu pomocí lehce vroucí kapaliny podal r. 1834 Američan Perkins. Perkins již v patentu upozorňoval na nutnost kondenzace vypařované kapaliny (kondenzátor). Francouz Carré roku 1867 zdokonalil a poprvé představil okruh, kde chladivo bylo čpavek. Dále tuto konstrukci zdokonalil roku 1895 Němec Linde a první hermeticky uzavřené soustrojí představil Francouz Audiffren r. 1903. Postupně se zdokonaloval celý okruh, roku 1930 je vyvinuto freonové chladivo. U nás začala instalace chladivových kompresoru v minulém století. Roku 1906 byl instalován první čpavkový kompresor ve Vinohradské tržnici. V r. 1955 jsou na trhu první domácí chladničky s hermetickým kompresorem české výroby. Od 60. let se prakticky nezastavil vývoj a pokrok na šroubových a postupně i na ostatních typech chladivových kompresorech.

Definici kompresoru udává literatura [1]. Kompresor je stroj na stlačování plynů a par. V něm se vynaložením nejčastěji mechanické energie zvyšuje tlaková energie nasávaného plynu. Je to stroj pracovní (potřebuje k činnosti vnější energii), tepelný (při stlačování se většina mechanické práce mění v teplo).

Základní rozdělení kompresorů, je jestli pracují na principu zmenšení pracovního objemu takzvané *objemové* (pístové, spirálové, šroubové) nebo kompresory *rychlostní*, které využívají dynamického účinku plynu (turbokompresory).



Obr. 2–1 Rozdělení kompresorů [22]

Na obrázku je znázorněné rozdělení kompresorů dle principu, provedení a způsobu činnosti chladivového kompresoru [1].

Kompresory lze dále dělit např. dle výrobního provedení kompresoru. Toto rozdělení je na tři skupiny:

1) *Kompresory hermetické* – tyto kompresory se při poruše již neopravují z důvodu hermeticky nerozebíratelného uzavřeného mechanismu kompresoru do pláště včetně přípojovacích hrdel.

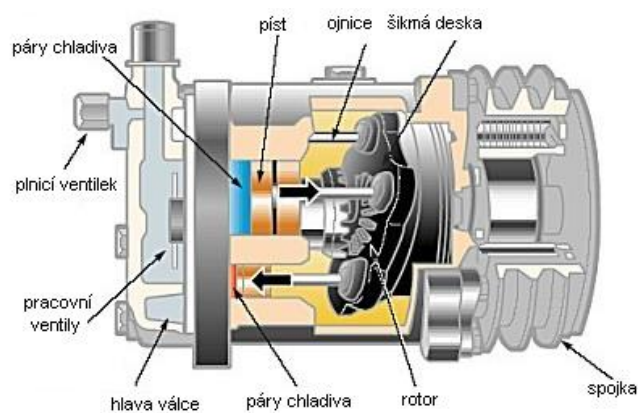
2) *Kompresory polohermetické* – jednotlivé díly kompresoru jsou spojeny rozebíratelným spojením. Díky tomu lze jednotlivé díly opravovat, vyměňovat a doplňovat.

3) *Kompresory ucpávkové* – mechanismus, který pohání kompresor, není součástí kompresoru. Poháněcí mechanismus (spalovací motor, elektromotor) je umístěn mimo kompresor a je propojen pomocí spojky, která může být vypínatelná.

V závislosti na provozních podmínkách (tlacích dosahovaných v kompresoru) se rozdělují kompresory na *jednostupňové*, *dvoustupňové* nebo *vícestupňové*.

Pístové kompresory

Dnes jsou pístové kompresory vytlačovány rotačními typy kompresorů. Pístové kompresory se v klimatizaci používají především u menších zařízení do výkonu stovek kW. Velká většina pístových kompresorů používá pro vratný pohyb pístu klikový mechanismus, nebo excentr. V aplikacích klimatizace přepravních prostředků se lze také setkat s pístovým kompresorem se šikmou deskou obr. 2–2. Zde je klikový mechanismus nahrazen nakloněnou kruhovou deskou, která se otáčí kolem své osy a svým pohybem uskutečňuje vratný pohyb jednoho nebo více pístů ve válci. Tato těsnící deska odděluje prostor vysokého a nízkého tlaku.



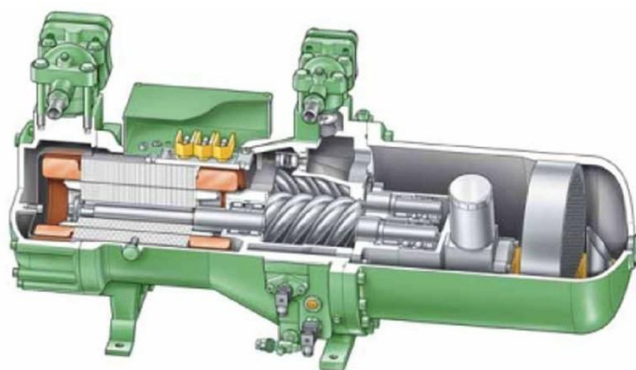
Obr. 2–2 Kompresor se šikmou deskou [23]

Pístové kompresory mají široké možnosti konstrukčních provedení. Mezi přednosti pístových kompresorů patří snadná výrobní technologie klikového mechanismu a v případě polohermetických verzí i opravitelnost.

Šroubové kompresory (Screw)

Tento druh kompresorů se používá především u zdrojů chladu s vyšším výkonem, řádově stovkách kW až MW. Jsou vhodné pro většinu běžných chladiv, zvláště bezmazné provedení se používá i pro plyny s nebezpečím výbuchu. Oproti pístovým kompresorům mohou být výrazně menší šroubové kompresory, protože dosahují vysoké obvodové rychlosti a to troj až dvacetinásobně vyšší. To tedy umožňuje zmenšit rozměry kompresoru při zachování chladicího výkonu. Je několik základních druhů šroubových kompresorů a to dvourotorové, jednorotorové a to v mazané a bezmazné variantě. Verze kompresoru jednorotorová může mít jednu nebo dvě pomocné ržice, kompresory jsou s vnitřní kompresí. Šroubové těleso dvourotorového kompresoru je s různým počtem

zubů a vybráním v obou rotorech. Hlavní rotor má nejčastěji tři až čtyři vnější zuby a pracuje s 1 450 až 30 000 ot/min. Druhý rotor, který je se čtyřmi nebo až šesti vybráními, může být spojen synchronizačním soukolím, nebo kroutící moment přenáší přímo od hlavního rotoru, přičemž kovový kontakt rotorů vymezuje olejová vrstva mezi povrchy šroubů. Při odvalování dvou šroubových těles s nestejným počtem zubů dvourotorového kompresoru se otevírá prostor mezi šrouby a nasávají se páry chladiva, poté se prostor postupně uzavírá a tím jsou páry stlačovány. Hlavní výhodou šroubového dvourotorového kompresoru je jeho malý rozměr a malý počet pohyblivých částí kompresoru. Další výhodou je, že kompresor nemá škodlivý prostor, který snižuje dopravní účinnost pístových kompresorů. Nevýhodou je zejména vestavěný kompresní poměr a náročnost mazného systému, který přenáší kroutící moment hlavního rotoru. Nezanedbatelnou nevýhodou je axiální zatížení ložisek kompresoru, protože tlak vzniká kompresí a působí jednosměrně v ose stlačování. Tyto axiální síly je možno odstranit použitím jednorotorového šroubového kompresoru.



Obr. 2–3 Šroubový kompresor [24]

Rotační objemové kompresory

Rotační objemové kompresory jsou velmi rozmanité svou konstrukcí, která vychází ze snahy o co nejjednodušší konstrukční řešení. Je snaha o odstranění vratného pohybu pístu, který je typický pro pístové kompresory. V této skupině jsou zařazeny kompresory lamelové, s rotujícím pístem, Rootsovy kompresory, kompresory tzv. svingující atd. Základním principem je jednosměrné stlačování par chladiva. Některé druhy kompresorů mají vestavěný kompresní poměr, u některých je použito pracovní ventilů a kompresní poměr je řízen vnějšími podmínkami. Rotační kompresory mají různá řešení rotujících pístu (válců). Časté použití těchto kompresorů s rotujícím pístem (jedním nebo dvěma) je typické pro použití Split klimatizace. Píst ve tvaru válce se vystředěně

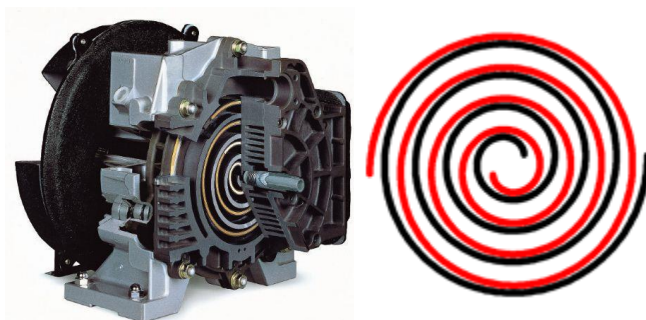
odvaluje po stěně pracovního válce a vytlačuje před sebou nasáté páry chladiva. Pohyblivá těsnicí deska v mezi prostoru odděluje nízký a vysoký statický tlak.

Spirálové kompresory (Scroll)

Tento druh kompresoru se uplatňuje především u menších zdrojů chladu s regulací průtoku chladiva. Pro větší výkony se instalují kompresory do tandemů případně i do vícekompresorových soustav. Technicky je spirálový kompresor velmi jednoduchý, ale jejich realizaci v praxi umožnila až výrobní technologie číslicově řízených obráběcích strojů. Funkce kompresoru je taková, že se pohyblivý rotor odvaluje po pevném rotoru a směrem z obvodu do středu rotorů postupně stlačuje páry chladiva v meziorotorovém prostoru. Tvar rotorů a jejich velikost zároveň určuje pevný kompresní poměr a objem nasátého chladiva. Jelikož dochází ke stlačování par chladiva v jednom směru, není u spirálového kompresoru uváděn škodlivý prostor, který snižuje u pístových kompresorů účinnost. Výhodou je také, že kompresor má malý počet pohyblivých dílů, tento faktor má vliv na životnost a spolehlivost stroje. Z konstrukce stroje vychází další výhoda a to plochá výkonová křivka, tedy malý pokles výkonu s klesajícím sacím tlakem a výhodné energetické vlastnosti (vysoký chladicí faktor). Tvary spirál jsou dány evolventami, které vznikají odvalováním přímky po kružnici. Nasátý objem a kompresní poměr vychází z tvaru lamel rotoru, které jsou určeny evolventou. Tyto přednosti kompresoru přispívají k širšímu uplatnění v praxi.

Spirálový kompresor má i určité omezení a nevýhody, na které je třeba si dávat pozor i při konstrukci. Hlavním omezením spirálových kompresorů jsou odstředivé síly vzniklé rotací rotoru, který je uložen vystředěně a to při otáčení vyvolává síly, které musí být odstraněny z důvodu spolehlivého provozu. Jelikož má spirálový kompresor kompresní poměr vestavěný, liší se vždy tlak v kompresoru od tlaku mimo něj. Tento kompresní poměr je dán tvarem rotorů. Pokud se spirály změní, změní se i tvar komor mezi rotory a tím i kompresní poměr. Protože jsou odchylky skutečného tlaku od tlaku vytlačného příčinou snížení účinnosti kompresoru, snaží se různí výrobci vestavěný kompresní poměr přiblížit skutečnému tím, že vyrábí různé tvary rotorů nejen z důvodu různé výkonnosti kompresoru ale i z hlediska vestavěného poměru. Výrobní konstruktéři musí uvažovat další vlivy. Mezi základní vlivy patří utěsnění rotorů vůči sobě, aby pracovní komory mezi rotory byly dokonale těsné, v radiálním směru mezi plochami spirál a v osovém směru mezi hranou spirály a přiléhající plochou dna druhého rotoru. Utěsnění mezi spirálami je dáno výrobním provedením tvarů spirál, které se po sobě

odvalují, při kterém nesmí docházet za chodu kompresoru ke smýkání ploch o sebe, což vede k zadření kompresoru. Někteří výrobci dodávají těsnící třecí plošku z grafitového materiálu s nízkou hodnotou tření, která je umístěna ve hraně spirály.



Obr. 2–4 Spirálový kompresor a řez kompresoru [25]

2.1 Turbokompresory

Turbokompresory patří do skupiny dynamických kompresorů a využívají se nejen v technice chlazení. Turbokompresor se využívá v metalurgii při výrobě železa, dopravují vzduch do konvektorů, do vysokých pecí, využívá se při výrobě kyslíku a dělení vzduchu, v dolech, talových plynárnách, při podzemním zplynování uhlí. Také jsou součástí spalovacích turbín, tlakovzdušných elektráren a v neposlední řadě klimatizačních zařízení. Využití kompresoru je i v chemickém průmyslu při zpracování ropy a zemního plynu. Ve zmiňovaném klimatizačním zařízení se využívá, kde se jedná o stlačování velikých množství vzdušiny. Jelikož chladicí výkon je úměrný množství vzdušiny, jsou turbokompresory užívány zejména u chladírenských zařízení s vyšším chladicím výkonem např. klimatizace velkých budov, doly, hutě ale i v chemickém a potravinářském průmyslu. Využívá se i pro kluziště, nebo ve výzkumech v aerodynamických tunelech při nutnosti nízkých teplot.

Do skupiny dynamických kompresorů se zařazuje z důvodu změny momentu hybnosti mezi rotačními mechanickými prvky a stále proudící tekutinou. Pro efektivnost hybnosti se využívá vysoká rotační rychlost ale při menších vibracích a opotřebením. To je možné z důvodu minimálního počtu kontaktních dílů (nebo celková absence) v případě pístů nebo lopatek. Protože jsou objemové toky spojitě, turbokompresor má i větší objemovou kapacitu při menší velikosti než u jiných objemových zařízení.

Konstrukce a princip kompresoru.

Využití v klimatizačních zařízeních je velmi výhodné z důvodu schopnosti produkovat vysoký tlakový poměr. Principem je sací proud, který vstupuje do rotujícího oběžného kola osově a je vytlačován radiálně při vyšší rychlosti. Změna průměru u oběžného kola zvyšuje rychlost plynu. Tato dynamická rychlost (tlak) se převede na statický tlak přes difúzi, která často začíná uvnitř oběžného kola a končí v radiálním difuzoru a spirální skříní vně oběžného kola [26].

Plyn je nasáván přes komoru, sadou nastavitelných naváděcích lopatek nebo přes externí sací klapku před vstupem do oběžného kola. Tato část se využívá pro regulaci kompresoru. Nasávací komora má za úkol převést proudění ze sacího hrdla kompresoru do sacího hrdla prvního stupně. Geometricky je tato část složitá, a proto jsou i podmínky proudění složité. Proto se na laboratorních modelech provádí hledání ideálního tvaru nasávací komory. Lze říci, že plyn má zrychlovací tendenci v komoře, jelikož výstupní rychlost ze sací komory, která je současně vstupní rychlostí do sacího hrdla prvního oběžného kola, je 2 – 3x vyšší, než vstupní rychlost do sací komory. Tato rychlost je totožná s rychlostí v sacím hrdle turbokompresoru a má zpravidla stejnou hodnotu jako rychlost v sacím potrubí, tj. okolo 30 m³/s [4].

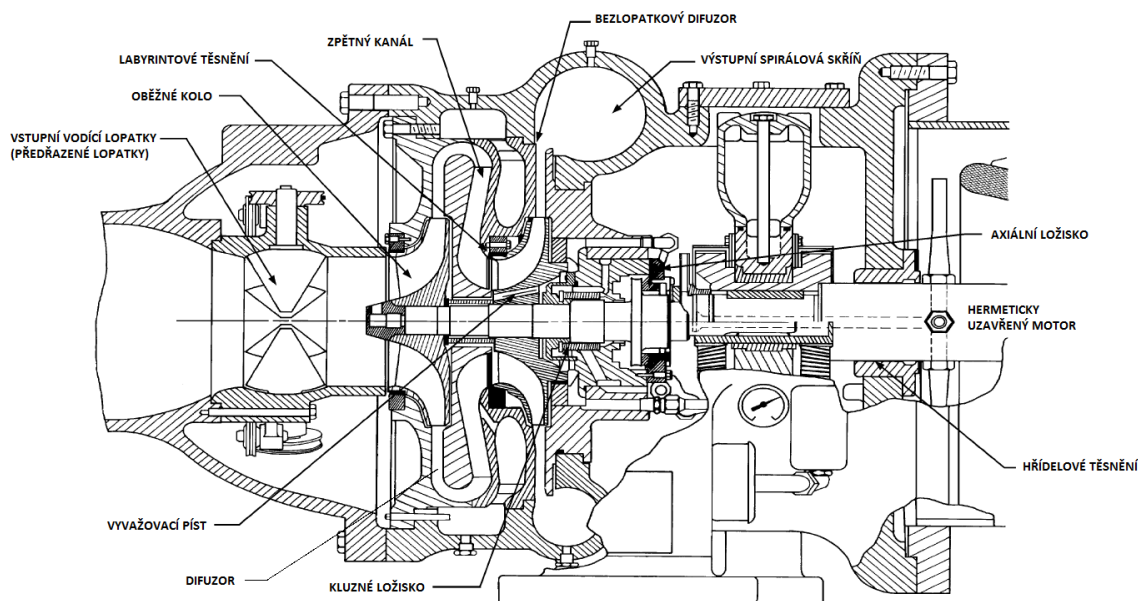
Na konci kompresoru je plyn vysokou rychlostí veden z oběžného kola do radiálního difuzoru. Tento difuzor je řešen jako bezlopatkový nebo lopatkový. Lopatkové difuzory jsou využívány při nutnosti produkovat vysoký tlak plynu. Lopatky jsou buď pevné, nebo nastavitelné. Při kombinaci difuzoru s naváděcími lopatkami, lze toto řešení využít při řízení kompresoru (společně se vstupními nastavitelnými lopatkami). Význam má i mezera mezi oběžným kolem a difuzorem. Zde může docházet k uklidnění proudění za oběžným kolem a tím ke zlepšení účinnosti difuzoru a snížení hlučnosti. Ze stejného důvodu je počet lopatek difuzoru jiný než počet lopatek oběžného kola, s ohledem na potkávání se lopatek difuzoru s lopatkami oběžného kola ve stejné chvíli. Z tohoto důvodu může vznikat tzv. sirénový hluk. Bezlopatkové difuzory se používají především u posledních stupňů, kde se průtokový objem vzdušiny mění mnohem více než u prvních stupňů kompresoru. Doporučuje se větší radiální rozměr bezlopatkových difuzorů, z důvodu menší intenzity difuze než u lopatkových.

Z difuzoru je veden plyn přes výstupní komoru. Výstupní komora převádí plyn z difuzoru posledního stupně do výstupního hrdla kompresoru, které navazuje na výstupní potrubí. Výstupní hrdlo komory, které je současně výstupním hrdlem turbokompresoru odpovídá hodnotě rychlosti ve výstupním potrubí, cca 30 m³/s. Proudění je značně

zpomalované, z důvodu rychlosti na výstupu z difuzoru je rychlost větší 2 – 3x. Výstupní komora má tvar spirální skříně, buď jednoduché, nebo dvojité. Stejně jako u vstupní komory je tvar složitější, proto se nejdříve modeluje a nachází nejvíce ideální tvar.

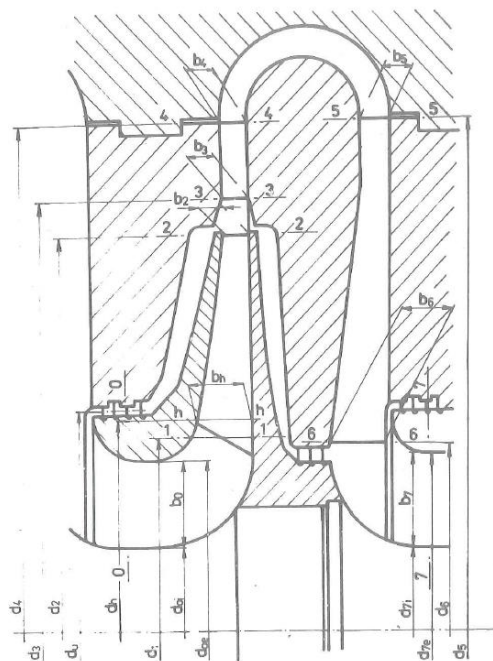
Oběžné kolo kompresoru může být jedno, pak je kompresor jednostupňový. Využití dvou nebo více oběžných kol se jedná o vícestupňový kompresor. Oběžná kola musí být namontována ve stejném pouzdru. Maximální použití oběžných kol je z konstrukčního hlediska omezeno na 10. Pokud je kompresor vícestupňový, plyn vypouštěný z první fáze je veden na vstup do druhého stupně prostřednictvím kanálku. Zpětný kanál je osazen sadou pevných rovných lopatek nebo sadou nastavitelných vstupních vodících lopatek. Plyn nabírá v každém kanálu větší hybnost a v poslední fázi vystupuje z oběžného kola do spirální skříně. Mění se ve zpětném kanálu centrifugální proudění na centripetální proudění, tzn., že úhel proudu bude 90° a to z důvodu radiálního směru při vstupu do dalšího stupně. Z této části je vysoký tlak plynu odváděn z kompresoru. Často se v některých aplikacích využívá vícestupňových kompresorů, kde mezi operační toky plynů mají mezifázi. Jeden kompresor provádí několik funkcí při různých teplotách. Jednotlivé konstrukční prvky jsou vidět na obr. 2–5.

