

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**ZDROJE TEPLA A CHLADU PRO ADMINISTRATIVNÍ
BUDOVU**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Souhrn

Česky:

Diplomová práce se zabývá porovnáním různých variant zdrojů tepla a chladu. Jednotlivé technologie jsou rozebrány v teoretické části práce, zejména kogenerační jednotky a absorpční chlazení. Jednotlivé varianty budou porovnány na referenčních datech, které se získají z počítačové simulace v prostředí ESP-r. Budou získána roční hodinová data o vytápění a chlazení. Mezi porovnávané alternativy patří: kogenerace a kompresorové chlazení, CZT a kompresorové chlazení, plynové kotle a kompresorové chlazení, kogenerace a absorpční chlazení, plynové tepelné čerpadlo s možností chlazení. Varianty budou porovnány podle potřeby energie, potřeb primární energie a bude vypracována finanční analýza.

Anglicky:

The master's thesis deals with the source comparison of heating and cooling. The theoretical part of the thesis discussed the relevant technologies. In particular cogeneration unit and absorption cooling. Variants will be compared with reference data, which is obtained from computer simulation of ESP-r. I will be recording the data over a year in hours, to see how the buildings behavior compares through the season. The following variants will be compared: cogeneration unit and compressor cooling, central heating supply (heating from plant) and compressor cooling, gas boiler and compressor cooling, cogeneration unit and absorption cooling, gas heat pump which allows cooling. The following factors will be used for comparison of the variants, power consumption, primary power consumption and financial analysis.

Prohlášení o samostatném vypracování práce

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Zdroje tepla a chladu pro administrativní budovu vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D. a s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 17.12.2014

Marek Šebesta

Poděkování

Rád bych poděkoval Doc. Ing. Tomáši Matuškoví, Ph.D. za velkou vstřícnost, věcné připomínky a cenné rady, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce.

Seznam použitého značení

Značka	veličina	rozměr
EER	chladičí faktor	[-]
P	elektrický příkon	[kW]
\dot{V}_{red}	redukovaný průtok vzduchu	[m ³ /h]
\dot{V}_{pot}	potřebný průtok vzduchu	[m ³ /h]
η_{ZZT}	účinnost ZZT	[%]
\dot{V}	objemový průtok za den	[m ³ /den]
ρ	hustota	[kg/m ³]
c	tepelná kapacita	[J/kgK]
Δt	rozdíl teplot	[K];
z	ztráty	[-]
n	počet pracovních dní v měsíci	[-]
$Q_{p,j}$	potřeba tepla	[kW]
$Q_{dd,czt,j}$	dodávka tepla	[kW]
t_k	teplota kondenzační	[°C]
t_v	teplota vypařovací	[°C]
$Q_{dd,kj,j}$	dodané teplo kogenerační jednotkou	[kW]
$Q_{kj,j}$	výkon kogenerační jednotky	[kW]
$Q_{p,j}$	potřeba tepla	[kW]
$Q_{dd,pk,j}$	dodané teplo plynovým kotlem	[kW]
$Q_{ch,j}$	chladičí výkon	[kW]
$P_{sh,j}$	příkon na hřídeli	[kW]
$P_{GHP,j}$	příkon GHP	[kW]
μ_m	mechanická účinnost	[-]
$Q_{mot,j}$	výkon vysokoteplotního okruhu motoru	[kW]
$Q_{k,j}$	výkon nízkoteplotního okruhu kondenzátoru	[kW]
$Q_{t,j}$	tepelný výkon GHP	[kW]
COP	topný faktor	[-]
$P_{t,j}$	tepelný příkon	[kW]