Z hlediska konstrukce odstředivých kompresorů se sací průtok pohybuje mezi $0,03\text{--}15\text{ m}^3/\text{s}$, s rychlostí otáčení 1 800 až 90 000 ot/min. Nedoporučuje se nasávat příliš malé průtoky vzduchu z důvodu neekonomického provozu stroje. Také vysoké úhlové rychlosti jsou spojené s nízkým objemových průtokem stanovující minimální praktický objem většiny odstředivých aplikací. Maximální hranice objemu je stanovena podle fyzické velikosti. Je ale počítáno s hodnotou $15\text{ m}^3/\text{s}$ na kompresor mající průměr 1,8 až 2,1 m.



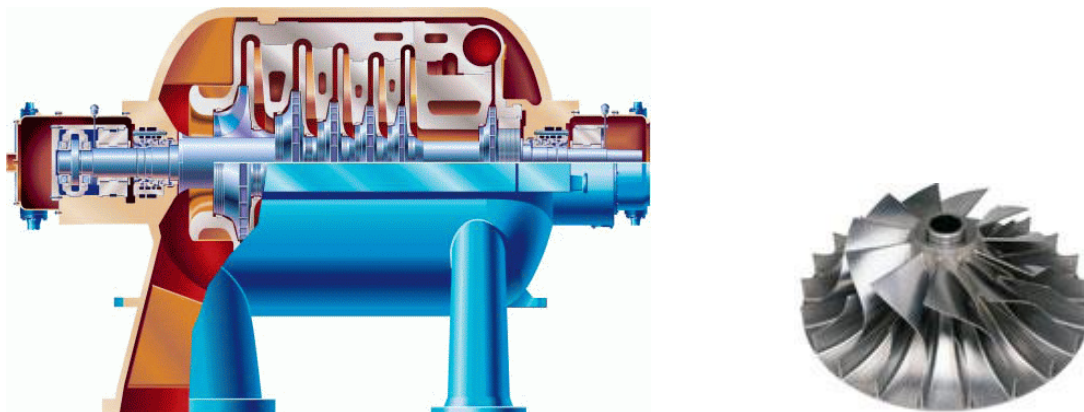
Obr. 2–5 Řez turbokompresorem [26]

Základní typy turbokompresorů jsou radiální a axiální. Axiální provedení je vhodné pro práci v oblasti větších nasávaných množství než radiální. Proto je jejich použití v chladicích zařízeních dost výjimečné. V praxi se tedy rozumí pod pojmem chladičový turbokompresor, turbokompresor jehož základní jednotkou je radiální stupeň. Tento stupeň je znázorněn na obr. 2–6. Kde je 0 – 1 vstupní koleno, 1 – 2 oběžné kolo, 2 – 3 mezera mezi oběžným kolem a difuzorem, 3 – 4 difuzor, 4 – 5 vratný pohyb, 5 – 6 vratný kanál a 6 – 7 výstupní koleno. Čistě radiální stupně turbokompresorů se používají velmi zřídka a většina těchto stupňů je konstruována s axiálním vstupem a při jeho návrhu lze zanedbat prostorový charakter proudění a návrh stupně provést dle návrhu radiálního stupně čerpadla, ventilátoru a kompresoru [5].



Obr. 2–6 Radiální stupeň turbokompresoru [4]

Jak již bylo řečeno, některé radiální stupně pracují s bezlopatkovým difuzorem a některé radiální stupně bez vratného pohybu, vratného kanálu a výstupního kolena. Poté jejich difuzory navazují na vyváděcí kanály do mezichladičů, nebo do výstupní komory spirálové skříně. Hlavní rozměry radiálních stupňů rozhodující o průběhu kompresního procesu ve stupni jsou vstupní a výstupní průměr, šířka, úhel lopatky a počet lopatek oběžného kola. Zároveň také vstupní a výstupní průměr, šířka, úhel lopatky a počet lopatek difuzoru. V neposlední řadě také vstupní a výstupní průměr, šířka, úhel lopatky a počet lopatek vratného kanálu. Dalšími aspekty jsou tvar střednice lopatky, tvar obrysové čáry profilu lopatky atd.



Obr. 2–7 Řez Turbokompresorem a oběžné kolo kompresoru [5]

Pro turbokompresory je specifické dodržování požadavků na těsnost průtočné části kompresoru, oproti okolí vyžaduje velmi tuhé provedení skříně. Největší náchylnost k úniku je v části dělicí roviny. Proto jsou navrhovány velmi tuhé příruby. S těsností této části souvisí i velikost přitlačného tlaku obou polovin škríní, která vyžaduje vysokou hustotu roztečí spojovacích šroubů. Celková těsnost se provádí ověřením plynem nebo vzduchem. Zatížení bývá o 50 % vyšší, než je provozní tlak v kompresoru. Dimenze přípojek přívodních i odvodních je napočítána na takovou rychlost, aby odolala Machovu číslu 0,1 až 0,3. Jako materiál pro plášť kompresoru se nejčastěji používá litina, která odolává teplotám -100 °C a tlaku vyšším jak 2 MPa. Dále jsou používány materiály jako ocel a různé slitiny kovu. Materiál musí odolávat nízkým teplotám, vysokým tlakům, vysokým nárazům a někdy i nebezpečným látkám.

Důležitou konstrukční vlastností je i mazací systém. Je třeba zajistit mazání částí, které to vyžadují. Zařízení, kterému je třeba dodávat mazivo (ložiska, ozubená kola...) se dělí na interní nebo externí. Dle toho jestli pracuje v chladicí atmosféře nebo ne. Pro jednodušší řešení, velikost a výše nákladů je nejvíce využíváno vnitřních ložisek, jak je zobrazeno na obr. 2–5. Často je i kompresor vybaven vnitřním olejovým čerpadlem, poháněným vnitřním motorem nebo hřídelem kompresoru. Olejové čerpadlo se často využívá pro start a servis kompresoru. Problémem je propustnost oleje do chladivového systému, ale v opačném případě se to řeší rozpustností menšího objemu chladiva v oleji. V kompresoru bývá přibližně 20 % hmotnosti chladiva v průběhu nečinnosti a 5 % v průběhu provozu. Toto chladivo pochází z roztoku pěny oleje, za provozu kompresoru. Jako prevence proti nadměrnému pění z kavitace olejového čerpadla a ložisek je používán ohříváč oleje, který minimalizuje chladicí rozpustnost při nečinnosti stroje. Z tohoto důvodu je teplota oleje v udržovacím režimu mezi 55 a 65 °C v závislosti na tlaku. Jakmile se kompresor spustí, olej se ochladí z důvodu zvýšení viskozity a maximalizuje retenci chladiva během nabíhacího režimu kompresoru. Prudký pokles tlaku má tendenci přesycení oleje a to produkuje více pěny při startu, než dojde ke snížení tlaku za kompresorem. Proto je určen poměr tlaku, aby nedocházelo k nevyhovujícímu pění. Celý systém je zabezpečen těsněním hřídele, které zajišťuje minimální únik oleje.

Další specifickým rysem jsou ucpávky. Vzhledem k vlastnostem chladiv jsou turbokompresory vůči okolí vybavovány třecími olejovými ucpávkami, kde třecí pár je tvořen dvojicí, grafit syceným kovem – nitridovaná ocel. Olej ucpávky je odebírán z okruhu mazacího olejového hospodářství [4]. Do odlučovacího systému je vedena malá část oleje, která přichází na vnitřní straně ucpávek do styku se stlačovaným chladivem.

V tomto odlučovači se odděluje olej od plynu. Po rozdělení oleje a plynu se olej vede zpět do olejového kompresoru, plyn se po vyčištění vrací do sání kompresoru. Ucpávkový systém turbokompresoru se skládá z provozní a klidové ucpávky. Rozdíl mezi nimi je pouze v činnosti kompresoru. Pokud je kompresor v činném stavu, tak plynový prostor utěsňuje ucpávka provozní. Za stavu klidu, plynový prostor utěsňuje ucpávka klidová.

Regulace turbokompresorů

Regulace turbokompresoru probíhá z důvodů změny výkonu a z důvodu aby se nedostaly do levé oblasti od kritického bodu, tzn. mez, kdy nastává tzv. pumpování (pompážní, antipompážní regulace). Tato hranice je vyznačena na obr. 2–11.

Jedním z používaných druhů regulace je změna otáček neboli regulace konstantního tlaku. Při navýšení tlaku ve výtláčném hrdlu turbokompresoru vyšle snímač tlakové diference impuls do regulátoru, který ovládá regulační klapku na přívodu. Regulační klapka změnou od regulátoru přiškrtí přívod páry do turbíny a otáčky klesnou. Tento typ regulace je hospodárný ale lze jej použít pouze u pohonů s možností změny otáček.

Dalším typem je regulace změnou vlastností průtočné části turbokompresoru. U tohoto typu jsou často užívány vstupní naváděcí lopatky, pokud se jedná o jednostupňový kompresor. Naváděcí lopatky jsou zabudované před oběžným kolem. Natáčením lopatek v sání a lopatek difuzorových u kompresoru radiálního, u axiálního kompresoru se děje pomocí lopatek statorových, natáčecí lopatky vyvolávají změnu charakteristiky stroje a tím i změnu výkonnosti. U vícekolových turbokompresorů vyžaduje obvykle technologický proces, do kterého jsou kompresory začleněny několik přísávání [4]. Proto je-li to potřebné, jsou naváděcí lopatky umístěny v každé sekci vždy před první kolo. Regulace je spíše hospodárná, ale zařízení je dosti složité.

Škracení v sání bývá velmi častou regulací u turbokompresorů poháněných elektromotorem při stálých otáčkách. Pokud se zvýší výtláčný tlak za kompresorem tak tuto skutečnost zaznamená tlakový snímač a vyšle signál do regulátoru, který přivře regulační klapku v sání. Při tomto škracení zůstává konstantní tlakový poměr, tudíž se tlakové rozdíly vyrovnávají v určitém poměru a tím je regulován výkon kompresoru. Výhodou je jednoduché zařízení.

Regulace přepouštění z výtlaku do sání je dalším typem regulace, který je ale dosti neekonomický a hlučný. Principem je překročení nastavené hodnoty výtláčného tlaku,

kteřý přepouští regulátor přes škrťací orgán část vzduchu z výtlačku do sání nebo (regulace odfukem) se tento vzduch vypouští do atmosféry.

Posledním typem regulace je antipompážní regulace. Tento druh regulace vysvětluje literatura [4] jako zamezení vzniku pompáže, která se objevuje při poklesu nasávaného množství pod hranici stabilní oblasti. Nasávané množství je měřeno jako tlaková diference na výtlačném (sacím) potrubí. Tlaková diference je převedena v pneumatickém vysílači tlakové diference na úměrný tlak laděného vzduchu. Laděný signál je zaveden jako měřená hodnota do regulátoru. V regulátoru se měřená hodnota porovnává s nastavenou žádanou hodnotou a v závislosti na nastavení regulátoru je vysílán výstupní tlak pro ovládání pohonu přepouštěcího ventilu. Pístový pohon přepouštěcího ventilu je vybaven korektorem, který řídí přívod ovládacího vzduchu a zabezpečuje zdvih ventilu úměrný výstupnímu signálu laděného vzduchu z regulátoru. Při záporné regulační odchylce, tj. při měření nasávaného množství vzduchu menším než je nastavená žádaná hodnota v regulátoru, přepouštěcí ventil otvírá a přepouští vzduch do atmosféry. Při kladné regulační odchylce je přepouštěcí ventil uzavřen.

Pohony turbokompresorů

Nejvíce jsou pro pohon turbokompresoru používány elektromotory, parní a spalovací turbíny. Je možno použít i vodní turbínu ale tento druh pohonu se využívá velmi málo. Druh pohonu zvolí po uvážení projektant. Hlavním problémem je přizpůsobením otáček stroje pohonu a kompresoru při dané výkonové rovnováze. Druh pohonu je také závislý na dispozici objektu, možnosti připojení elektrické energie, páry, plynu, oleje. Určujícím faktorem je také cena. Konstrukčně je nutno přihlížet k charakteru pracovního režimu turbokompresoru. Je třeba hledět na rozběhové režimy, ustálený provoz, jejich četnost a další.

Nejčastěji využívané jsou asynchronní elektromotory. Používá se pro větší výkony, kde je ještě vyžadována kompenzace tzv. jalového účinku. Motory jsou využívány s regulovanými otáčkami. Výhodou je, možnost regulovat dopravované množství a není třeba tuto regulaci provádět v škrťacích orgánech jako difuzor nebo představitelné lopatky u motorů s konstantními otáčkami. Jeho výhodou je jednoduchost v provedení i obsluhy, relativně nízké pořizovací náklady, vysoká účinnost a provozní spolehlivost a vysoký záběrový moment. Nevýhodou jsou nízké otáčky, proto se při nižších výkonech (30 - 50 kW) využívá převodovky mezi kompresorem a elektromotorem. Asynchronní motor se používá do výkonů až 12 MW.

Synchronní motory se využívají až do výkonu 50 MW. Nevýhodou je nízký záběrový moment, který je asi 30 % jmenovitého momentu. Výhodou je kompenzace účinníku ale i schopnost motoru stabilizovat síťové napětí a vyrovnat napěťové výkyvy. Pokud je motor umístěn v nebezpečném prostředí, např. chemické provozy, tak je zapotřebí použít motor se speciální úpravou do výbušného prostředí.

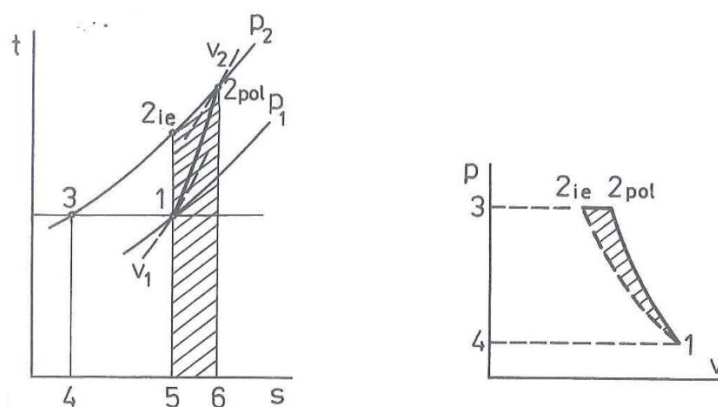
Pohon parní turbíny se využívá tam, kde je k dispozici vyrobená pára, velké příkony kompresoru a je vyžadován velký regulační rozsah. Vstupní i výstupní parametry jsou voleny podle technologického schématu celé výroby, do které je kompresor navržen [4]. Jsou dva druhy pohonu parní turbíny, kondenzační nebo protitlaková. Výstupní výkony turbíny se pohybují v rozmezí 6 – 150 MW. U vyšších výkonů se používá typ kondenzační. Volba typu turbíny záleží na počtu otáček, teplotě, tlaku vstupní páry, odběru teploty chladicí vody po kondenzaci a její kvalita ale také celková konstrukce. Výhodou parní turbíny jako zdroje pohonu je možnost změny otáček. Kompresor pak pracuje ekonomicky v závislosti na rozsahu nasávaného množství chladiva a stlačení. Naopak nevýhodou je relativně pomalý náběh, větší konstrukční složitost a vyšší cena.

Jako typ pohonu spalovací turbína se často používá v provedení dvouhřídelové, kde otáčky regenerační a výkonové části jsou různé. Hlavní problémem je sladit otáčky turbíny a poháněného kompresoru. Musí se zvolit vhodná obvodová rychlost vzhledem k prašnosti. Čím vyšší bude obvodová rychlost, tím více bude docházet k erozi lopatek turbíny, vlivem prašnosti. Výhodou je, že spalovací turbína má relativně nízké pořizovací náklady, nízkou hmotnost, malou až žádnou spotřebu vody, pružnost v provozu, rychlé najíždění provozního režimu a především možnost použití dopravovaného media jako paliva. To je využíváno v technologiích, kde chladivem je propan, propylen aj.

Základní výpočty pro turbokompresor.

Další část je zaměřena na základní výpočty turbokompresorů a jejich dílčích částí. Cílem není detailně se seznámit s návrhem kompresoru ale nastínit problematiku a nutnost započtení různých konstant, které jsou závislé na konstrukci stroje.

Pro potřebné výpočty je třeba znát diagram chladicího cyklu, který je popsán a zobrazen v kapitole 1.2 Chlazení. Dále je třeba znát diagram T - s a p - V. Diagram T - s a p - V pro proces v jednom stupni radiálního kompresoru je znázorněn na obr. 2–8.

Obr. 2–8 Diagram T - s a p - v turbokompresoru [1]

Předpokládá se, že celý stupeň je dokonale izolován, tudíž teplo se nesdílí do okolí ani se neodvádí ze vzdušiny. Z důvodu tření plynů o stěny, víření a nárazy plynu vznikají ztráty, proto komprese není izoentropická (body $1-2_{ie}$) ale polytropická (body $1-2_{pol}$), kde exponent polytropy je větší než je izoentropický exponent. Teplota komprese $t_{2_{pol}}$ je vyšší než teoretická v bodě $t_{2_{ie}}$. Na obr. 2–6 v první části kompresoru 0-1 se práce nepřivádí, entropie roste úměrně ztrátám a také díky ztrátám poklesne celkový tlak. V části 1-2 se přivádí práce, zvyšuje se teplota a v důsledku ztrát roste entropie. V dalších částech 2-7 se práce již nepřivádí, teplota neroste, hodnoty celkových tlaků a entropií se určí pomocí úbytků celkových tlaků a přírůstků entropií. V diagramu T - s lze vidět, že plocha ohraničená $512_{ie}34$ je izoentropická technická práce a zvětší se o plochu $512_{ie}2_{pol}6$, která představuje přírůstek práce. Tento přírůstek se skládá ze dvou částí a v diagramu p - V je to plocha $12_{ie}2_{pot}$. Z první části a to teplo vznikající z tření (z části plocha $512_{pot}16$). Z druhé části a to úměrně zvětšení technické práce v důsledku zvýšení teploty plynu vlivem třecích ztrát, v diagramu plocha $12_{ie}2_{pot}$.

Pro výpočet rychlosti v daném průřezu pro zadanou velikost hmotnostního průtoku M , úhlu proudu α , teplotě T_i a tlaku p_i . Lze pomocí rovnice kontinuity (2), rovnice energetické (3) a vztahem mezi celkovým a statickým tlakem (4), vypočítat rychlost v daném průřezu (5) [4].

$$M = S_i \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot \sin \alpha_i \quad (2)$$

$$h_i'' = h_i + \frac{c_i^2}{2} \quad (3)$$

$$p_i = p_i'' \cdot \left(\frac{T_i}{T_i''} \right)^{\frac{k}{k-1}} [Pa] \quad (4)$$

$$c_i = \frac{K_i}{\left(T_i'' - \frac{c_i^2}{2c_p}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad [m^3/s] \quad (5)$$

Kde K_i je konstantou za daných okolností.

Absolutní charakteristika turbokompresoru je měřená pro konkrétní stav pracovního plynu na sání tj. teplotu a tlak. Tato skutečnost znamená, že změní-li se stav plynu v místě sání, změní se i hmotnostní tok kompresoru při zachování stejných otáček. Takže přesnost kompresoru se snižuje se změnou teploty nebo tlaku na sání kompresoru. Vytvořit absolutní charakteristiku, potažmo naměřit, pro všechny stavy pracovního plynu na sání je prakticky nemožné a z důvodu použitelnosti i nevyhovující v praxi. Bylo by nutné stále vyhledávat charakteristiku turbokompresoru podle veličin na sání kompresoru. Pro výpočty hmotnostního průtoku případně používá Machovo číslo. Velikost Machova čísla ovlivňuje práci oběžných kol turbokompresoru v oblasti velkých až nadzvukových rychlostí. Při hodnotě $Ma = 1$ dochází k zásadním kvalitativním změnám vlastnosti proudění. Rychlost proudu dosahuje rychlosti zvuku, při hodnotách $Ma > 1$ je proudění nadzvukové. Právě díky nadzvukovému proudění vznikají rázové vlny, při nichž dochází k disipaci energie a hlučnosti stroje. Při práci oběžných kol v malých rychlostech ovlivňuje hodnota Reynoldsova čísla. Machovo číslo lze vztahovat ke vstupní relativní rychlosti w_1 , která je součtem rychlostí absolutních c_1 a obvodové rychlosti u_1 . K těmto rychlostem se vztahuje i ztrátový součinitel ξ_{12} na oběžném kole. Reynoldsovo číslo ztrácí význam při zvyšování rychlosti, jelikož se vytrácí i relativní velikosti sil třením. Mezní hodnota Reynoldsova čísla R_m je závislá na oblasti automodelnosti. Z důvodu vysoké složitosti výpočtu je vhodné překonat tuto oblast automodelnosti a udržovat hodnotu Reynoldsova čísla R_m v mezních hodnotách. Hodnoty Reynoldsova čísla pro oběžné kolo (6), difuzor (7) a vratný kanál (8) jsou uvedeny níže [4].

$$Re_{w1m} = 1,36 \cdot 10^5 \quad (6)$$

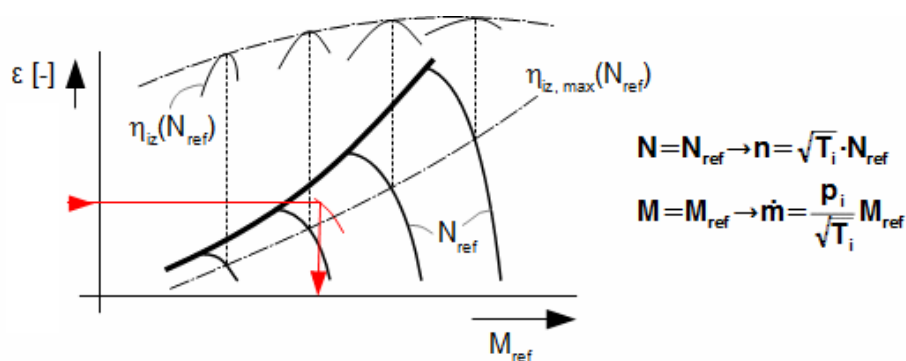
$$Re_{c3m} = 2,44 \cdot 10^5 \quad (7)$$

$$Re_{c5m} = 2,44 \cdot 10^5 \quad (8)$$

$$\xi_{12} = \frac{a_{zok}}{\frac{w_1^2}{2}} \quad (9)$$

$$Ma_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_1}} \quad (10)$$

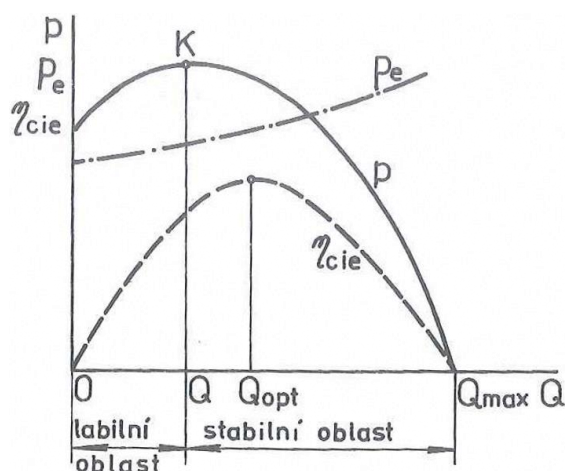
Udává se, že dolní hranice, při které jsou ztráty minimální je $Ma_{w1} = \text{cca } 0,2$ a maximální horní hodnoty Machova čísla jsou $Ma_{w1m} = 0,85 - 0,95$. Velikost hraničních hodnot závisí na tvaru kola, hlavně na zahnutí lopatky. Lze říci, že hodnota maximálního Machova čísla Ma_{w1m} udává maximální hmotností průtok. Z tohoto závěru lze určit i maximální hmotnostní průtok pro danou obvodovou rychlost. Budeme-li brát v úvahu, že při změně teploty a tlaku stavových veličin na vstupu se změní především objemový průtok a tím i rychlost, tak poté výpočtem Machova čísla pro absolutní a relativní rychlost je sestrojena univerzální charakteristika kompresoru obr. 2–9.



Obr. 2–9 Závislost skutečného průtoku kompresorem z univerzální charakteristiky [5]

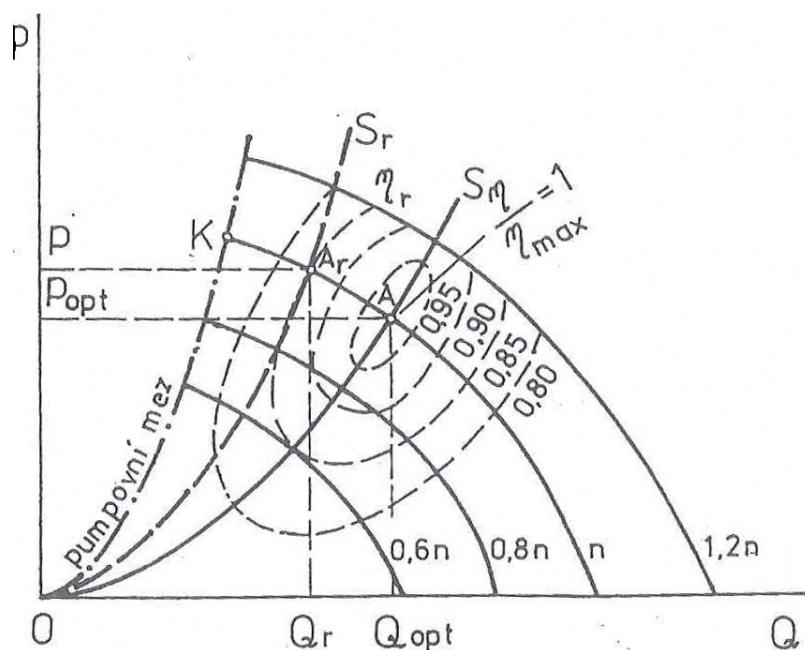
Základem grafu je univerzální charakteristika kompresoru, která vychází z bezrozměrového průtoku a otáček. Na výsledné charakteristice je uveden typ kompresoru a stav na sání. Tento stav na sání se nazývá referenční při tlaku a teplotě. Také platí, že vnitřní účinnost je funkcí Machových čísel, proto pro stejné bezrozměrové otáčky bude turbokompresor dosahovat i stejných vnitřních účinností.

Diagram závislosti sledované veličiny na výkonnosti Q je zobrazen na obr. 2–10 pro radiální turbokompresor. Mezi tyto charakteristiky patří tlaková, příkonová a účinnostní.



Obr. 2–10 Charakteristika turbokompresoru [1]

Po sloučení těchto charakteristik do jedné, vznikne diagram, který je zobrazen na obr. 2–11. Pro optimální stanovení provozních podmínek, tzn. pro provoz při požadované výkonnosti, nejlepší účinnosti, se sestavují jeho tlakové charakteristiky pro různé otáčky do tohoto diagramu s křivkami konstantních poměrných účinností.



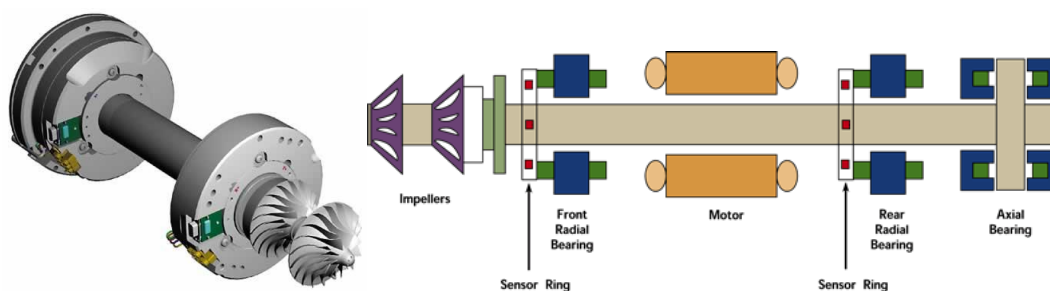
Obr. 2–11 Společná charakteristika turbokompresoru [1]

V poli charakteristik na obr. 2–11 pro radiální kompresor, je zakreslena závislost tlaku v cirkulačním okruhu na výkonnosti Q , tj. charakteristika S spotřebiče. Jedná se o průběh součtů tlaku plynu před spotřebičem a hydraulických odporů v potrubí. Tyto odpory jsou závislé na čtverci rychlosti, charakteristika sítě je znázorněna parabolou. Její vrchol leží na ose p v bodě $Q = 0$. Tlaková charakteristika pro otáčky n protíná charakteristiku okruhu S v provozním bodě A , který má být vždy stabilní na této větvi [1].

Pokud lze najít pracovní bod, kdy výkonnost kompresoru provozu má maximální účinnost pak se jedná o nejehospodárnější provoz. Průběh S_r se může měnit, například při zvýšení odporu cirkulačního okruhu, což v praxi znamená zanesení chladičů. Poté provozní bod A přejde do průsečíku A_r a kompresor pracuje s nižší účinností μ_r . V grafu je vyznačena pumpovací mez. Pumpování turbokompresoru je proces kdy v bodě K na pumpovní mezi k dojde k takovému zmenšení objemu plynu ve vstupních hrdlech, že odstředivé síly jsou překonány přetlakem v síti a nastává zpětné proudění do sání kompresoru. Tím poklesne tlak na výtlaku kompresoru na přibližně p_c , průtočný objem kompresoru vzroste na Q_c a děj se opakuje kompresor „pumpuje“. Neupraví-li se provoz kompresoru, vyvolávají pulzace zvýšené namáhání rotoru i některých částí statoru a může dojít k poruše stroje [1].

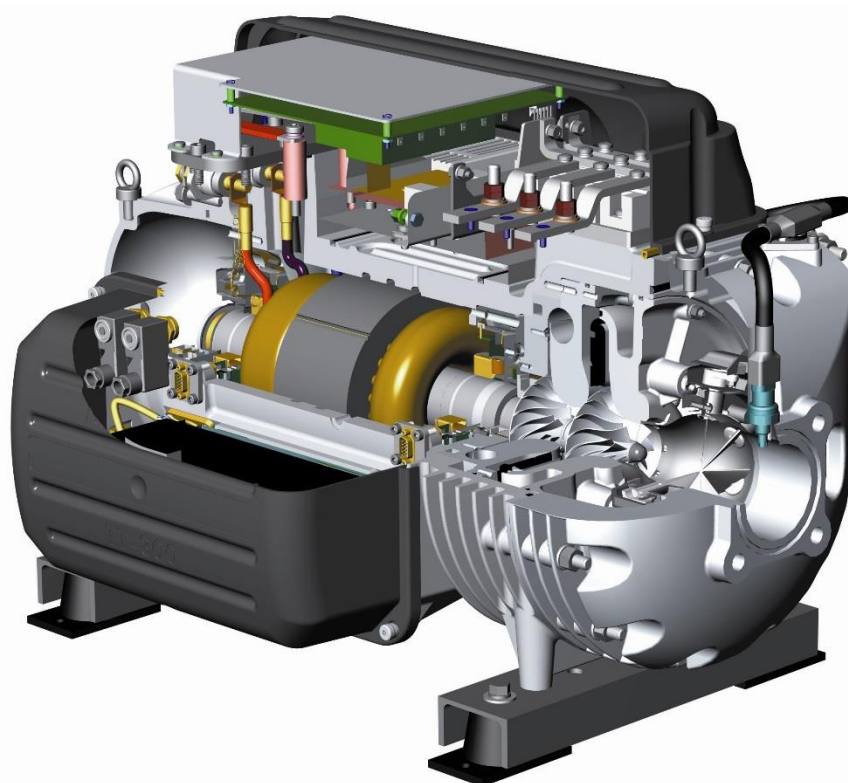
Chladivový kompresor Turbocor

V technické praxi se lze setkat s turbokompresorem, který je nazýván Turbocor. Často jsou tato zařízení zaměňována, nebo dokonce považována za jedno a totéž zařízení. Turbocor je druh kompresoru, který konstrukčně vychází z turbokompresoru. Je opatřen turbínou a používá se pro vyšší chladicí výkony. Turbocor vyrábí pouze firma Danffos, který kompresor technicky vylepšila. Turbocor se liší od turbokompresoru tím, že je opatřen magnetickými ložisky, což v praxi znamená absenci mazného systému a úsporu energie, která by musela být vynaložena na tření mezi ložisky a hřídelí turbíny. Samotná levitace hřídele, viz obr. 2–12 probíhá za pomoci dvou radiálních (front-rear radial bearing) a jednoho axiálního ložiska (axial bearing). Nosné senzory (Sensor ring), snímají pohyb hřídele a informace o pohybu. Tyto informace vysílá v čase do digitálně řízeného ložiska umístěného na hřídeli. Ložisko okamžitě přijímá informaci a udržuje ve správném místě hřídel kompresoru. Pokud nastane výpadek energie, ložisko není napájeno, uhlíkové kompozity umístěné v části dotyku hřídele a ložiska zabrání poškození kompresoru.



Obr. 2–12 Hřídel kompresoru Turbocor [27]

Turbocor se vyznačuje také lepší elektronickou číslicově řízenou regulací, řídicím softwarem a lépe zvládnutým monitoringem než u klasických turbokompresorů.



Obr. 2–13 Turbocor od výrobce Danfoss [27]

3. Spotřeba energie

Spotřeba energie jsou důležitým aspekt pro výběr klimatizačního zařízení, z důvodu výrazného energetického podílu na energetické spotřebě celé budovy. Čím vyšší výkon na chladicí zařízení požadujeme, tím jsou více sledovány faktory na úsporný provoz. Pokud chceme snížit energii na chlazení, měli bychom hledět na požadovaný chladicí výkon. Ten se odvíjí od ztráty tepla, která je dána celkovou konstrukcí budovy, tepelně technickými vlastnosti nebo vnitřními zisky budovy. Pokud příznivě ovlivníme tyto faktory, můžeme docílit snížení chladicího výkonu, který je nutný pro chlazení budovy.

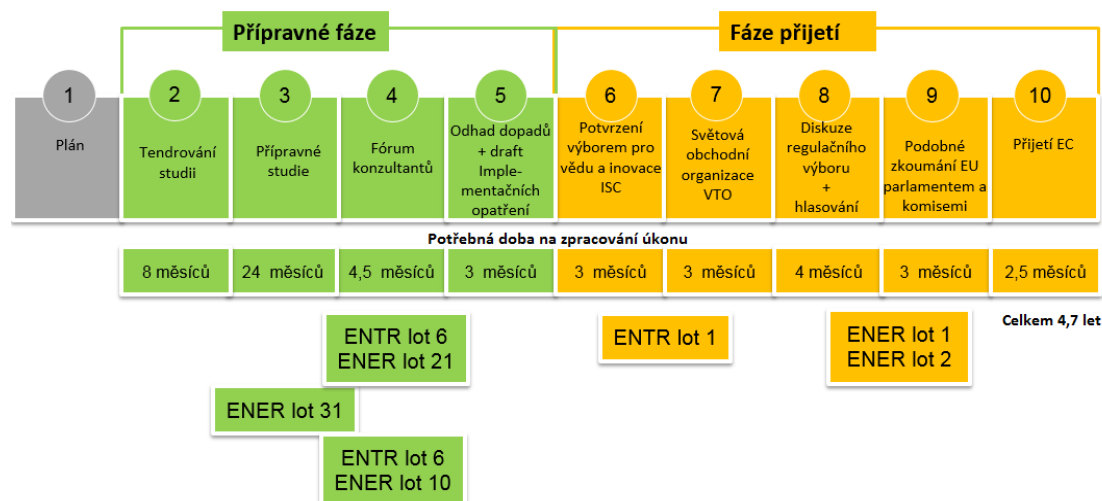
Z hlediska klimatizačního zařízení je nutné dbát na nejvhodnější aspekty, které ovlivňují energetickou bilanci. Např. rozvody chladného vzduchu (vody), správná regulace a ovládání jednotky, technické provedení jednotky (druh výměníků, kompresoru, ventilátoru) a další nedílné součásti, které se podílí na výsledných spotřebách energie, jako jsou oběhová čerpadla aj.

Chladicí zařízení se vždy dimenzuje na extrémní podmínky. Je třeba zahrnout podmínky zimy i léta. V zimě je zapotřebí znát minimální venkovní teplotu z důvodu chlazení data center, které jsou chlazeny celoročně a jsou v tomto období využívány systémy free-cooling, které mají výrazný podíl na úspoře energie. V letním období je třeba znát extrémní podmínky v místě, kde bude zařízení umístěno. Všechny tyto faktory je třeba zhodnotit v závislosti na udržení tepelné pohody a potřebných výkonů pro technologii.

3.1 Legislativa

V dnešní době je snaha o nejnižší energetickou náročnost při provozu zařízení. Měli bychom hledět nejen na počáteční investici ale i spotřebu energie. Parametry ekologického štítku stroje, nám usnadňují výběr zařízení, stejně tak jako vyhlášky, nařízení, směrnice aj., které se tímto zabývají a deklarující naměřené hodnoty zařízení.

Jednou z hlavních směrnic, kterou přijala Evropský parlament a rada je z října 2009 Směrnici o stanovení rámce pro určení požadavků na Ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie č. 2009/125/ES. Tato směrnice se týká i klimatizačních zařízení budov a jejich vztahu k životní prostředí, tzn. i zařízení jako elektrické motory (nařízení EK č. 640/2009), čerpadla (nařízení EK č. 641), ventilátory (nařízení EK č. 327/2011) a klimatizační zařízení (nařízení EK č. 206/2012). Komise pro energie tzv. ENER spravuje části týkajících se kotlů, ohříváčů vody, energetických ztrát, klimatizací < 12 kW, ventilátorů, motorů a chlazení. Tyto části jsou již ukončené a definované. Části jako místní vytápění, centrální teplovzdušné vytápění, motory, kompresory jsou ve fázi procesu zpracování a schvalování. Jak ukazuje obr. 3–1 proces vytváření Ekodesignu je zdlouhavý a časově náročný. Evropská komise pro podnikání se nazývá *ENTR* [28].



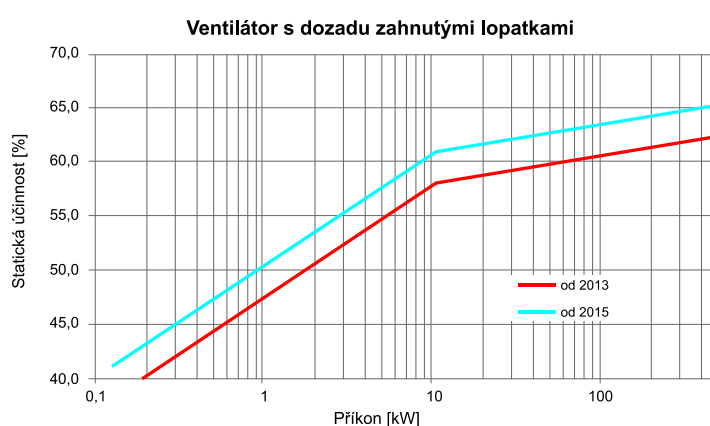
Obr. 3–1 Proces vytváření Ecodesignu [28]

Elektrické motory mají až 70% podíl na spotřebě elektrické energie v průmyslu. Definice úprav je v normě IEC 60034-30:2008 a nařízení EK. Požadavky na elektrické motory, jsou definovány kategorií účinností pro asynchronní 1 – otáčkové (2, 4 nebo 6 pólů), třífázové s kotvou nakrátko ve výkonu 0,75 – 375 kW. Jejich rozdělení je na *IE1* (standartní), *IE2* (vysoká) a *IE3* (prémiová) účinnost. Toto rozdělení udává minimální účinnost motoru v závislosti na typu a příkonu. Od 7. 2011 platí požadavek na minimálně *IE2*. Od ledna 2015 musí být tyto el. motory vybaveny automatickou regulací otáček a být v třídě účinnosti *IE3* nebo *IE2*. Od ledna r. 2017 musí tuto normu splňovat i motory s rozsahem 0,75 – 7,5 kW, kterých se netýkalo nařízení do r. 2017. V praxi to vede k používání synchronních bezkartáčových motorů s permanentními magnety a elektrickou komutací (EC motory), které již splňují super prémiovou třídu účinnosti *IE4*.

Oběhová čerpadla mají zavedený svůj index energetické efektivity tzv. *IEE*. Ten je poměrem váženého průměrného příkonu hodnoceného čerpadla v různých zátěžových režimech odpovídajících obvyklému proměnnému zatížení čerpadla během roku, k definovanému referenčnímu příkonu při prosté regulaci výkonu škrcením [3]. Pro regulaci bezucpávkových čerpadel s příkonem 1 – 2 500 W bylo přijato výše zmiňované nařízení EK. Pro ostatní čerpadla se legislativní nařízení teprve připravují. Od ledna r. 2013 musí mít čerpadla dle nařízení *EEI* index max. 0,27 (mimo speciálních čerpadel solárních okruhů), od srpna 2015 musí být index max. 0,23. Vyšší účinnosti se dosahuje použitím lepší regulace otáček použitím bezkartáčových motorů (EC motory) nebo lepší regulací pomocí frekvenčních měničů nebo upřednostnění plynulé regulace.

Z konstrukčního hlediska patří počet čerpadel, počet provozních hodin, nutnost odborného zásahu po dobu chodu a kontrola čerpadel k důležitým parametrům.

Účinnost ventilátorů se věnuje legislativní nařízení EK. Nařízení se týká ventilátorů s elektrickým motorem od rozmezí příkonu 125 W, až 500 W. Ventilátory jsou provedeny jako axiální, tangenciální, přetlakové. Minimální účinnost ventilátoru je pro každý typ určena jinak. Je vypočítávána ze vzorce, kde se zohledňuje způsob měření, kategorie A až D, kategorie účinnosti (statická nebo celková) a třída účinnosti. Od ledna 2013 platilo nařízení o zákazu používání ventilátorů s nižší účinností a od ledna 2015 platí druhá, přísnější úroveň minimální účinnosti. Tyto hodnoty lze odečíst z obr. 3–2.



Obr. 3–2 Minimální účinnost ventilátorů s dozadu zahnutými lopatkami [28]

Část nařízení EK o klimatizačních zařízeních se týká klimatizátorů vzduchu. Tyto klimatizátory jsou definované jako zařízení poháněná kompresorem napájeným z elektrické sítě do jmenovitého výkonu 12 kW, které jsou schopny chladit nebo ohřívat vnitřní vzduch za pomoci chladivového okruhu. V nařízení se rozdělují tyto jednotky na mobilní a pevné. U jednotek je daný faktor sezónní topný *SCOP*, chladicí faktor *EER* (*COP*), Evropský sezónní chladicí faktor *ESEER* a sezónní chladicí faktor *SEER*. Některé tyto hodnoty musí být uvedeny na energetickém štítku a jsou dělena do příslušných energetických tříd. Hodnoty chladicího faktoru se v praxi dosahuje lepší regulací kompresoru, ventilátorů, čerpadel, dimenzováním výměníku, akumulací chladu, minimalizací rozdílů teplot, minimalizací ztrát rozvodů atd.