Obsah

Seznam použitého značení	5
Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	11
1 Úvod	11
2 Zdroje tepla a chladu	12
2.1 Centralizované zásobování teplem	12
2.1.1 Historie centralizovaného zásobování teplem	12
2.1.2 Výroba tepelné a elektrické energie	13
2.2 Absorpční chlazení	14
2.2.1 Princip absorpčního chlazení	14
2.2.2 Rozdělení absorpčních zařízení	16
2.3 Plynová kogenerační jednotka	19
2.3.1 Princip kogenerační jednotky se spalovacím motorem	19
2.3.2 Spalovací motory kogeneračních jednotek	21
2.4 Kompresorové chlazení	21
2.4.1 Princip chlazení	22
2.5 Plynové tepelné čerpadlo	23
2.5.1 Princip GHP	23
3 Počítačová simulace v prostředí ESP-r	25
3.1 ESP-r	25
3.2 Popis modelu a budovy	26
3.3 Zasklení a žaluzie	28
3.4 Vnitřní a vnější tepelná zátěž	29
3.5 Větrání velkoprostorových kanceláří	31

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

3.6	Vyhodnocení simulace a spotřeba tepla pro přípravu TV	32
4	Analýza variant vytápění a chlazení administrativní budovy	34
4.1	Varianta A	35
4.1.1	Centralizované zásobování teplem	35
4.1.2	Kompresorové chladicí zařízení Carrier 38 RBS	36
4.1.3	Energetické vyhodnocení	38
4.2	Varianta B	38
4.2.1	Plynový kondenzační kotel Junkers CerapurMaxx ZBR 98	38
4.2.2	Energetické vyhodnocení	40
4.3	Varianta C	40
4.3.1	Kogenerační jednotka Tedom Micro T50	41
4.3.2	Plynový kotel	44
4.3.3	Výpočet výroby tepla a elektrické energie	44
4.3.4	Energetické vyhodnocení	46
4.4	Varianta D	46
4.4.1	Energetické vyhodnocení	47
4.5	Varianta E	48
4.5.1	Absorpční jednotka Broad BDH 30X	48
4.5.2	Kogenerační jednotky T50	49
4.5.3	Energetické vyhodnocení	50
4.6	Varianta F	50
4.6.1	Zapojení GHP a ohřev teplé vody	52
4.6.2	Výpočet GHP	53
4.6.3	Energetické vyhodnocení	56
5	Porovnání jednotlivých variant	56
5.1	Energetická bilance	57

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

5.2	Energetická bilance z pohledu primární energie	59
5.3	Ekonomické zhodnocení variant	61
6	Diskuze	64
7	Závěr	65
	Seznam literatury	67
	Seznam příloh	68

Seznam obrázků

- Obr. 2.1 Reálné schéma absorpčního chladicího zařízení
- Obr. 2.2 Schéma chladicí věže
- Obr. 2.3 Teoretický absorpční jednostupňový chladicí oběh
- Obr. 2.4 Teoretický absorpční dvoustupňový chladicí oběh
- Obr. 2.5 Schéma kogenerační jednotky s plynovým motorem
- Obr. 2.6 Schéma kompresorového chladicího zařízení
- Obr. 2.7 Schéma plynového tepelného čerpadla
- Obr. 2.8 Srovnání výkonů GHP a elektrického tepelného čerpadla [2]
- Obr. 3.1 Budova SKANSKA (na levé straně administrativní část budovy)
- Obr. 3.2 Model administrativní části budovy SKANSKA
- Obr. 3.3 Optické vlastnosti zasklení
- Obr. 3.4 Optické vlastnosti vnějších žaluzií
- Obr. 3.5 Příklad profilu tepelné zátěže pro zimní období
- Obr. 3.6 Roční potřeba energie pro chlazení a vytápění
- Obr. 3.7 Denní potřeba tepla pro přípravu teplé vody
- Obr. 4.1 Chladicí jednotka Carrier 38 RBS 160
- Obr. 4.2 Závislost EER na teplotě chladicího zařízení Carrier 38 RBS
- Obr. 4.3 Nástěnný kondenzační kotel Junkers CerapurMaxx ZBR 98 [7]
- Obr. 4.4 Závislost účinnosti na teplotách kotlové vody a spalin [7]
- Obr. 4.5 Roční potřeba tepla na vytápění a přípravu TV
- Obr. 4.6 Otevřená kogenerační jednotka Micro T50
- Obr. 4.7 Závislost elektrické a tepelné energie
- Obr. 4.8 Závislost spotřeby plynu na vytížení
- Obr. 4.9 Příkon chladicího zařízení ve dne a v noci
- Obr. 4.10 Závislost COP ACHJ na aktuálním výkonu [3]
- Obr. 4.11 Potřeba tepla pro absorpční chlazení
- Obr. 4.12 GHP Tedom Polo 100
- Obr. 4.13 COP Tedom Polo 100
- Obr. 4.14 EER Tedom polo 100
- Obr. 4.15 Schéma zapojení GHP a akumulčních nádrží
- Obr. 4.16 Popis použitých veličin při výpočtu

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

Obr. 5.1 Potřeby elektrické energie, plynu a CZT

Obr. 5.2 Porovnání potřeby primární energie na chlazení za rok

Obr. 5.3 Roční potřeba primární energie

Obr. 5.4 Roční provozní náklady

Obr. 5.5 Graf investičních a provozních nákladů

Seznam tabulek

- Tab. 3.1 Tepelné vlastnosti konstrukcí
- Tab. 3.2 Vnitřní tepelné zisky
- Tab. 3.3 Množství větracího vzduchu dle zón
- Tab. 4.1 Výroba chladu a dodané teplo
- Tab. 4.2 Potřeba plynu a chladu
- Tab. 4.3 Závislost výkonu na zatížení kogenerační jednotky Micro T50
- Tab. 4.4 Výroba a dodávka tepla, chladu a elektrické energie
- Tab. 4.5 Výroba a dodávka tepla, chladu, energie a plynu
- Tab. 4.6 Výroba a dodávka tepla, chladu a elektrické energie
- Tab. 4.7 Výroba tepla, chladu a potřeba plynu
- Tab. 5.1 Faktor primární energie pro hodnocení budov [4]
- Tab. 5.2 Potřeby primární energie
- Tab. 5.3 Ceny energií
- Tab. 5.4 Roční provozní náklady

1 Úvod

V posledních letech je kladen velký důraz na zvyšování kvality životního prostředí. S tímto trendem je úzce spjata zvyšující se potřeba energie, a to především elektrické. Bohužel v České republice, ale i ve velké většině Evropských zemí, je stále elektrická energie vyráběna s velmi nízkým využitím primárních paliv, a to především uhlí. Do jisté míry tento problém řeší současná produkce elektrické energie a tepla (kogenerace). Kogenerační produkce energie přináší zvýšení využití paliva a tak zlepšení účinnosti celého systému.

Velkým problémem u ohromných zdrojů tepla je, že ne vždy mají odběr tepla, horkovody jsou velmi dlouhé a dochází k velkým ztrátám na vedení, ale i v předávacích stanicích. Samotný provoz zařízení je velmi drahý a koncoví uživatelé musí vše zaplatit. Tuto situaci mohou příznivě ovlivnit například malé plynové kogenerační jednotky. Zařízení produkuje teplo v místě odběru a elektrická energie, která není spotřebována v objektu, je dodávána do sítě s menšími ztrátami. V těchto zařízeních je

využití primárních paliv více než 95%, což je ekologické, ale v dnešní době především velmi ekonomické.

Tématem diplomové práce je porovnání pěti variant vytápění, chlazení a přípravy teplé vody. Varianty budou porovnány podle potřeby energií, na pokrytí potřeb budovy. Porovnání po přepočtení na primární zdroje a porovnání investičních a provozních nákladů v horizontu 15 let. Zdrojem dat pro vytápění a chlazení je administrativní budova na pražském Opatově, kterou má v pronájmu stavební společnost Skanska. Bude vytvořen numerický model v prostředí ESP-r budovy. Potřeby teplé vody budou dopočítány. Výsledkem simulace budou hodinová data, na kterých budou porovnány jednotlivé varianty.