Dle sbírky zákonů č. 193/2012, vyhláška ze dne 28. června 2013 o kontrole klimatizačních systémů § 4 [39], je nutné provádět kontrolu klimatizací. Jedná-li se o klimatizační zařízení s vyšším jmenovitým výkonem než 12 kW. Toto nařízení specifikuje, jak často má být prováděna kontrola i specifikaci výsledkové zpráva.

Část C této vyhlášky specifikuje kontrolu dokumentace, dokladů, zařízení, funkčnosti, dimenze a účinnosti. Dále přináší předpis doporučení ke zlepšení stávajícího stavu a celkové stanovisko specialisty. Četnost kontroly je uvedena v tab. 3–1. V tabulce je uvedený systém, který je trvale monitorován. Jedná se o monitoring, který je zajišťován elektronickým zařízením a hodnoty spotřeby energie, teploty a průtok vzduchu jsou průběžně předávány řídicímu systému klimatizačního systému a ten jej vyhodnocuje.

Tab. 3–1 Četnost provádění kontrol klimatizačních systémů [28]

Jmenovitý chladicí výkon	První kontrola po uvedení systému do provozu	Další kontrola	
		Systém je trvale monitorován	systém není trvale monitorován
	[roky]	[roky]	[roky]
Od 12 kW do 100 Kw	10	10	10
Nad 100 kW	4	10	4

3.2 Měření

V měření budov a spotřeby energií při spotřebě chlazení, je třeba znát základní označení a veličin pro výpočty včetně způsobů měření. Touto oblastí se zabývá úsek měření a regulace, ve zkratce MaR. Pro zpracování hodnot z elektrického čítače je třeba znát definice pro výpočet energetické účinnosti. Základní údajem je jmenovitý výkon Q [W], který určuje největší trvalý výkon. Hodnota příkonu P [W] určuje množství energie za jednotku času. Údaje na elektroměru jsou většinou uváděny jako přírůstek příkonu P [kWh], údaje o proudu I [A], napětí U [V] a účinník $\cos \varphi$ [-], který určuje poměr mezi činným a zdánlivým elektrickým výkonem v obvodu střídavého proudu napětí. Je to tedy poměr mezi užitečným výkonem a ztrátami. Z těchto hodnot lze dopočítat zdánlivý výkon Z [VA] dle vzorce (11). Poté činný výkon Q_c [W] výkon lze vypočítat ze vzorce (12). Činný výkon vyjadřuje energii (elektrickou), která se skutečně přemění na jinou formu energie (mechanickou).

$$Z = U \cdot I \text{ [VA]} \quad (11)$$

$$Q = Z \cdot \cos \varphi = U \cdot I \cdot \cos \varphi \text{ [W]} \quad (12)$$

Pro klimatizační zařízení je důležitý chladicí faktor *EER* a Evropský sezónní faktor, který byl zmiňován v kapitole 3.1. Faktor *COP* se vypočte dle vzorce (12). Sezónní faktor obr. 3–3 je stanoven jako kombinace různých provozních podmínek definovaných dle EUROVENT certifikace tak, aby faktor kopíroval co nejpřesněji provoz stroje v standartních sezónních podmínkách mimo projektované maximální parametry. Nastínění takovýchto parametrů je uvedeno na obr. 3–3, které slouží jako příklad výpočtu k jednotce Clivet WSAT-XSC 200H SC [6].

$$EER = \frac{Q}{P} \quad (13)$$

	váha	zátěž	vzduch	voda		
	[%]	[%]	[°C]	[°C]		
a	3	100	35	12/7	EERa	= 2,76 × 0,03 +
b	33	75	30	10,8/7	EERb	= 3,64 × 0,33 +
c	41	50	25	9,5/7	EERc	= 4,62 × 0,41 +
d	23	25	20	8,3/7	EERd	= 5,49 × 0,23 +
						ESEER = 4,44

Obr. 3–3 Příklad výpočtu ESEER jednotky Clivet [28]

Na obrázku značí a, b, c, d podmínky částečné zátěže a teplotní podmínky použité pro výpočet *ESEER*. Kde *váha* je procento provozního času použité pro popsání podmínky, *zátěž* je zatížení ve vztahu k nominálnímu výkonu, *vzduch* je teplota vzduchu na kondenzátoru a *voda* je teplota vody na výparníku [6].

K měření chladu a tepla je nejvhodnější vybrat zařízení, které technologicky odpovídá celku chlazení. Pokud je instalován Split systém o nízkém chladicím výkonu, je zbytečné instalovat moderní a nákladné zařízení, které měří s velkou přesností. Existuje několik druhů měřičů tepla a chladu, využívají měřiče ultrazvukové obr. 3–4. Výhodou tohoto typu je vysoká přesnost, bezúdržbovost a vysoká životnost. Využívají se i pro kombinované zdroje teplo/chlad na bázi vody s teplotami od cca 2 °C do cca 160 °C, záleží na typu měřiče. Měřiče jsou instalovány v obytných rodinných domech, v domech s více bytovými jednotkami a lehkém průmyslu.



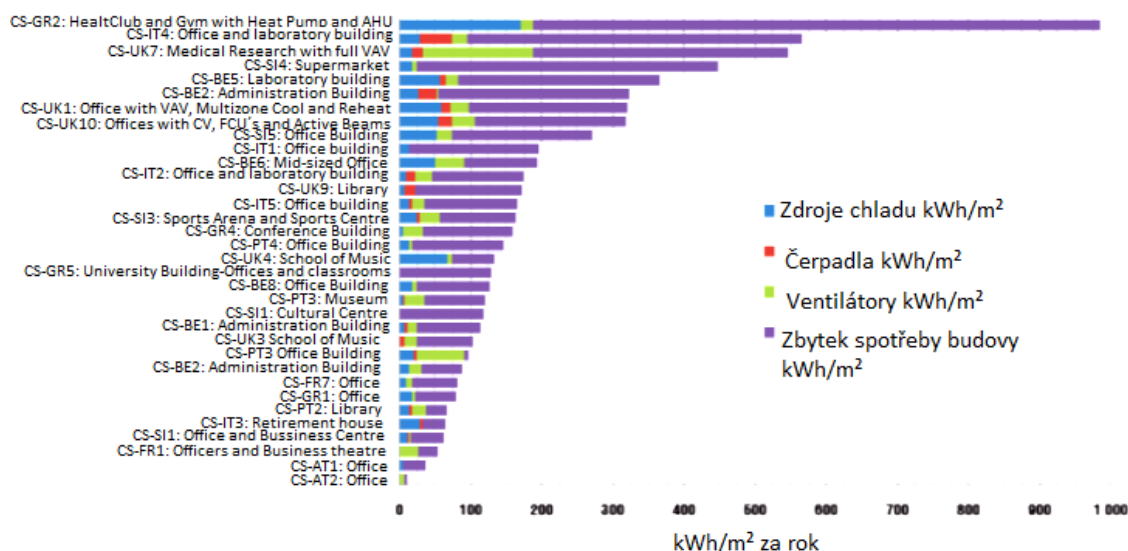
Obr. 3–4 Ultrazvukový měřič MULTICAL 402 [29]

Dále jsou využívány univerzální kalorimetry, které určují spotřebu tepelné energie a chladu. Instalují se na potrubí. Lze je využívat s kombinací impulzního průtokoměru a s teplotními čidly. Měřič je bezúdržbový, dosahuje vysoké životnosti.

3.3 Spotřeby budov

Pro efektivní využívání elektrické energie je třeba znát hodnotu spotřeby budov z důvodu snižování negativního dopadu na životního prostředí. Existují dílčí projekty, které se zabírají spotřebou budov, avšak není žádný komplexní projekt, který by zhodnocoval spotřeby budov v České republice. Jsou odečítána data v některých objektech a sledována spotřeba ale nepokrývají celou republiku. Literatura [7] uvádí, dle výzkumného centra EC Joint Research Centre spotřebovaly systémy vytápění, větrání a klimatizace v roce 2007 v 27 členských státech EU byla přibližně 313 TWh elektrické energie, což bylo 11 % celkové spotřeby elektřiny v Evropě v daném roce z toho 0,75 % klimatizační jednotky, 3,34 % ventilátory pro větrání. 1,81 % čerpadla a 5,23 vytápění a ohřev teplé vody.

Jeden z projektů, který se zabývá spotřebou elektrické energie jednotlivých prvků klimatizačního zařízení je projekt Harmonac. Tento projekt v rámci EU sledoval 42 zařízení v 8 členských státech EU. Tento projekt skončil r. 2010. Výsledkem bylo zjištění, že podíl spotřeby elektrické energie se různí dle typu budovy. U některých budov byla spotřeba energie přidělována klimatizačnímu zařízení a u jiných na spotřebě ventilátorů. Tyto výsledky zobrazuje obr. 3–5.

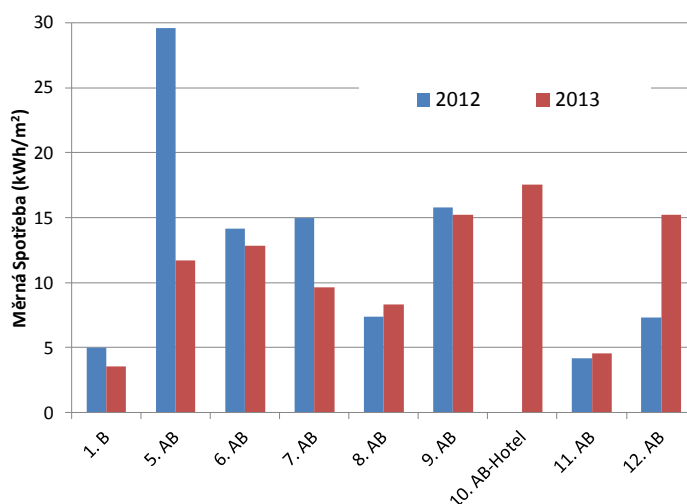


Obr. 3–5 Celková roční spotřeba elektrické energie v projektu HARMONAC [7]

Jedním z problémů, který se často vyskytuje v chlazení budov, je neurčitost částečného výsledku v odběru elektrické energie. Např. projekt na komplex One Wood Street in London, který byl dokončen roku 2008 zjistil, kolik procent energie odebírá část chlazení, osvětlení, větrání a další. Z výsledků tohoto projektu vyplývá, že až 37 % z celkové energie nelze určit. To znamená, že i přes důsledné plánování a navrhování, téměř jednu třetinu energie zpracovávají některá zařízení, která nejsou měřena nebo jsou nedůsledně naměřena. Tento projekt přiblížil další hodnoty a to průměrné spotřeby elektrické energie na klimatizaci, větrání a vytápění v kancelářské budově. Ty dosahují hodnot od 18 kWh/m² do 106 kWh/m², průměrně pak 55 kWh/m². Bývá ale poměrně časté, že nainstalované zařízení pro odečet elektrické energie, které umí zaznamenávat hodnoty spotřeby pro různé části jako chlazení, vytápění nebo větrání, jsou v budově nesprávně zapojena, nebo obsluha není proškolená. Lze se setkat s tím, že obsluha neumí zaznamenávat hodnoty zařízení a zapisovat je.

Další projekt, který se zpracovává v rámci EU, je projekt ISERV. Tento projekt navázal na projekt Harmonac. Avšak zahrnuje více budov (až 257) až z 16 zemí EU. Celkově se jedná o více než 1 600 kusů zařízení na klimatizaci budov. Tento projekt řeší budovy z pohledu spotřeby elektrické energie v části klimatizace. Sběr dat probíhá přes xsl. tabulku, do které se vypisovala příslušná data a přikládala společně s projektem budovy. Projekt je důležitý pro pochopení a zhodnocení výsledků celkových spotřeb elektrické energie v EU a v návaznosti na to o možnosti úspor v budovách.

V ČR není projekt většího charakteru, který by zpracovával hodnoty spotřeby elektrické energie. Je uváděna hodnota roční spotřeby zdroje chladu pro ČR od 3,5 kWh/m² do 30 kWh/m². Za jedno z menších monitorování lze považovat měření projekt ČVUT, který je v činnosti od r. 2010 a měří 15 budov a počet měřených budov se bude ještě rozrůstat. Z výsledků je zatím zřejmé, že největší podíl na spotřebě elektrické energie pro chlazení má zdroj chladu, nikoli koncové jednotky chlazení. V projektu jsou zahrnuty administrativní budovy ale i knihovna. Měrná roční spotřeba těchto budov se pohybuje od 4 kWh/m² až do 18 kWh/m². Průběžné výsledky tohoto projektu ukazují, na obr. 3–6, že pro spotřebu energie zdroje chladu je rozhodující provoz budovy. Vliv klimatických dat na roční spotřebu je v tomto poměru méně výrazný.



Obr. 3–6 Měrná spotřeba elektrické energie zdrojů chladu za rok [7]

Na dolní ose jsou sepsány jednotlivé budovy. Budova 1. B je knihovna, budovy 5. AB až 12. AB jsou administrativní. Budova 10. AB je administrativní budova včetně hotelu.

Celkovou spotřebu elektrické energie lze ovlivnit snižováním spotřeby elektrické energie na chlazení budovy. Tato opatření by se dala shrnout do tří základních optimalizací a to:

1) Optimalizace požadavků

Zde lze zařadit průtok vzduchu dle požadavků na čerstvý a celkový vzduch. Využití celé oblasti tepelné pohody, tzn. teplotu a vlhkost. Minimalizovat tepelné zisky v létě, zajištění stínění. Minimalizovat tepelné ztráty v zimě, zajištění izolací budovy atd.

2) Minimalizaci ztrát v rozvodech

Do této skupiny se řadí minimalizace tlakové ztráty, odstranění odpory, snížení průtoků, opatřit potrubí tepelnou izolací, zejména pro venkovní rozvody. Zajištění těsnosti potrubí a ztráty vzduchu, zkvalitnění spojování a těsnění.

3) Optimalizace systému

V této kategorii se nacházejí ventilátory, čerpadla a jejich regulace. Zdroje chladu a odvod kondenzačního tepla, využití systému volného chlazení, možnosti zpětného získávání tepla/chladu/vlhkosti. Rychlost proudu v průřezu jednotky, lepší distribuce vzduchu v prostorách, zlepšení regulace systému [7].

4. Popis budovy

Jako vzorový objekt s chladivovými turbokompresory je vybrána budova v práci označena jako B, která se nachází ve velkoměstě poblíž hlavní dopravní tepny. Výstavba budovy byla zahájena v březnu roku 2002. Její dokončení bylo v roce 2003. Podlahová plocha budovy činí 51 000 m^3 . V třech podzemních a sedmi nadzemních podlažích o půdorysných rozměrech cca 152 x 54 m jsou umístěna parkoviště, technologie, kavárny, kuchyně a kanceláře. Obálka budovy je zkombinována z celoskleněné fasády a pásových oken obložených parapety. Na severní straně budovy, jsou umístěny velkoplošné otáčivé lamely, které zamezují nadměrnému hluku z okolní dopravy, ale také jsou využity pro marketingové účely. Nosná konstrukce je navržena jako monolitický železobetonový skelet s vnitřními výztužnými jádry a stěnami. Stropní systém je řešen jako bezprůvlakové desky s rovným podhledem, v místech s většími rozpětími nebo zatíženími jsou zesílené viditelnými hlavicemi kolem sloupů. Ve všech nadzemních podlaží je konstrukční výška 3,78 m, v podzemních podlažích je výška 5,04 m, 2,93 m a 2,88 m. Celá budova je rozdělena na tři celky. Levý, střední a pravý dilatační celek. Levý a pravý celek jsou souměrné podél hlavní příčné osy budovy.

Provozně je budova navržena pro administrativní provoz v nadzemních podlažích. V prvním suterénu jsou umístěna technická zařízení budovy, konferenční sál, kuchyně se zázemím a jídelna. Ve druhém a třetím suterénu je navržen parking pro osobní automobily a v menší prostory jako sklad. Třetí suterén je v části přiléhající k jižní obvodové stěně navržen jako kryt civilní obrany kde stropní konstrukce má speciální zvýšenou odolnost.

V části západního průčelí budovy je instalována sjezdová rampa do 2. suterénu podzemních garáží. V prvním suterénu je před jižní obvodovou stěnou osazena část podzemních otevřených parkovacích stání, spíše pro návštěvníky a motocyklisty. Tato konstrukce je rovněž železobetonová monolitická kombinovaná stěnová i sloupová a tvoří samostatný celek s rozdělením na tři dilatační úseky. S nosnou konstrukcí hlavní budovy je tato část napojena s trojicí spojovacích lávek pro pěší. Lávky jsou v místě uložení na konstrukci osazeny tak, aby lávky dilatovali ve vodorovném směru. Budova je položena na železobetonových vrtaných pilotách průměru 630 a 1 500 mm. Piloty jsou vetknuty do skalního podloží.

Na střeše budovy jsou umístěny fotovoltaické panely, větrná elektrárna o nepatrném výkonu a suché chladiče.

Při projektu budovy B investor odhadoval roční spotřebu tepla objektu na 12 700 GJ/rok, z toho cca 5 900 GJ/rok na vytápění, 6 100 GJ/rok na VZT a 700 GJ/rok pro TUV.

4.1 Popis technologie

Celý objekt je napojen na systém chlazení, větrání a vytápění, který je umístěn v zázemí budovy. Chlazení technologie v místnostech 1. P. P. a chlazení místností 2102 na 2. N. P. zabezpečují zdroje chladu ve strojovně v 1. P. P. Zdroj chladu sestává ze tří kusů chladících jednotek, ve verzi kompresoru Turbocore, chlazené vodou. Celkový chladicí výkon jednotek je 3 x 350 kW.



Obr. 4–1 Zdroj chladu 3x Chiller Turbocor

Chillery jsou technicky navrženy jako zdroje chladu s oddělenými suchými chladiči, které jsou umístěny na střeše budovy B. Chladicí jednotky jsou na vstupní straně kondenzátoru připojeny na výstup oběhového čerpadla osazeného na rozdělovač, který je napájen ze společného potrubí zpátečky od suchých chladičů. Výstupy z kondenzátorů jsou připojeny na společné potrubí k třem suchým chladičům. Potrubní rozvody mezi suchými chladiči a jednotkami jsou vedeny nad střechou, kde je provedeno napojení potrubí k suchým chladičům. Teplonosnou látkou kondenzátorového okruhu je směs s nízkým bodem tuhnutí tzn. voda a 30% Propylenglycol. Regulace teploty výstupní vody ze suchých chladičů je provedena plynulou regulací otáček ventilátorů s PID regulací.

V zimním období je možné suché chladiče přepnout na funkci free-cooling u celkovém výkonu 383,6 kW na jeden kus při 0 °C. Free-cooling je spouštěn při teplotě 0 °C a nižší. V čase uzavírání třífázové armatury dojde k postupnému odpojení chladicích agregátů a k akumulaci chladu do zásobníku o objemu 2000 l. Při tomto procesu se suché chladiče s 30% Glykolovou směsí budou chladit pomocí ventilátorů na druhou nastavenou teplotu 6 °C. Dojde k aktivaci free-cooling u přes deskový výměník. Pokud se venkovní teplota zvýší nad 0 °C, dojde k postupné aktivaci chladicích strojů. Při otevírání třífázového ventilu, dojde k postupnému oteplování chladicí kapaliny kondenzátoru chladicích jednotek a k postupnému propojení se suchými chladiči. Uzavře se okruh přes deskový výměník.

V místnostech technologie jsou osazeny dva chladicí systémy. Jeden slouží pro provoz a druhý pro 100% zálohu. Vodní systém chlazení je napojen na kanálové jednotky s přímým výparem a vodou chlazeným kondenzátorem. Jednotky jsou umístěny v místnostech nebo jsou umístěny za stěnami chlazených místností. Kanálové jednotky přivádějí ochlazený vzduch do zdvojené podlahy, podlaha je opatřena výdechovými mřížkami. Jednotky jsou opatřeny výdechovými nástavci, záchytnou vanou proti úniku vody do chlazeného prostoru, které obsahují záplavové čidlo. Kondenzátory kanálových jednotek pro každou místnost, jsou napájeny chlazenou vodou, přívodní potrubí je vedeno pod stropem v 1. P. P. Záložní chladicí systém je proveden skříňovými VZT jednotkami SPW AHU a nástěnnými jednotkami UTA Fan-coil. Jednotky jsou v technologických místnostech, kde ohřátý vzduch je nasáván přes mřížku jednotky u podlahy a rozváděn do prostoru mřížkou pod stropem. Jednotky UTA jsou v místnostech bez zdvojené podlahy. Chladicí jednotky jsou napájeny chlazenou vodou z chillerů, přívodní potrubí je vedeno pod stropem v 1. P. P., respektive u podlahy 1. P. P. a 2. N. P.

Čerpadlový expanzní systém zajišťuje provozní tlak v systému a změnu objemu náplně vlivem tepelné roztažnosti kapaliny. Doplnění systému je řešeno z vodovodní sítě přes doplňovací zařízení expanzního bloku. Úprava vody slouží k doplňování chladicího systému objektu. Okruh chlazené kapaliny je řešen dvěma okruhy. Primární okruh zajišťuje dopravu chladicí kapaliny mezi výparníkem blokových chladících jednotek, sběračem a rozdělovačem. Dopravu kapaliny zajišťuje čerpadlová skupina, kdy jedno čerpadlo připadá na jednu chladící jednotku. Sekundární okruh zajišťuje dopravu kapaliny mezi strojovnou chlazení a jednotlivými spotřebiči chladu.



Obr. 4–2 Čerpadlová skupina chladícího okruhu

V místnosti jsou 2 x DN 200 odbočky na rozdělovači a sběrači. Tyto odbočky jsou připraveny pro plánované propojení chlazení technologie s chlazením objektu a jejich případný reverzní provoz v režimu chlazení.