Je však otázkou, zda-li logické spojení různých technologií pro výrobu tepla, chladu a elektrické energie je výhodné a levné řešení? Zda-li řešení s nízkou spotřebou primárních paliv bude i ekonomicky výhodné? Na tyto otázky se pokusí odpovědět tato diplomová práce.

2 Zdroje tepla a chladu

V této kapitole budou teoreticky rozebrány jednotlivé zdroje tepla a chladu. Jedná se především o centralizované zásobování teplem a o zdroje tepla na plynná paliva jako kogenerační jednotka, plynové tepelné čerpadlo a plynový kondenzační kotel. Zdroje chladu jsou kompresorové chladicí jednotky a podrobněji budou probrány absorpční chladicí jednotky a plynové tepelné čerpadlo, které umožňuje v letním období chladit.

2.1 Centralizované zásobování teplem

Centralizované zásobování teplem (dále jen CZT) je systém dálkového vytápění a přípravy teplé vody. Soustavy pro dodávku tepla jsou tvořeny vzájemně propojenými zdroji tepla, tepelnými sítěmi a předávacími stanicemi.

2.1.1 Historie centralizovaného zásobování teplem

Centralizované zásobování teplem (dále jen CZT) historicky vychází z teplárenství. Souběžně s růstem urbanizace a industrializace se zvyšovaly požadavky na dodávky

tepla. Lokální vytápění v malých kotelnách, zásobujících jednotlivé domy nebo skupiny domů, postupně začalo být problematické. Neustálé zásobování kotlen palivem (převážně uhlím) s tím spojené problémy se spalováním jako rozptyl kouřových plynů a odvoz zbytků po spalování. Ve 30 letech tak vznikl systém centralizovaného zásobování teplem na vysoké úrovni se zdroji na kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie.

Po válce v 50. a 60. letech zaznamenávají největší rozvoj velké teplárenské soustavy. Hlavní důvody byly: rozvoj těžkého průmyslu, celkové zvyšování energetické náročnosti a koncentrace obyvatel do průmyslových oblastí. Výsledkem tohoto období je zakládání vysoce rozvinutých soustav CZT v oblastech s vysokou urbanizací. Zdroji těchto soustav byly většinou teplárny, umístěné mimo městskou zástavbu.

V 70. a 80. letech je teplárenství ovlivňováno především výstavbou panelových sídlišť. Sídliště měla většinou centralizované zdroje tepla na topné oleje a později na zemní plyn. Zdroje tepla tedy byly ve velké většině výtopny, které měly velmi špatnou regulaci a měření.

V období 90. leta až první desetiletí 21. století teplárenství ovlivňují nové ekologické a energetické zákony, přijetí nové cenové politiky paliv a dostupnost nejmodernějších teplárenských technologií. Díky tomu dochází ke zkvalitňování celého procesu od zdroje až po koncové uživatele. Typické příklady intenzifikace jsou odsiřovací zařízení, fluidní spalování, kogenerační výroba, izolované potrubní rozvody, měření u koncových uživatelů atd.

2.1.2 Výroba tepelné a elektrické energie

Pomocí jednoho velkého zdroje mohou být zásobována sídliště či celá města (typickým příkladem je teplárna Mělník). V dnešní době je trend společně s energií tepelnou vyrábět i energii elektrickou. Tato zařízení se nazývají teplárny. Teplárny výrazně napomáhají snížit spotřebu primárních paliv. S úsporou primárních paliv souvisí i snižování emisí znečišťujících látek (TZL, SO₂, NO_x), čímž teplárny napomáhají zlepšit životní prostředí. V teplárnách se využívají rozdílná paliva (fosilní, biomasa, komunální odpad). V České republice jsou pro CZT nejčastěji využívány parní protitlaké a odběrové turbíny. Palivem v teplárnách s těmito typy turbín je nejčastěji uhlí.

2.2 Absorpční chlazení

První pokusy se zařízením, co vzdáleně připomíná absorpční chlazení, jsou datovány od roku 1777 a jedná se o nejstarší způsob výroby chladu. První funkční zařízení bylo zkonstruováno v roce 1859 bratry Ferdinandem a Edmondem Carré. Chladivem byla binární sloučenina amoniaku a absorbentem byla voda. Výroba chladu absorpčním zařízením byla primárně používána až do prvního desetiletí dvacátého století. S rozmachem elektrické energie se stále častěji začala využívat kompresorová chladicí zařízení poháněná elektromotory a od absorpčního chlazení se začalo ustupovat. První absorpční zařízení jak jej známe dnes, zkonstruovala firma Carrier v roce 1945. Jako chladivo použila vodu a absorbent lithium bromid.

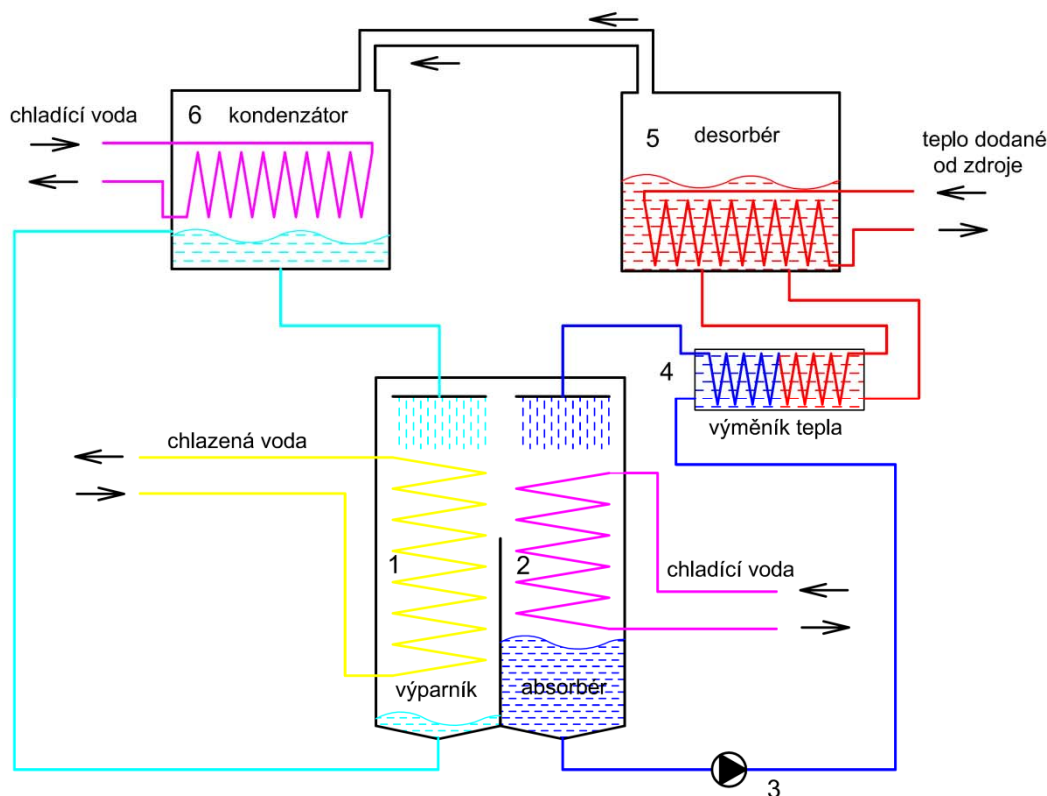
V dnešní době se s absorpčním chlazením lze setkat čím dál častěji. Velké uplatnění má v průmyslu, kde se pro účely absorpčního chlazení využívá odpadní teplo, které by jinak bylo mařeno. Solární kolektory, kotle na biomasu či plyn nebo kogenerační jednotky, jsou také vhodné zdroje tepla pro absorpční chlazení. Mezi nesporné výhody patří téměř zanedbatelná spotřeba elektrické energie (do 5 %), žádné mechanicky pohybující se části a plynulá regulace od 15 do 100 %. Díky těmto předpokladům je absorpční chlazení převážně využíváno u středních a velkých zdrojů chladu.