Dopravu kapaliny potřebné k ochlazení VZT zařízení, zajišťuje čerpadlo s proměnnými otáčkami. Potrubí se dělí do jednotlivých větví, kde je chlazená kapalina přivedena k jednotlivým spotřebičům.

Regulace výkonu suchých chladičů je provedena trojcestnými regulačními ventily jak u klimatizačních jednotek tak i zařízení fan-coil. Zaregulování průtoku jednotlivými větvemi je provedeno regulačními ventily. Mezi sběračem a rozdělovačem, je provedeno tlakové vyrovnání. Expanzní a čerpadlový systém zajišťuje provozní tlak v systému

a změnu objemu náplně vlivem tepelné roztažnosti kapaliny, doplňování systému je řešeno z vodovodní sítě přes doplňovací zařízení expanzního bloku.

Potrubní rozvody jsou z bezešvé závitové ocele, která je hladce spojena svařováním. Chladicí potrubí je uloženo v termoizolačních objímkách na závěsech nebo konzolách. Všechny rozvody chladicí vody jsou izolovány pěnovou izolací z umělého kaučuku s uzavřenou strukturou buněk.

Chladicí zařízení jsou navržena na výpočtové podmínky, které jsou uvedené v tab. 4–1 Požadavky na sály jsou stanoveny technologií a interními provozními předpisy.

Tab. 4–1 Výpočtové podmínky

			Letní období	Zimní období
Venkovní teplota	t_e	[°C]	32	-12
Entalpie vzduchu	h	[kJ/kgK]	61	–
Relativní vlhkost vzduchu	φ	[%]	–	90 - 100

Blokové chladicí jednotky Turbocor s automatickou regulací výkonu jsou od výrobce Climaveneta typ TECS2-W HC 0411. Rotor kompresoru je uložen na magnetických ložiskách, tudíž nepotřebuje maznou složku. Výparník a kondenzátor jsou kotlového typu. Celkové provozní podmínky a výkony chilleru uvádí tab. 4–2 Hodnota IPLV (někdy označována jako NPLV) je vypočtena dle vzorce (14) [10].

$$IPLV = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D$$

$$A = EER\ 100\% \text{ zatížení}$$

$$B = EER\ 75\% \text{ zatížení}$$

$$C = EER\ 50\% \text{ zatížení}$$

$$D = EER\ 25\% \text{ zatížení}$$

(14)

Tab. 4–2 Parametry chladících jednotek typu Turbocor

Typ chladicí jednotky		TECS2-W/HC 0411
Výkonové parametry:		
Chladicí výkon	[kW]	350
Jmenovitý příkon	[kW]	90,6
E. E. R.	[-]	3,86

Energetická třída		D
ESEER	[-]	7,56 --> (5,3 / 6,03 / 7,66 / 9,88)
IPLV	[-]	8,18 --> (5,42 / 6,58 / 9,42 / 9,38)
Výkonové stupně	[n°]	plynulá regulace
Akustický tlak	[dB(A)]	59
Ve vzdálenosti	[m]	10
Pracovní podmínky		
Výparník:		
Druh tekutiny	-	WATER
Vstupní teplota vody	[°C]	12
Výstupní teplota vody	[°C]	6
Faktor zanášení	[m ² K/W]	0,000044
Průtok vody	[m ³ /h]	49,6
Tlaková ztráta	[kPa]	65,2
Kondenzátor:		
Druh tekutin	-	Glycol 30%
Vstupní teplota vody	[°C]	39
Výstupní teplota vody	[°C]	45
Faktor zanášení	[m ² K/W]	0,000044
Průtok vody	[m ³ /h]	88
Tlaková ztráta	[kPa]	50,27
Chladivo:		
Chladicí okruhy	[n°]	1
Chladivo	-	R-134a
Teoretické množství chladiva	[kg]	90
Popis komponentů		
Kompresory:		
Typ	-	Odstředivý bez oleje typ TT350
Počet kompresorů	[n°]	1
Nominální příkon	[kW]	90,6
Provozní proud	[A]	149,2
Max. proud	[A]	210
Rozběhový proud	[A]	5
Kondenzátor:		
Počet	[n°]	1
Typ	-	S&T
Vodní objem	[l]	45
Připojení	["]	2 x 3"
Ekonomizér:		
Typ	-	deskový
Subchlazení	[K]	20
Výparník:		
Počet	[n°]	1
Typ	-	zaplavovaný

Vodní objem	[l]	45
Připojení	["]	2 x 2.1/2"
Expanzní ventil:		
Typ	-	elektronický
Celkové údaje jednotky		
Elektrické data:		
Napájecí napětí	[V/Hz/Ph]	400-3-50
Ovládací napětí	[V/Hz/Ph]	230-1-50
Celkový příkon	[kW]	90,6
Celkem Provozní proud	[A]	150,9
Celkem Max proud	[A]	210
Celkem rozběhový proud	[A]	5
Rozměry / Hmotnost:		
Délka s elektrickou skříní	[mm]	2700
Šířka	[mm]	1000
Výška	[mm]	1670
Doprava / Provozní hmotnost	[kg]	1900

Deskový výměník, který slouží pro free-cooling se skládá ze sady desek, seřazených za sebou. Desky jsou k sobě pájeny a sešroubovány. Mezideskový prostor tvoří systém dvou oddělených kanálků pro průtok primárního a sekundárního média. Hrdla výměníku jsou osazena závitovými návarky nebo přírubami. Tab. 4–3 znázorňuje parametry instalovaného výměníku

Tab. 4–3 Parametry výměníku

Typ výměníku		SE 0600+277M75GNPV0AA11
Výkon	[kW]	1 050
Kapalina	-	Glykol 30%
Teplota kapaliny na vstupu	[°C]	6 / 7
Teplota kapaliny na výstupu	[°C]	10 / 12
Množství kapaliny	[m ³ /h]	245 / 180
Tlaková ztráta	[kPa]	60 / 29,1
Provozní hmotnost	[kg]	1 626
Délka	[mm]	1 946
Šířka	[mm]	609
Výška	[mm]	1 802

Suché chladiče od výrobce Refrion jsou instalovány na střeše budovy v celkovém počtu 3 kusů ve variantě vertikálního průtoku vzduchu. Chladiče jsou přes čerpadla

napojeny na blokové chladicí jednotky uvnitř budovy. Výkonové parametry jsou vypsány v tab. 4–4.

Tab. 4–4 Parametry suchého chladiče

Typ suchého chladiče		Refrion EVND 2480.5/2
Venkovní teplota vzduchu	[°C]	32
Nadmořská výška	[m]	240
Průtok vzduchu	[m ³ /h]	157 200
Odváděný tepelný výkon	[kW]	449,4
Počet ventilátorů	-	8
Druh tekutiny	-	Glykol 30 %
Výstupní teplota vody	[°C]	39
Vstupní teplota vody	[°C]	45
Průtokové množství	[m ³ /h]	72
Tlaková ztráta	[kPa]	41,6
Jmenovité napájecí napětí	[V-f-Hz]	400 / 3 / 50
Jmenovitý el. příkon	[kW]	8 x 2
Akustický tlak	[dB(A)]	55
Ve vzdálenosti	[m]	10
Délka	[mm]	7 020
Šířka	[mm]	2 340
Výška	[mm]	1 850
Váha	[kg]	1 585



Obr. 4–3 Umístění suchých chladičů na střeše budovy [30]

Technické údaje vnitřních chladicích jednotek a oběhových čerpadel jsou uvedeny v příloze č. 1 a č. 2. Celkové provozní údaje, při kterých pracuje systém chlazení, jsou uvedeny v tab. 4–5.

Tab. 4–5 Provozní údaje chladicího systému

Okruh chlazené vody		
Teplota výstupní větve	[°C]	7
Teplota zpáteční větve	[°C]	12
Statický tlak	[bar]	2,5
Min. tlak na sání oběhového čerpadla	[bar]	0,5
Min. provozní tlak	[bar]	1
Otevírací přetlak pojistného ventilu	[bar]	3,5
Okruh kondenzační		
Teplota výstupní větve	[°C]	39
Teplota zpáteční větve	[°C]	45
Koncentrace nemrznoucí směsi	[%]	30
Statický tlak	[bar]	3,3
Otevírací přetlak pojistného ventilu	[bar]	5,5

4.2 Popis MaR

V rámci projektu měření a regulace se řeší automatické řízení a sledování provozu určených jednotek přesné klimatizace v datových sálech a strojovny chlazení vybudovaného systému chlazení IT sálů. Nainstalovaný řídicí systém je kompatibilní s řídicím systémem, který byl již instalován. Jedná se o systém Landis a Staefa.

Napájení rozvaděčů a přístrojů MaR: 1+N+PE, AC 230V, 50Hz TN-S, oddělené napětí je 24V / 50Hz.

Nainstalovaný řídicí systém PX firmy Siemens umožňuje monitorování jednotek. Zabezpečuje spolehlivý a bezpečný provoz technologického zařízení, minimalizuje spotřebu energie a optimalizuje řízení provozu zařízení. Systém pro přímé řízení technologických procesů komunikuje s předešlým instalovaným systémem na úrovni podstanic a zároveň umožňuje obsluze monitorovat a ovládat určené zařízení z nadstavby Desigo Insight na počítač pomocí komunikace LON na operátorské pracoviště.

Dispečerské pracoviště má za úkol vizualizovat obsluze provoz technických zařízení budov tak, aby operátor měl možnost sledování a ovládání technologie a práci s těmito daty. Pracoviště je řešeno systémem operátorské stanice standardu IBM – PC, připojené přes rozhraní RSbus-Ethernet na řídicí DDC podstaniici v rozvaděčích MaR pro řízení technologií. Nainstalovaný software Desigo Insight od Siemensu v operátorské stanici zabezpečuje jednoduché ovládání, zobrazení a tisk alarmů protokolů, archivaci dat a sledování počtu provozních hodin. Na příslušných obrazovkách jsou indikovány

poruchové a další stavy, které jsou zapisovány na tiskárnu a archivovány na datovém médiu.

Řídící DDC podstanice umožňuje připojení signálů různých úrovní a zabezpečuje přímé řízení, optimalizaci provozu, sběr, zpracování dat, výpočty matematické a zpracování poruchových stavů. Zcela autonomně pracuje inteligentní podcentrála, tzn. že provádí veškeré technologické operace, umožňující požadovaný chod příslušného zařízení. Komunikační sběrnice BACNet/Lon je podstanicí propojena přes rozhraní LON-Ethernet na dispečerské PC. Řídící podstanice PX je pomocí podstanic systémové integrace propojena na stávající podstanici Landis a Staefa, což umožňuje přímou výměnu dat mezi stanicemi na nejnižší řídicí úrovni.

DDC podstanice řídí periferní zařízení a je v kontaktu s řízenými zařízeními. Jedná se o zařízení snímače teploty, snímače tlaku, regulační ventily a klapky, čerpadla a řídicí systémy jednotek přesné klimatizace včetně suchých chladičů a chladičích strojů. Všechna řízená zařízení (chladičí jednotky, přesná klimatizace, ventilátory, čerpadla atd.) jsou silově napájeny z rozvaděčů silnoproudu.

IT sály v 1. P. P. a 2. N. P., kde jsou umístěny cirkulační jednotky přesné klimatizace, je nainstalována regulace Carel. Chladičí výkon jednotek je regulován na zadanou konstantní teplotu nasávaného vzduchu. Systém MaR jednotky kontroluje a tím i povoluje chod a dostává informace o jejich provozním stavu nebo poruše, monitoruje prostorovou teplotu na IT sálech a kontroluje výpadek napájení jednotek v silovém rozvaděči. V případě poruchy nebo výpadku napájení a následného nárůstu teploty nad stanovenou mez, odstaví systém zbylé jednotky v sále a spouští v příslušném prostoru záložní chlazení.

Suché chladiče umístěné na střeše objektu, které mají vlastní regulaci Carel, jsou regulovány na zadanou konstantní teplotu výstupní vody. V případě strojního chlazení 39 °C, free-cooling na teplotu 6 °C. Systém MaR hlídá venkovní teplotu vzduchu, která je důležitá pro spouštění free-coolingu. Hraniční teplota pro sepnutí free-coolingu je 0 °C, tím se přepíná druh provozu a tím i Setpoint chladičů. Dále systém MaR monitoruje teplotu na výstupu z jednotlivých chladičů a společnou výstupní teplotu z chladičů. V případě jakékoliv poruchy chladičů nebo výpadku napájení a nárůstu společné výstupní teploty vody z chladičů nad stanovenou mez při freecoolingu, se přepne systém MaR na strojní chlazení. V případě poruchy suchých chladičů nebo výpadku napájení a nárůstu společné výstupní teploty vody z chladičů nad stanovenou mez při strojním chlazení, vypíná MaR systém celé chlazení a spouští záložní chlazení.

Chod chladících strojů je podmíněn chodem příslušných čerpadel na kondenzátorové straně a výparníkové straně, včetně oběhových čerpadel na primární straně (suché chladiče) a sekundární straně (IT sály). Chladící stroje jsou řízeny v kaskádě dle společné teploty výstupní vody z chladících strojů. Systém MaR monitoruje teplotu vody na výstupu každého chladícího stroje. Pro start chladících strojů je důležitá teplota vody na vstupu do zařízení na kondenzátorové straně. Mezi rozdělovačem a sběračem na kondenzátorové straně je umístěn trojcestný regulační ventil pro regulaci teploty vody v rozdělovači na 39 °C při startu chlazení nebo při přechodu na free-cooling na strojní chlazení a opačně. Systém také monitoruje teploty vody v rozdělovači a sběrači na kondenzátorové straně.

Akumulační nádoba, jež je umístěna ve strojovně, slouží k vyrovnání výkyvů teplot chlazené vody v sekundárním okruhu při připínání a odpínání jednotlivých chladících strojů a při přechodech ze strojního chlazení na free-cooling a opačně. V akumulaci systém MaR monitoruje teplotu vody.

Proces přepnutí na free-cooling nebo na strojní chlazení je závislý na venkovní teplotě. Pokud venkovní ustálená teplota klesne nebo naopak stoupne nad 0 °C sepíná se potřebný oběh. Při přechodu na free-cooling se otevře klapka na primární straně výměníku free-coolingu a zároveň se přepne Setpoint na suchých chladičích na teplotu výstupní vody 6 °C. Trojcestný regulační ventil reguluje na teplotu 39 °C v přívodu do chladících strojů. Postupně se odepnou Turbocory. Po odstavení všech chladících Turbocorů a doběhu čerpadel na kondenzátorové a výparníkové straně se uzavřou zónové klapky oddělující chladící stroje na primární a sekundární straně a zároveň se otevře klapka na sekundární straně free-coolingu. Pokud se přechází na strojní chlazení, nejdříve se přepne Setpoint suchých chladičů na teplotu výstupní vody 39 °C a trojcestný regulační ventil do polohy plný průtok mezi sběračem a rozdělovačem. Poté se otevřou zónové klapky oddělující chladící stroje na primární a sekundární straně a zároveň uzavře klapka na sekundární straně free-coolingu. Po spuštění čerpadel se spouští chladící stroje na kondenzátorové a výparníkové straně. Trojcestný regulační ventil reguluje na teplotu přívodu do chladících strojů 39 °C. Po otevření regulačního ventilu do polohy plný průtok do suchých chladičů se uzavře klapka na primární straně free-coolingu.

Jako samostatná 100% záloha pracuje dvojice oběhových čerpadel na primárním a sekundárním okruhu. Fungují na střídavý chod. Pro chod oběhových čerpadel na sekundární straně se musí otevřít příslušná uzavírací klapka na sekundárním rozdělovači chlazené vody.

Systém MaR povoluje chod chladicího stroje s řídicím výkonem 0-10V. Monitoruje také poruchu, výstrahu a připravenost Chilleru. MaR monitoruje chod a poruchu čerpadel. Ovládá klapky a regulační ventily, umožňující monitoring jejich polohy. Systém monitoruje tlak vody v primárním a sekundárním okruhu, poruchu doplňovacího zařízení sekundárního okruhu a výpadek napájení silového rozvaděče.

V případě poruchy, která znemožňuje chod chlazení nebo při nárůstu prostorových teplot v IT sálech nad stanovenou mez, systém MaR vypíná celý systém chlazení a spouští záložní chlazení. Pro komunikaci mezi systémem regulace PX a systémem Integrál slouží podstanice systémové integrace PXC00-U doplněné o rozšiřující moduly systémové integrace PXA30-RSx. Jedna podstanice je umístěna v rozvaděči MR011-MR011.1 a druhá nová v rozvaděči MR012-MR012.1. Pro přímou signalizaci poruchy jsou systémy ve výše uvedených rozvaděčích navzájem propojeny signálem na úrovni V/V.

5. Naměřená data

Odečet dat probíhal několika způsoby. V 1. P. P. části strojovny chlazení byly odečítány hodnoty na elektroměrech RH2/DA, RCH 01.3, RCH 2.4 a RCH 8.5. Tab. 5–1 zobrazuje, jaký přístroj je odečítán příslušným elektroměrem.

Tab. 5–1 Rozdělení elektroměrů k příslušným zařízením

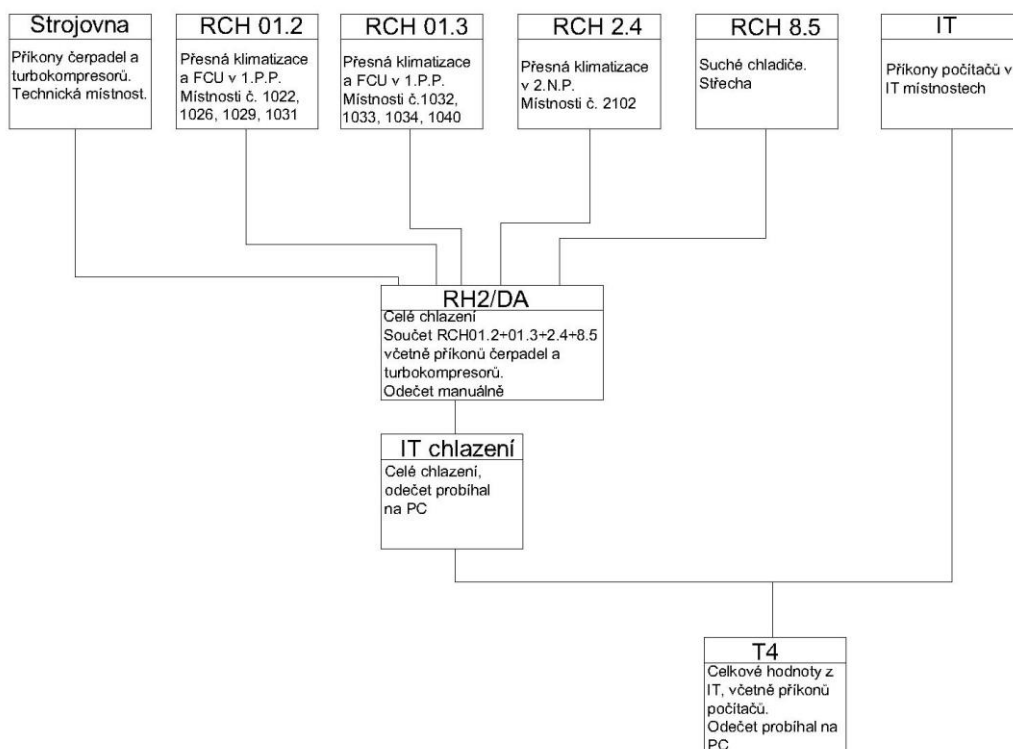
Elektroměr	Zařízení	Umístění
RCH 01.2	Přesná klimatizace a Fan-coil jednotky	1. patro
RCH 01.3	Přesná klimatizace a Fan-coil jednotky	1. patro
RCH 2.4	Přesná klimatizace	2. patro
RCH 8.5	Suché chladiče	Střecha
RH2/DA	Součet výše uvedených elektroměrů včetně Turbocorů a čerpadel	Strojovna

Elektroměry neměly možný pravidelný zápis na zařízení, které by je ukládalo do paměti. Proto se manuálně, přibližně každý měsíc, elektroměry odečítaly a zapisovaly do tab. 5–2. V tabulce jsou zapisovány hodnoty stavu elektroměru, napětí U [V], proud I [A] a aktuální příkon P [kW_{tot}].

Tab. 5–2 Odečítaná data na jednotlivých elektroměrech

Elektro- měr	Datum odečtu	25. 4. 2014	26. 9. 2014	2. 10. 2014	3. 10. 2014	6. 10. 2014	7. 10. 2014	8. 10. 2014	9. 10. 2014	10. 10. 2014	3. 11. 2014	3. 12. 2014	9. 1. 2015	5. 2. 2015	11. 3. 2015	7. 4. 2015	5. 5. 2015	2. 6. 2015
RH2/DA	E [GWh]	6,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,6	7,7	7,8	8,0	8,2	8,4	8,5	8,7	8,9
	U [V]	398	396	396	403	397	403	402	401	404	401	400	399	403	402	400	435	397
	I [A]	428	414	414	412	407	394	404	419	390	386	350	360	375	386	387	399	424
	P [kW _{tot}]	267	256	258	262	253	248	255	263	249	241	221	228	241	245	245	273	264
RCH01.2	E [MWh]	774,8	876,3	880,2	880,8	882,8	883,4	884,1	884,8	885,4	901,1	920,6	945,0	962,6	984,6	1001,2	1019,9	1038,3
	U [V]	397	397	396	402	396	403	401	401	403	402	400	399	403	402	400	397	395
	I [A]	41	41	42	41	41	40	40	41	41	41	41	42	41	40	41	41	42
	P [kW _{tot}]	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27	27
RCH01.3	E [MWh]	801,1	898,2	902,6	903,4	905,6	906,3	907,2	907,9	908,6	926,0	943,1	970,5	987,8	1010,1	1027,6	1045,2	1062,2
	U [V]	398	398	396	403	396	403	402	401	404	401	400	399	402	402	400	398	395
	I [A]	51	48	53	47	47	46	47	46	44	39	41	43	42	39	42	38	38
	P [kW _{tot}]	34	32	35	32	31	31	32	31	30	26	27	29	29	26	28	26	25
RCH2.4	E [MWh]	221,9	252,3	253,5	253,7	254,3	254,5	254,7	254,9	255,0	259,8	265,6	272,8	277,9	284,3	289,2	294,4	299,7
	U [V]	406	397	396	403	396	402	403	401	404	401	339	399	402	403	400	398	396
	I [A]	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	13	13	14	14
	P [kW _{tot}]	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
RCH8.5	E [MWh]	187,0	224,3	225,3	225,5	225,9	226,0	226,2	226,4	226,6	229,8	232,8	236,0	238,3	241,2	243,9	247,9	252,8
	U [V]	398	398	396	403	396	403	402	400	404	401	399	399	402	403	400	398	397
	I [A]	59	57	52	51	52	54	60	65	39	54	48	29	29	27	36	28	84
	P [kW _{tot}]	9	9	8	8	8	8	10	13	5	9	7	3	3	2	4	28	25

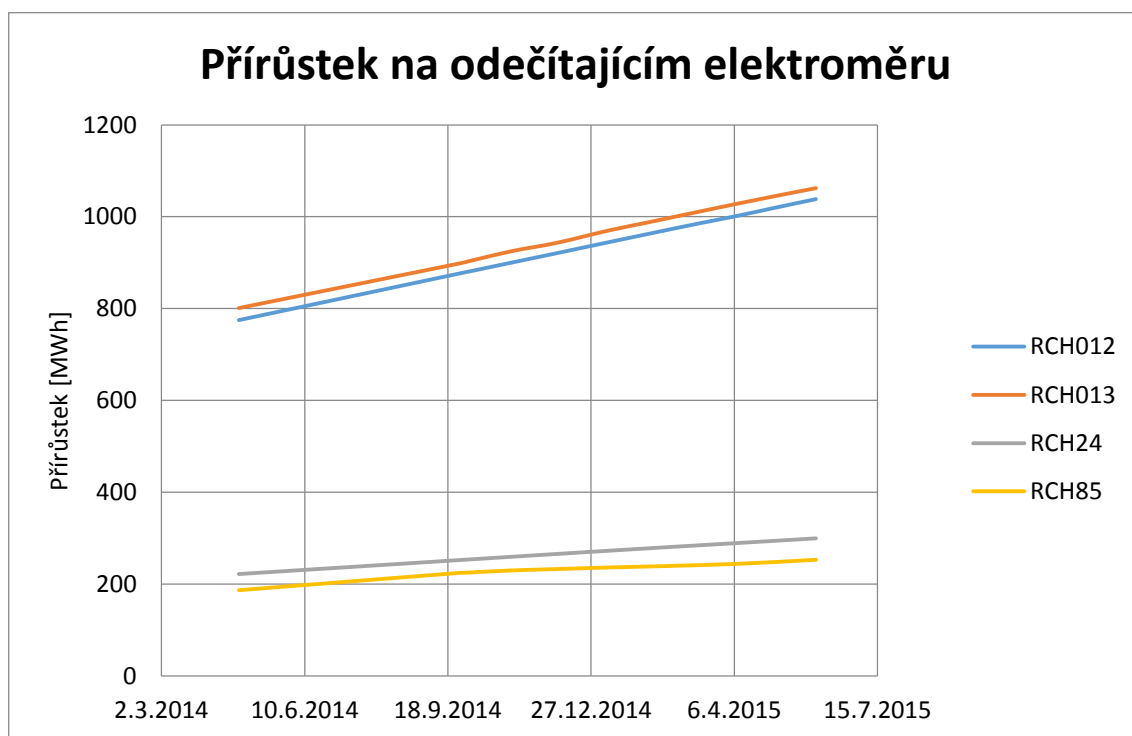
Současně probíhal odečet dat spotřeby elektrické energie v systému IT chlazení. Tento systém zaznamenává pouze hodnoty celkového příkonu celého IT chlazení. Tabulka naměřených hodnot je uložena v elektronické podobě na příloženém CD z důvodu obsáhlých dat. V tabulce lze najít hodnoty odečítající proud a napětí na jednotlivých fázích, přírůstek spotřeby elektrické energie a hodnotu $\cos \varphi$. Tato data jsou uchovávána cca. rok a při ukládání nových dat se přemazávají data nejstaršího dne zápisu. Proto jsou hodnoty naměřeny na celém IT chlazení a zaznamenány na PC od data 21. 10. 2013. Hodnoty jsou odečítány po nepravidelném kroku. Proto byla vytvořena nová tabulka, přes Excel funkci *Svyhledat*, která nachází a vypisuje hodnoty nejbližší nižší požadovaného kroku. Dalším souborem hodnot, které ukládá počítač, je celková hodnota příkonu celého IT chlazení včetně příkonů zařízení v data centru, tento rozvaděč se nazývá T4. Z důvodu obsáhlých dat, je také uložena pouze na CD v elektronické podobě. Schéma odečítajících zařízení a elektroměrů, z kterých byla odečítána data, jsou graficky znázorněny obr. 5–1.



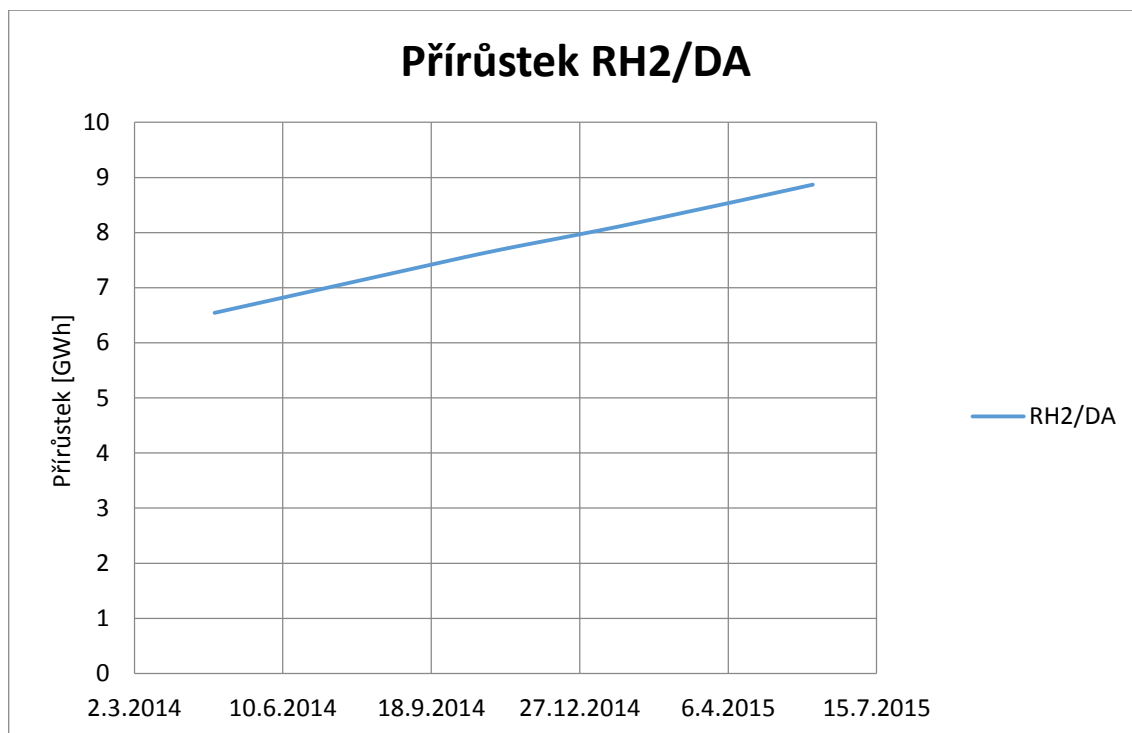
Obr. 5–1 Grafické znázornění elektroměrů a odečítajících zařízení

5.2 Analýza dat

Z naměřených dat ve strojově chlazení, je sestrojen graf obr. 5–2 a obr. 5–3. Je zvlášť vytvořen graf přírůstku elektrické energie RH2/DA a ostatních, z důvodu vysokých rozdílných hodnot v odečtu. Grafy byly sestrojeny z důvodu podezření na nesprávně naměřenou hodnotu. Ta se v grafu projevila jako skoková změna a křivka neměla hladký průběh. Nesprávně naměřená hodnota byla vyhledána a opravena.



Obr. 5–2 Přírůstek el. energie na elektroměru RCH01.2, RCH01.3, RCH2.4, RCH8.5



Obr. 5–3 Přírůstek el. energie na elektroměru RH2/DA

Odečet hodnot stěžoval fakt, že obsluha MaR často nevěděla nebo mylně zaměňovala zařízení, která jsou připojena k příslušným elektroměrům. Z hodnot uvedených v tab. 5–1 jsou vypočteny hodnoty příkonu Turbocorů a čerpadel tak, že byly sečteny hodnoty odečtené v daném datu pro přesné klimatizace, jednotky Fan-coil a suché chladiče (RCH01.2 až RCH8.5) a tato hodnota byla odečtena od RH2/DA. Tento výsledek je podělen počtem dnů a tím je vypočtena spotřeba el. energie za den S [MWh/den], viz tab. 5–3 modré zvýraznění. Hodnota spotřeby byla podělena 24 a výsledkem v zeleném rámečku je průměrný denní výkon Q [MW] respektive Q [kW]. V tab. 5–3 jsou skutečné hodnoty, které byly odečteny ve strojovně chlazení, pro kontrolu byly vypočítány hodnoty průměrného denního výkonu také pro jmenovité příkony. Tyto hodnoty jsou maximální možné, což se potvrdilo v tab. 5–4 a splňují tuto podmínku. Jmenovité příkony pro výpočet tab. 5–4 jsou uvedeny v tab. 5–5.

Tab. 5–3 Výpočet průměrného denního výkonu Turbocorů a čerpadel

	Datum odečtu	25. 4. 2014	26. 9. 2014	2. 10. 2014	3. 10. 2014	6. 10. 2014	7. 10. 2014	8. 10. 2014	9. 10. 2014	10. 10. 2014	3. 11. 2014	3. 12. 2014	9. 1. 2015	5. 2. 2015	11. 3. 2015	7. 4. 2015	5. 5. 2015	2. 6. 2015
suma RCH01.2-8.5	S [MWh]	1 985	2 251	2 262	2 263	2 269	2 270	2 272	2 274	2 276	2 317	2 362	2 424	2 467	2 520	2 562	2 607	2 653
rozdíl RH2/DA a RCH01.2-8.5	S [MWh]	4 559	5 216	5 242	5 245	5 258	5 262	5 267	5 271	5 275	5 371	5 483	5 614	5 721	5 865	5 979	6 097	6 217
Turbocory a čerpadla	S [MWh/období]	–	656,9	25,5	3,9	12,7	4,0	4,8	4,0	4,3	95,7	111,8	130,9	107,7	143,4	114,0	118,2	120,4
	S [MWh/den]	–	4,6	4,2	3,9	4,2	4,0	4,8	4,0	4,3	4,0	3,6	3,5	4,0	4,2	4,6	4,2	4,3
	Q [MW]	–	0,19	0,18	0,16	0,18	0,16	0,20	0,17	0,18	0,17	0,15	0,15	0,17	0,18	0,19	0,18	0,18
	Q [kW]	–	192,8	176,8	163,5	176,1	164,9	198,1	168,2	179,1	166,2	150,3	147,4	166,2	175,7	190,0	175,9	179,2

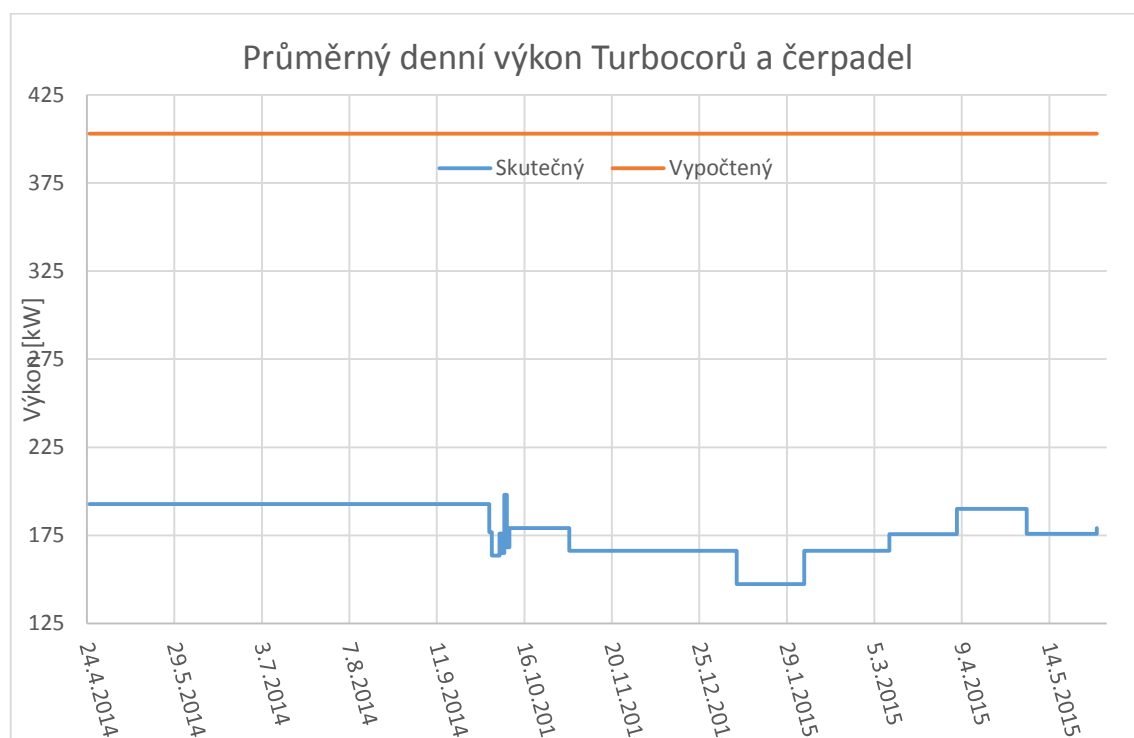
Tab. 5–4 Výpočet průměrného denního výkonu Turbocorů a čerpadel z jmenovitého příkonu

Datum odečtu	25. 4. 2014	26. 9. 2014	2. 10. 2014	3. 10. 2014	6. 10. 2014	7. 10. 2014	8. 10. 2014	9. 10. 2014	10. 10. 2014	3. 11. 2014	3. 12. 2014	9. 1. 2015	5. 2. 2015	11. 3. 2015	7. 4. 2015	5. 5. 2015	2. 6. 2015
Turbo-cory a čer- padla, jm. příkon																	
S [kWh/ období]	–	1 373 424	58032	9 672	29016	9 672	9 672	9 672	9 672	232128	299832	357864	261144	328848	241800	270816	270816
S [MWh/ období]	–	1 373	58	10	29	10	10	10	10	232	300	358	261	329	242	271	271
S [MWh/ den]	–	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
Q [MW]	–	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Q [kW]	–	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403	403

Tab. 5–5 Jmenovité příkony Turbocorů a čerpadel

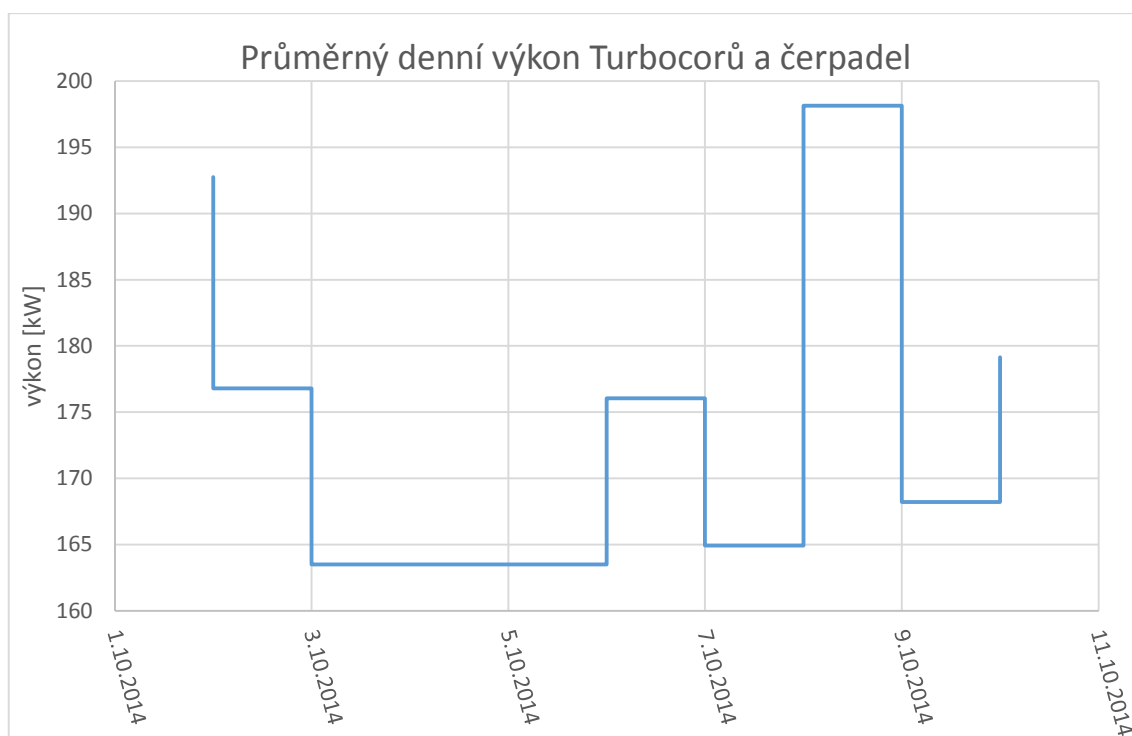
Jmenovitý příkon P [kW]	
Chillery	271,8
Čerpadel	131,2

Dle tabulek byly sestrojeny grafy průměrných denních výkonů. Na obr. 5–4 je vidět zobrazení průběhu výkonu pouze Turbocorů a čerpadel.



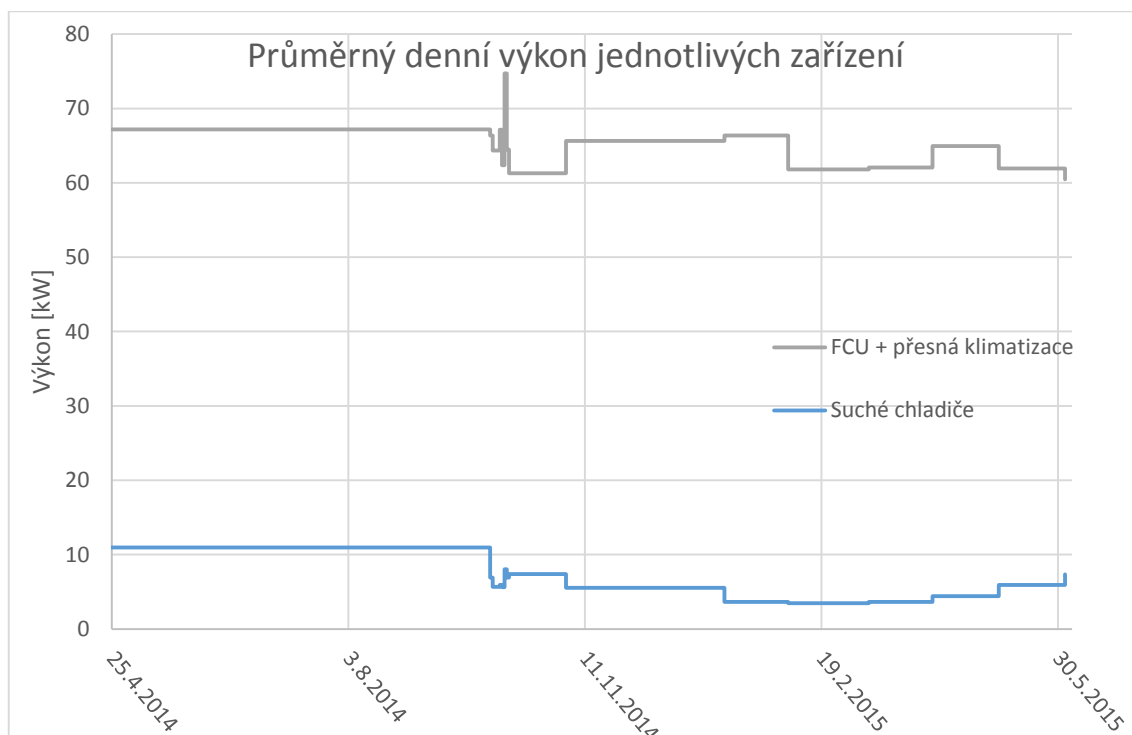
Obr. 5–4 Průměrný denní výkon Turbocorů a čerpadel

Červená úsečka na grafu zobrazuje výkon při vypočteném jmenovitém zatížení. Úsečka jmenovitého výkonu je nad vypočteným průměrem denním výkonu. Průběh, který je zobrazen modře má v období října hustější odečet a skoky z důvodu odečtu hodnot každý den po dobu 9 dnů. Neměřilo se pouze o víkend, kdy přístup do budovy B nebyl možný. Výřez odečtu po dnech je na obr. 5–5. Na obr. 5–6 je patrné, že v zimních měsících je třeba menšího příkonu pro čerpadla a Turbocory. Dá se předpokládat, že na to má vliv určitá větší tepelná ztráta objektem a menší potřebou chladu z Turbocoru z důvodu free-cooling, který se spouští o 0 °C a nižší.



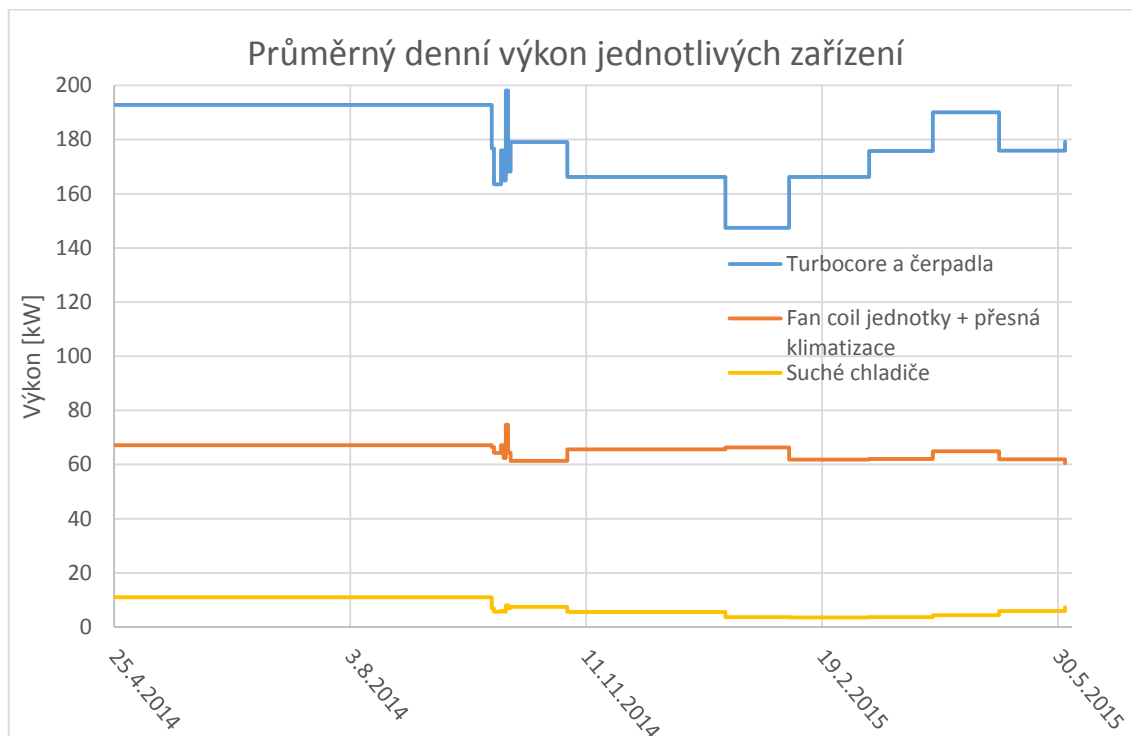
Obr. 5–5 Průměrný denní výkon po denním odečtu

Obdobně byly vytvořeny denní potřeby pro jednotky přesné klimatizace měřené společně s jednotkami Fan-coil a suché chladiče obr. 5–6.



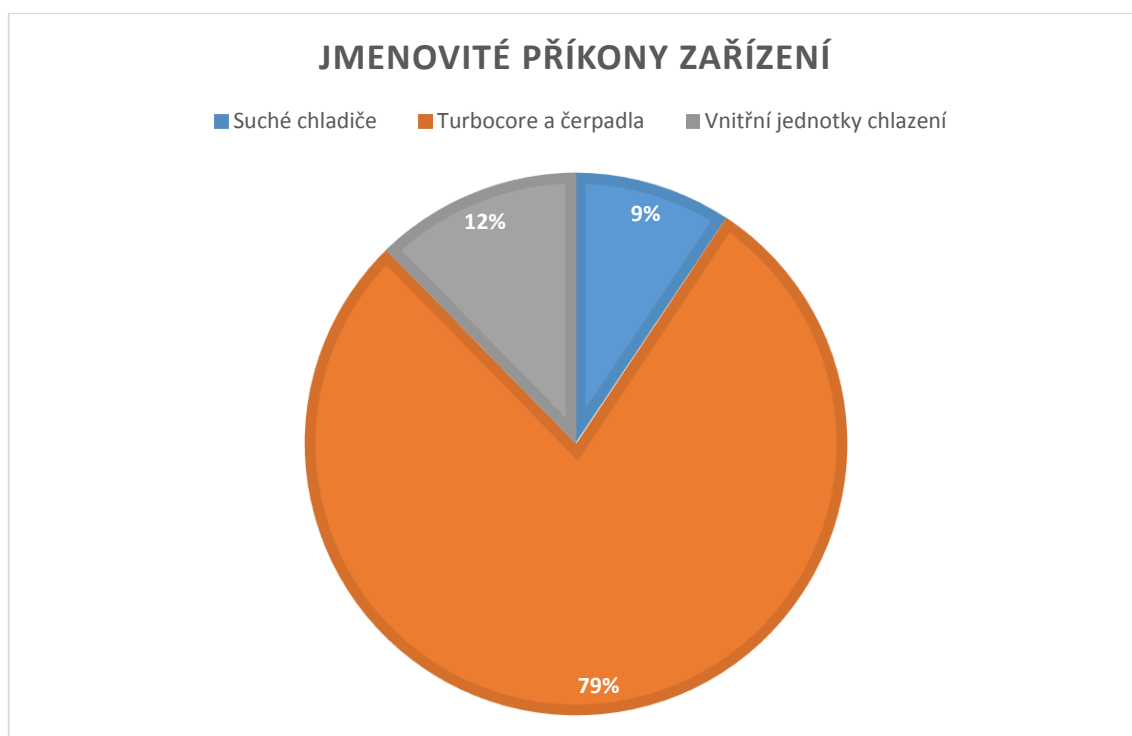
Obr. 5–6 Průměrný denní výkon suchých chladičů, jednotek Fan-coil včetně přesné klimatizace

Z průběhu grafu je vidět, že při zvýšení příkonu na vnitřních jednotkách, sníží se příkon na suchém chladiči a obráceně. Tento jev se dá přisuzovat činnosti suchých chladičů, které se spouští na free-cooling. Pokud porovnáme celý chod systému obr. 5–7, lze vidět, že na příkonu Turbocoru a čerpadel je určitý propad v měsíci lednu, u ostatních zařízení tento propad je minimální nebo vůbec žádný. Naopak nárůst v období měsíce dubna je jak u zdroje chladu, tak i vnitřních jednotek.



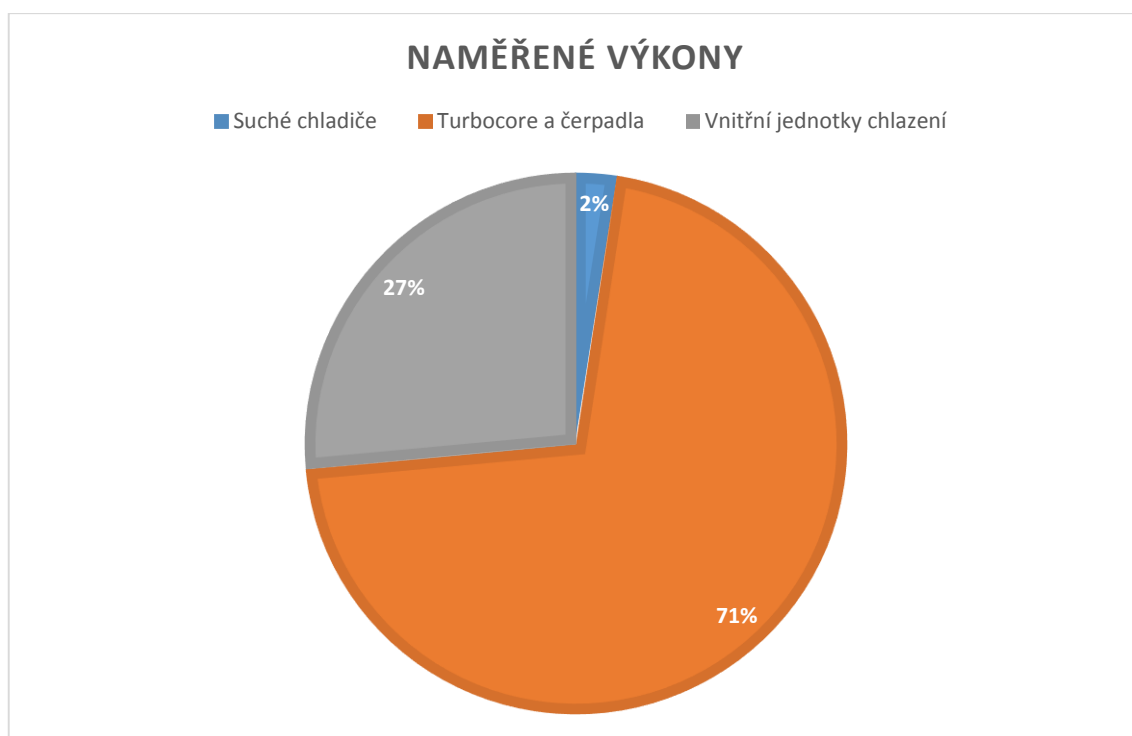
Obr. 5–7 Průměrný denní výkon jednotlivých zařízení

Na obr. 5–8 je procentuální porovnání jmenovitých příkonů vnitřních klimatizačních jednotek, suchých chladičů a jednotek Turbocore s čerpadly. Z jmenovitých příkonů je zřejmé, že 79 % celkového příkonu chlazení připadá na zdroj chladu s čerpadly. Naopak suché chladiče spotřebují pouze 9 % z celkového jmenovitého příkonu.



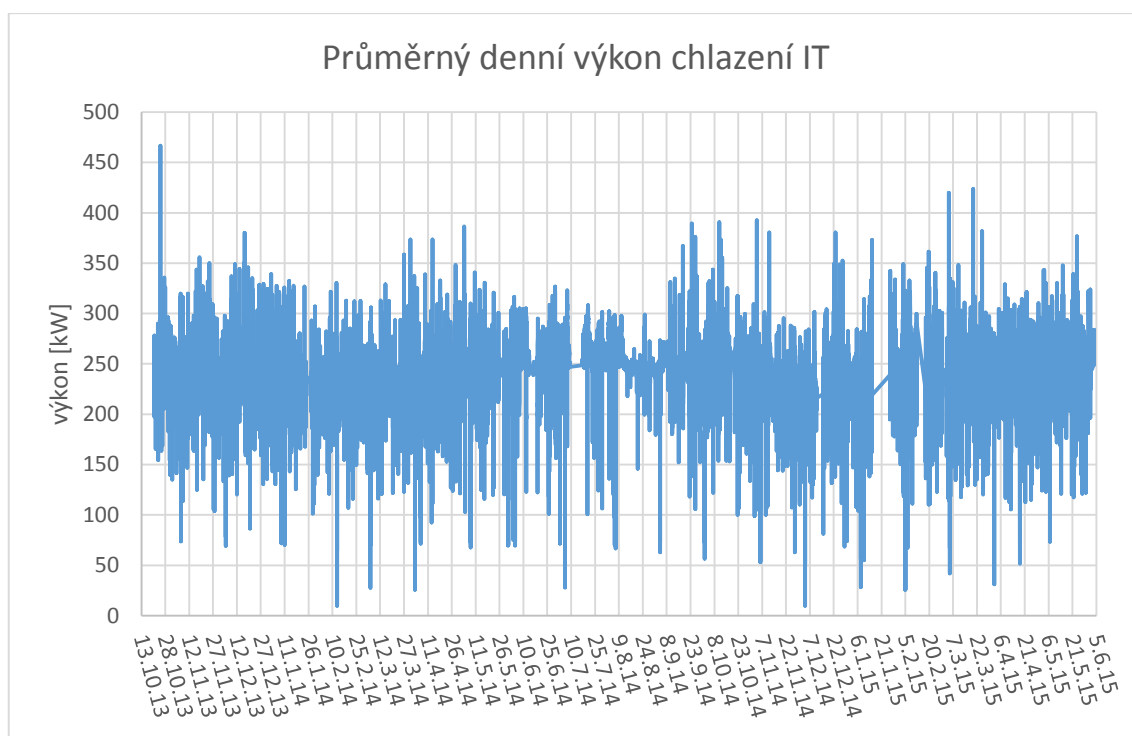
Obr. 5–8 Jmenovité příkony zařízení na chlazení data centra

Obr. 5–9 zobrazuje skutečné výkony zařízení na chlazení data centra. Výsledek je průměrem měření, které probíhalo od 25. 4. 2014 do 2. 6. 2015. Z porovnání obr. 5–9 a obr. 5–10 je vidět, že skutečný výkon suchého chladiče na chlazení data centra je pouze 2 % a naopak 71 % výkonu chlazení připadá na Turbocore a chladiče. Tato skutečnost výrazně ovlivňuje celkovou úsporu elektrické energie, pokud je instalovaný zdroj chladu, který vykazuje vysokou hodnotu úspory.



Obr. 5–9 Naměřené výkony zařízení na chlazení data centra

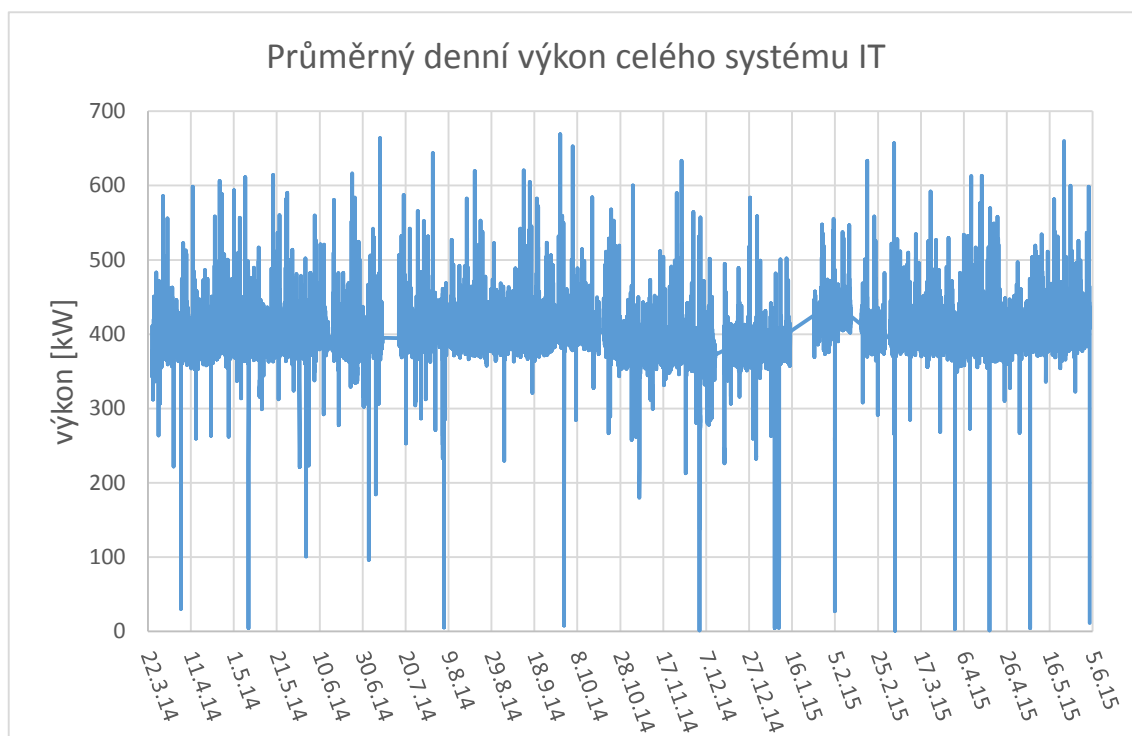
Vyhodnocení části, která byla zapisována automaticky, je zobrazeno na obr. 5– 10. Z důvodu vysokého počtu dat a nepravidelného kroku, který byl někdy i nulový, (odečet ve stejný čas) je graf vytvořen z tabulky pomocí *Svyhledat*. Tato tabulka má nastavený časový krok 5 min. a jsou vyfiltrovány hodnoty výkonu rovnající se nule. Výsledky rovné nule jsou hodnoty, kde je krok nulový a tím i spotřeba elektrické energie je nulová.



Obr. 5–10 Průměrný denní výkon chlazení, odečítající PC

Na grafu je vidět průměrný rozsah cca od 220 – 270 kW. Tato hodnota se rovná, průměrně dosaženému průměrnému dennímu výkonu na chlazení IT. Je zde i chvilkový nárůst nebo pokles, kterých není mnoho. Jsou období jako koncem července 2014 nebo ledna 2015, kde hodnoty chybí a odečet neprobíhal pravděpodobně z technických důvodů.

Podobným systémem byly vyhodnoceny výsledky na rozvaděči T4, který obsahuje systém chlazení IT a příkony počítačových jednotek v sálech. Graf průměrného denního výkonu je na obr. 5–11. Graf byl řešen přes funkci *Svyhledat* se zadáním časového kroku 6 min. Hodnoty rovnající se nule byly vyfiltrovány.



Obr. 5–11 Průměrný denní výkon celého systému IT včetně počítačů

Průměrně se výkon pohybuje mezi 380 – 450 kW. Je zde více hodnot propadu, které mohou být zapříčiněny prodlevou systému. V grafu je takové časové rozmezí, kde hodnoty chybí, např. první polovina července. Příčinou je pravděpodobně závada systému, který v daném časovém úseku nezaznamenával hodnoty.

Z hodnot celého systému příkonu IT a části pouze chlazení, je vypočtena hodnota energetické efektivity data centra *PUE*, tabulka 5–6.

Tab. 5–6 Hodnoty PUE data centra

Rok	Měsíc	Rozvodna	chlazení IT	Pouze PC		PUE
		T4	Q [kW]	Q [kW]	[%]	
2014	Duben	277,8	175,7	102,1	37%	2,7
	Květen	287,4	183,1	104,3	36%	2,8
	Červen	282,6	179,5	103,1	36%	2,7
	Červenec	296,9	188,3	108,6	37%	2,7
	Srpen	294,5	186,2	108,3	37%	2,7
	Září	286,8	179,7	107,1	37%	2,7
	Říjen	296,4	180,9	115,5	39%	2,6
	Listopad	272,3	159,3	113,0	42%	2,4
Prosinec	274,3	162,0	112,3	41%	2,4	

		<i>Rozvodna T4</i>	<i>chlazení IT</i>	<i>Pouze PC</i>		<i>PUE</i>
<i>Rok</i>	<i>Měsíc</i>	<i>Q [kW]</i>	<i>Q [kW]</i>	<i>Q [kW]</i>	<i>[%]</i>	<i>[-]</i>
2015	Leden	291,6	170,9	120,7	41%	2,4
	Únor	269,3	156,7	112,6	42%	2,4
	Březen	277,1	186,9	90,2	33%	3,1
	Duben	280,7	174,4	106,3	38%	2,6
	Květen	295,7	185,0	110,7	37%	2,7
Průměrná hodnota		284,5	176,3	108,2	38%	2,6

Z výsledků je zřejmé, že hodnota *PUE* překračuje v jednom případě hodnotu 3,1. Za dobu odečítání je průměrná hodnota *PUE* = 2,6. Tento výsledek není energeticky vhodný, hodnota *PUE* by se měla pohybovat do cca. 1,3. Často se lze setkat se systémem chlazení data center, které mají hodnotu *PUE* = 2. Vyšší hodnota budovy B může být zapříčiněna systémem, regulací, rozmístěním jednotek v chladícím sálu, proudem vzduchu atd.

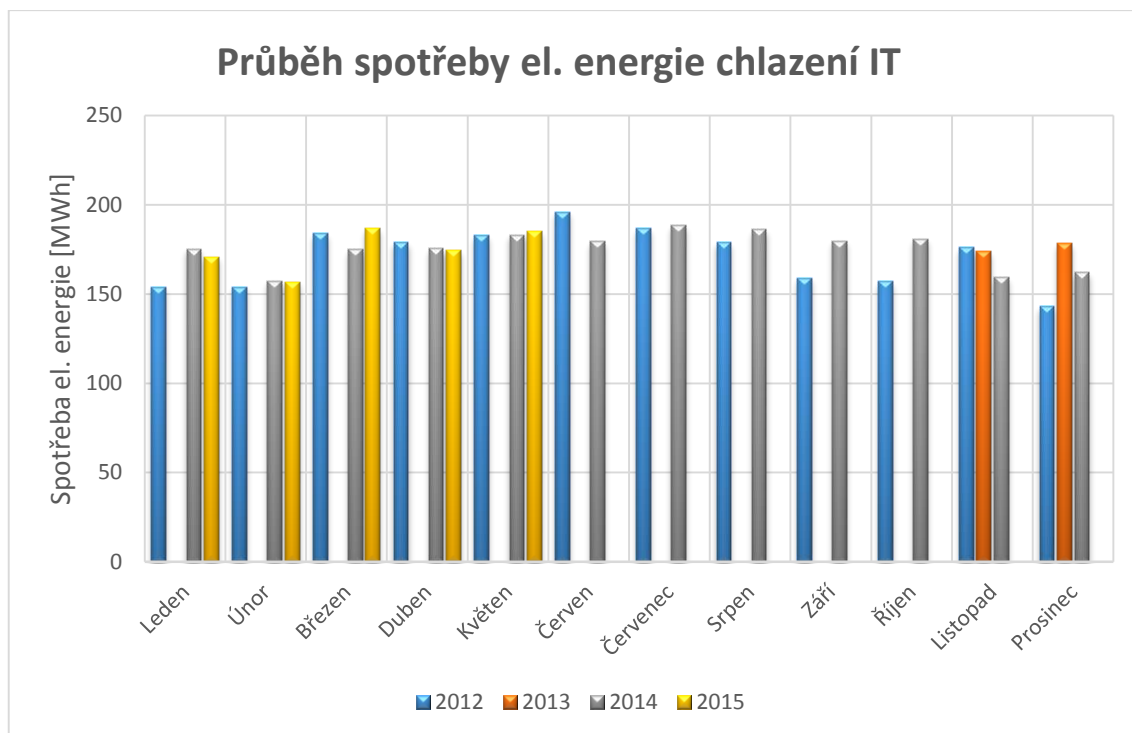
Porovnání spotřeby elektrické energie za určitý měsíc uvádí tab. 5–7. Jsou zde hodnoty z r. 2012, poté je časová prodleva, v kterých nejsou naměřená data. Od října 2013 do ukončení měření 2. června 2015 jsou zaznamenána data elektrické energie.

Tab. 5–7 Průměrná spotřeba el. energie za měsíc

<i>Rok</i>	<i>Měsíc</i>	<i>chlazení IT [MWh]</i>	<i>chlazení IT [MWh]</i>	<i>chlazení IT [MW]</i>
2011	Prosinec	109	–	–
2012	Leden	263	154	6,42
	Únor	417	154	6,42
	Březen	601	184	7,67
	Duben	780	179	7,46
	Květen	963	183	7,63
	Červen	1 159	196	8,17
	Červenec	1 346	187	7,79
	Srpen	1 525	179	7,46
	Září	1 684	159	6,63
	Říjen	1 841	157	6,54
	Listopad	2 017	176	7,33
	Prosinec	2 160	143	5,96
2013	Leden	–	–	–
	Únor	–	–	–
	Březen	–	–	–
	Duben	–	–	–
	Květen	–	–	–
	Červen	–	–	–

	<i>Měsíc</i>	<i>chlazení IT [MWh]</i>	<i>chlazení IT [MWh]</i>	<i>chlazení IT [MW]</i>
	Červenec	–	–	–
	Srpen	–	–	–
	Září	–	–	–
	Říjen	3 816,4	–	–
	Listopad	3 990,5	174,1	7,25
	Prosinec	4 168,7	178,2	7,43
2014	Leden	4 344,1	175,4	7,31
	Únor	4 501,5	157,4	6,56
	Březen	4 676,5	175,0	7,29
	Duben	4 852,2	175,7	7,32
	Květen	5 035,3	183,1	7,63
	Červen	5 214,8	179,5	7,48
	Červenec	5 403,1	188,3	7,85
	Srpen	5 589,3	186,2	7,76
	Září	5 769,0	179,7	7,49
	Říjen	5 949,9	180,9	7,54
	Listopad	6 109,1	159,3	6,64
	Prosinec	6 271,16	162,0	6,75
2015	Leden	6 442,1	170,9	7,12
	Únor	6 598,8	156,7	6,53
	Březen	6 785,7	186,9	7,79
	Duben	6 960,1	174,4	7,27
	Květen	7 145,1	185,0	7,71

Tyto výsledky jsou zobrazeny na obr. 5–12. Je vidět, že největší rozdíly jsou na konci roku, tedy v měsíci září až v prosinci. Lze to přisuzovat vlivům počasí, každý rok je trochu rozdílné počasí a to odpovídá změnám v grafu.



Obr. 5–12 Průměrná spotřeba el. energie na chlazení IT za měsíc

Hodnota průměrné spotřeby elektrické energie za rok, před instalací nového systému s Turbocory je známa = 5 737 Mwh. Pro porovnání je třeba znát hodnoty po celý rok, proto lze v tomto případě porovnat pouze rok 2012 a 2014 jak je tomu v tab. 5–8. Procentuálně je vyjádřena úspora až cca 64 %. Což znamená pro investora značnou úsporu elektrické energie. Tato úspora je vyčíslena v tab. 5–8 při ceně elektrické energie 3 983 Kč/MWh. Cena elektrické energie byla stanovena v tarifu CO2d v ceníku ČEZ [38] pro firmy.

Tab. 5–8 Úspora nového systému

		Spotřeba [Mwh]	Úspora [Mwh]	Úspora [%]	Úspora [Kč]
Starý systém	2010	5737	-	-	-
Nový systém	2012	2051	3686	64,2%	14 681 338
	2014	2102	3635	63,4%	14 476 500

Není známa pořizovací hodnota zdrojů chladu, ale odhadují se ceny strojů na 4 mil. Kč bez instalace, pravidelného servisu a dalších nákladů.

6. Závěr

Cílem práce bylo vytvořit přehled o systému chlazení, speciálně chlazení turbokompresory a zaměření na problematiku chlazení datových center. Ukazuje se, že bude narůstat potřebná energie na chlazení datových center a tento problém je třeba řešit novými technickými řešeními, která budou energeticky efektivní a tím přispívat ke snížení spotřeby elektrické energie. V diplomové práci je podán přehled kompresorů využívaných na chlazení, především se zaměřením na chladivové kompresory typu turbokompresor a vytknutí rozdílů mezi turbokompresorem a Turbocorem. Tato dvě zařízení jsou často nesprávně zaměňována, nebo dokonce považována totéž zařízení. Jelikož výroba turbokompresoru není v již dnešní době technologicky složitá, existuje mnoho výrobců především malých jednodstupňových turbokompresorů bez velkých požadavků na účinnost nebo výrobu jednoduchých turbodmychadel. Za technologicky náročné typy turbokompresorů se považují vícestupňové turbokompresory s mezichlazením, turbokompresory pro stlačování hořlavých či jinak nebezpečných plynů a turbokompresory speciální s požadavky na vysokou účinnost a nízkou hmotnost, např. letecké aplikace.

Praktická část diplomové práce se věnuje chlazení data centra ve vzorové budově. Je vytvořen přehled dat odečtu, který probíhal přibližně každý měsíc ve strojovně chladu. V této budově slouží zdroj chladu Turbocor k chlazení datového centra. Za zastaralý systém chlazení data centra, byly instalovány Turbocor jednotky v r. 2011. Jsou porovnány hodnoty spotřeby elektrické energie z manuálního odečtu a odečtu, který byl zaznamenáván do uložiště MaR. Prokázalo se, že výměnou systému lze uspořit výraznou částku, v případě budovy B je to minimálně 14 mil. ročně. Je třeba sledovat i hodnotu energetické efektivity *PUE*, která je stanovena speciálně pro datová centra. V měřené budově, nevykazuje dobrý výsledek průměrná hodnota $PUE = 2,6$. Ideálních výsledků je dosahované s hodnotou 1 – 1,3. Za nepříznivý výsledek hodnoty *PUE* lze považovat regulační systém nebo technologii návrhu jednotek. Na hodnotu *PUE* má výrazný vliv i rozmístění vnitřních jednotek v data centru, které ovlivňují správnou distribuci vzduchu pro dosažení požadovaných parametrů. Hodnotu ovlivňuje také volba vhodného zónování dle zařízení s rozdílným požadavkem na teplotu a vlhkost. Horší kvalita může být zapříčiněna nevhodnou distribucí vzduchu. Vhodnějších parametrů lze dosáhnout při distribuci v úrovni uzavřených uliček nebo na úrovni RACKů. Při návrhu je vhodné

posoudit případné varianty simulací proudění vzduchu. Dalším prvkem, který ovlivňuje hodnotu energetické efektivity je možnost chlazení free-coolingem. Chlazení data centra ve vzorové budově je vybaveno free-coolingem, které se spouští při teplotách 0 °C. Pro lepší energetickou efektivitu, by bylo vhodné využívat free-cooling při vyšších teplotách. Z vyhodnocení celkové spotřeby elektrické energie na chlazení data centra, obr. 5–9 je zřejmé, že podíl suchých chladiců na celkové spotřebě elektrické energie je pouze 2 %. Na výsledcích energetické efektivity by změna teploty free-coolingu nebyla až tolik podstatná.

Z výsledků je patrné, že správně navržený zdroj chladu přispívá značnou mírou k energetické úspoře chlazení. Lze dosáhnout poměrně brzkého návratu investice do dražšího zdroje chladu, který pracuje energeticky úsporněji. Je třeba sledovat i ostatní systémy napojené na zdroje chladu. Pro chlazení datových center je ale třeba dbát na celkovou energetickou efektivitu systému, zohledňovat postavení vnitřních chladících jednotek, průběh ochlazovaného vzduchu v prostoru a další. Zanedbání těchto faktorů může přinášet nižší úspory.

Literatura

- [1] A. Liška, P. Novák. *Kompresory*: Vydavatelství ČVUT, 1999. 227 s. ISBN 80-01-01962-4.
- [2] V. Chlumský a kol. *Technika chlazení*, technický průvodce sv. 48: Vydavatelství SNTL, 1971. 550 s. L111-E1-IV-41/22317/XII.
- [3] F. Drkal, M. Lain, V. Zmrhal. *Klimatizace*: Vydavatelství ČVUT, 2015. 134 s. ISBN 978-80-07-05652-3.
- [4] V. Šmíd, V. Svoboda. *Chladivové turbokompresory*: Vydavatelství ČVUT, 1988. 107 s. F-15-878-f.
- [5] J. Škorpík, Návrh a konstrukce tepelných turbín a turbokompresorů, *Transformační technologie*, [online] zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/navrh-a-konstrukce-tepelnych-turbin-a-turbokompresoru.html>
- [6] M. Lain, vytápění větrání a klimatizace č.2/2012. *Celkové chladicí faktory klimatizačních systémů a jejich zlepšování*. [online] zdroj. Dostupné z <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8797-celkove-chladici-faktory-klimatizacnich-systemu-a-jejich-zlepsovani>
- [7] M. Lain, R. Tuharský. *Spotřeba el. energie klimatizačních zařízení*: ČVUT v Praze, 2014, 6 s. 21. konference Klimatizace a větrání 2014.
- [8] V. Zavřel. Data centra: současné trendy a výzkum v rámci EU. In: *Data centra: sborník přednášek klimatizace datových center, Květen 2015*. Ed. LAIN Miloš, Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015, 25 s.

[9] P. Zelenský. *Proudění vzduchu v datových centrech*. In: *Data centra: sborník přednášek klimatizace datových center, Květen 2015*. Ed. LAIN Miloš, Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2015, 25 s.

[10] *Ashrae* [online]. J. Fabian (2015) [16. 3. 2015]. Dostupné z <http://ashrae-cfl.org/2010/03/understanding-iplvnplv/>

[11] *Schiessl* [online]. Schiessl (2015). [16. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.schiessl.cz/obrcl--118-149>

[12] *JDK* [online]. JDK (2015). [16. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.jdk.cz/cs/produkty/komponenty-chladiciho-okruhu>

[13] *Dreamstime* [online]. Dreamstime (2015). [16. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.dreamstime.com/stock-photo-shell-tube-heat-exchanger-schematic-image31635090>

[14] *Schiessl* [online]. Schiessl (2015). [16. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.schiessl.cz/obrcl--119-158>

[15] Honeywell [online]. Honeywell (2015). [16. 5. 2015]. Dostupné z https://products.ecc.emea.honeywell.com/cz/ecatdata/pg_tlem-55.html

[16] *JDK* [online]. JDK (2015). [18. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.jdk.cz/cs/produkty/chladivo>

[17] *Engineeringtoolbox* [online]. Engineeringtoolbox (2015). [25. 5. 2015]. Dostupné z http://www.engineeringtoolbox.com/Refrigerants-Environment-Properties-d_1220.html

[18] *Galletti* [online]. Galletti (2015). [3. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.galletti.cz/galletti2013/box1.php>

- [19] *Ciur* [online]. Klimatizace Ciur (2015). [3. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.klimatizace-ciur.cz/lennox/obsah/jednotky-pro-upravu-vzduchu-fancoily-rekuperacni-jednotky>
- [20] *ASB* [online]. Asb portal (2015). [3. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.asb-portal.cz/tzb/vetrani-a-klimatizace/salave-chladici-systemy-1>
- [21] *Lengrad* [online]. Lengrad (2015). [4. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.legrand.cz/uzavrena-studena-ulicka-minkels#>
- [22] *Tribotechnika* [online]. Tribotechnika (2015). [1. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12010/oleje-pro-sroubove-kompresory.html>
- [23] Z. Čejka. Závěrečná zpráva z projektu. *Spotřeba energie budov na chlazení v ČR*, 11. 2012. Kolektiv autorů ČVUT FSI, kap. 2.3 Kompresory.
- [24] *Sultrade* [online]. Sultrade (2015). [8. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.sultrade.cz/prumyslove-chlazení-a-klimatizace/kompresorove-chladici-jednotky-se-sroubovymi-kompresory-bitzer/s-oddelenym-kondenzatorem-split-se-sroubovymi-kompresory-bitzer.htm>
- [25] *Air compressor* [online]. Air compressor guide (2015). [9. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.air-compressor-guide.com/wp-content/uploads/2014/05/scroll-compressor-open2.jpg>
- [26] *Ashrae*, Článek z ASHRAE 2012 Handbook – HVAC Systems and Equipment (SI) Kapitola 38 Kompresory (2015). [1. 6. 2012].
- [27] *Danffos*[online]. Turbocor (2015). [30. 5. 2015]. Dostupné z <http://www.Turbocor.com/productspecs.php>
- [28] M. Lain., prezentace *Provoz a kontrola systémů klimatizace.*, 2015. Součástí průběžné vzdělávání energetických specialistů; kurz č.5/2014, ČVUT v Praze a MPO

- [29] *TZB info* [online]. Měření a regulace (2015). [31. 5. 2015]. Dostupné z <http://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/12467-merice-tepla-a-chladu>
- [30] *Refrion* [online]. Refrion (2015). [1. 5. 2015]. Dostupné z http://www.refrion.com/eng/nostre_installazioni.php
- [31] J. Kadrnožka. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 308 s. ISBN: 80-7204-346-3.
- [32] V. Šmíd, V. Svoboda, V. Sýkora. *Atlas turbokompresorů*: Vydavatelství ČVUT, 1982. 229 s. Číslo publikace 4421.
- [33] T. B. Ferguson. *The centrifugal compressor stage*: Vydavatelství London Butterworths, 1963. 151 s. Číslo publikace 621.51-155.
- [34] K. E. Herold, R. Radermacher, S. A. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*: Vydavatelství CIP, 1995. 329 s. ISBN 0-8493-9427-9.
- [35] *Cruservis* [online]. Cruservis (2015). [2. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.cruservis.cz/provozovna.php?id=16>
- [36] *Carel* [online]. Carel (2015). [2. 6. 2015]. Dostupné z http://www.carel-cz.cz/dokumentace/chlazení/ventily/CZ402200000_Pro%C4%8D%20ExV.pdf
- [37] *Europa* [online]. Europa energy (2015). [2. 6. 2015]. Dostupné z <https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/en/projects/harmonac>
- [38] *ČEZ* [online]. ČEZ (2015). [10. 6. 2015]. Dostupné z <http://www.cez.cz/firmy/cs/elektrina/cez-fix/cenik.html>
- [39] *Vyhláška* [online]. Vyhláška 193, Sbírka zákonů č. 193/2013 (2013). [15. 6. 2015]. Dostupné z http://www.trasko.cz/cms/upload/root/ospolecnosti/2013_193_kontrola%20klimatizaci.pdf

Přílohy

Příloha 1 – Parametry skříňových jednotek typu SPW AHU H20, V – PDL 25, 50 a jednotek Fan-coil UTA

jednotka SPW AHU 25		
chladicí výkon	25	[kW]
průtok vzduchu	4250	[m ³ /h]
chladicí médium	voda	
vstupní / výstupní teplota chl. média	7/12	[°C]
průtokové množství	4,3	[m ³ /h]
jmenovité napájecí napětí	230 V / 1 f / 50	[Hz]
jmenovitý elektrický příkon	1,42	[kW]
hladina akustického tlaku ve 2m	48	[dB(A)]
hloubka	650	[mm]
šířka	650	[mm]
výška	2000	[mm]
váha	172	[kg]
jednotka SPW AHU 50		
chladicí výkon	50	[kW]
průtok vzduchu	8 500	[m ³ /h]
chladicí médium	voda	
vstupní / výstupní teplota chl. média	7/12	[°C]
průtokové množství	8,6	[m ³ /h]
jmenovité napájecí napětí	400 V / 3 f / 50	[Hz]
jmenovitý elektrický příkon	2,8	[kW]
hladina akustického tlaku ve 2m	58	[dB(A)]
hloubka	650	[mm]
šířka	1200	[mm]
výška	2000	[mm]
váha	425	[kg]
jednotka UTA 1230		
chladicí výkon	25	[kW]
průtok vzduchu	5600	[m ³ /h]
chladicí médium	voda	
vstupní / výstupní teplota chl. média	7/12	[°C]
průtokové množství	4,3	[m ³ /h]
jmenovité napájecí napětí	230 V / 1 f / 50	[Hz]
jmenovitý elektrický příkon	2 x 750	[W]
max. provozní proud	2 x 2,3	[A]
hladina akustického tlaku ve 2m	51	[dB(A)]
hloubka	440	[mm]
šířka	1120	[mm]

výška	1020	[mm]
váha	99,7	[kg]
jednotka UTA 1540		
chladičí výkon	50	[kW]
průtok vzduchu	9100	[m ³ /h]
chladičí médium	voda	
vstupní / výstupní teplota chl. média	7/12	[°C]
průtokové množství	8,9	[m ³ /h]
jmenovité napájecí napětí	230 V / 1 f / 50	[Hz]
jmenovitý elektrický příkon	2 x 1,1	[W]
max. provozní proud	56	[A]
hladina akustického tlaku ve 2m	2 x 2,3	[dB(A)]
hloubka	600	[mm]
šířka	1620	[mm]
výška	1450	[mm]
váha	224	[kg]

Příloha 2 – Oběhová čerpadla

typ čerpadla TP 100-90/4 A-F-A GQQE		
počet kusů	6	
rozsah teploty kapaliny	90 až - 25	[°C]
údaje čerpadla pro dané otáčky	1445	[ot/min]
jmenovitý průtok	81,3	[m ³ /h]
jmenovitá dopravní výška	69,6	[kPa]
skutečný průměr oběžného kola	161	[mm]
ucpávka	GQQE	
max. teplota okolí	60	[°C]
max. provozní tlak	16	[bar]
standardní příruba	DIN	
potrubní přípojka	DN 100	
vzdálenost mezi sacím a výtlačným hrdlem	550	[mm]
typ motoru	100LB	
jmenovitý výkon - P2	2,2	[kW]
příkon (P2) vyžadovaný čerpadlem	2,2	[kW]
frekvence el. sítě	50	[Hz]
jmenovité napětí	3 x 380-415	[V]
jmenovitý elektrický proud	5,35	[A]
krytí (IEC 34-5)	IP55	
čistá hmotnost	100	[kg]
hmotnost	125	[kg]
přepravní objem	0,63	[m ³]

typ čerpadla TPE 100-390/2 A-F-A GQQE		
počet kusů	2	
rozsah teploty kapaliny	90 až - 25	[°C]
údaje čerpadla pro dané otáčky	2930	[ot/min]
jmenovitý průtok	178,4	[m ³ /h]
jmenovitá dopravní výška	323	[kPa]
skutečný průměr oběžného kola	169	[mm]
ucpávka	GQQE	
max. teplota okolí	40	[°C]
max. provozní tlak	16	[bar]
standardní příruba	DIN	
potrubní přípojka	DN 100	
PN pro potrubní přípojku	PN 16	
typ motoru	180M	
jmenovitý výkon - P2	22	[kW]
příkon (P2) vyžadovaný čerpadlem	22	[kW]
frekvence el. sítě	50	[Hz]
jmenovité napětí	3 x 380-415	[V]
jmenovitý elektrický proud	42	[A]
jmenovité otáčky	360-2910	[ot/min]
krytí (IEC 34-5)	IP54	
třída izolace (IEC 85)	F	
čistá hmotnost	301	[kg]
hmotnost	324	[kg]
přepravní objem	0,63	[m ³]
typ čerpadla TP 150-390/4 A-F-A GQQE		
počet kusů	2	
rozsah teploty kapaliny	90 až - 25	[°C]
údaje čerpadla pro dané otáčky	1480	[ot/min]
jmenovitý průtok	303	[m ³ /h]
jmenovitá dopravní výška	324	[kPa]
skutečný průměr oběžného kola	333	[mm]
ucpávka	GQQE	
max. teplota okolí	40	[°C]
max. provozní tlak	16	[bar]
standardní příruba	DIN	
potrubní přípojka	DN 150	
PN pro potrubní přípojku	PN 16	
vzdálenost mezi sacím a výtlačným hrdlem	800	[mm]
velikost příruby motoru	FF400	
typ motoru	225S	
jmenovitý výkon - P2	37	[kW]

příkon (P_2) vyžadovaný čerpadlem	37	[kW]
frekvence el. sítě	50	[Hz]
jmenovité napětí	3 x 380-415 D / 660-690 Y	[V]
jmenovitý elektrický proud	67 / 38,5	[A]
krytí (IEC 34-5)	IP55	
čistá hmotnost	540	[kg]
hmotnost	709	[kg]