2.2.1 Princip absorpčního chlazení

Princip je založen na fyzikálních vlastnostech dvou látek, které jsou schopné vzájemné absorpce. Fyzikální vlastnost absorpce je objemové vstřebávání jedné látky v druhé. Roztok se skládá ze dvou částí. Chladivo, které je pohlcováno a vypuzováno v jiné látce, která se nazývá absorbent. Schéma zařízení je na Obr. 2.1.

1. Ve výparníku dochází k odpaření chladiva. Chladivo je rozstříkáváno na výměník a za velmi nízkého tlaku (800-900 Pa) odvádí teplo z chlazené vody.
2. Odpařené chladivo odchází do absorbéru. Dochází k absorpci par chladiva do nasyceného roztoku sorbentu a ten je chlazen výměníkem s chladicí vodou.
3. Zředěný roztok je nasáván čerpadlem a přes výměník tepla je dopravován do desorbéru.

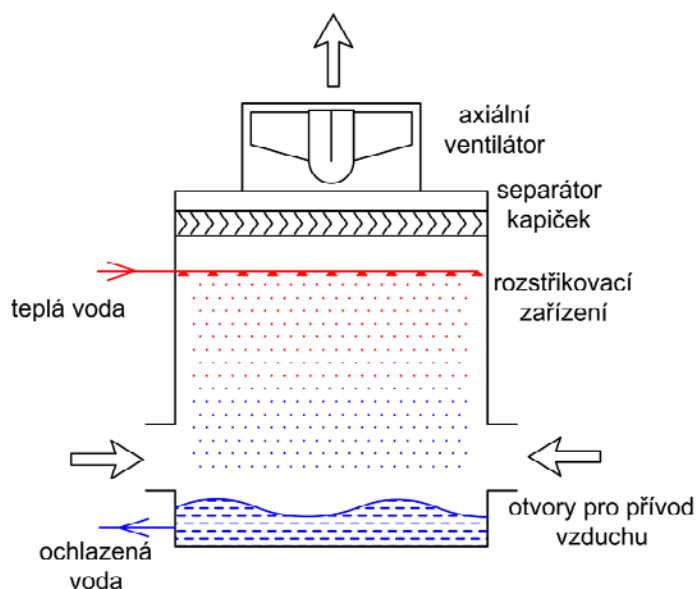
4. Ve výměníku dochází ke snižování teploty sorbentu vstupujícího do reaktoru a přehřívání roztoku vstupujícího do desorbéru.
5. V desorbéru je zředěný roztok ohříván až na bod varu. Chladivo má nižší teplotu varu než sorbent, a tak dochází k separaci chladiva a sorbentu. Chladivo ve formě páry odchází do kondenzátoru a sorbent se vrací zpět do reaktoru přes výměník tepla. Teplo, které přivádí roztok k varu, je do systémů dodáváno z kogeneračních jednotek, plynových kotlů nebo CZT.
6. V kondenzátoru dochází ke kondenzaci par chladiva. Odpadní teplo z kondenzátoru a absorbérů je odváděno do venkovního prostoru. Chladivo je dopravováno zpět do reaktoru a je rozstříkáváno ve výparníku.
7. Celý proces se opakuje.



Obr. 2.1 Reálné schéma absorpčního chladicího zařízení

Chladicí vodu je nutné externě chladit. Teploty se pohybují podle venkovní teploty, k chlazení se využívají chladicí věže viz Obr. 2.2. Přímý kontakt vody se vzduchem má výhodu ve vyšší účinnosti chlazení. Pokud je v provozu ventilátor, dochází k úletu

kapiček chladicí vody a tu je třeba doplňovat. Oproti tomu pokud je použita chladicí věž s žebrovým chladičem, nedochází k úletu vody. K dosažení stejného chladicího výkonu je třeba větší průtok vzduchu. Díky tomu se řádově zvýší spotřeba elektrické energie pro pohon ventilátorů.



Obr. 2.2 Schéma chladicí věže

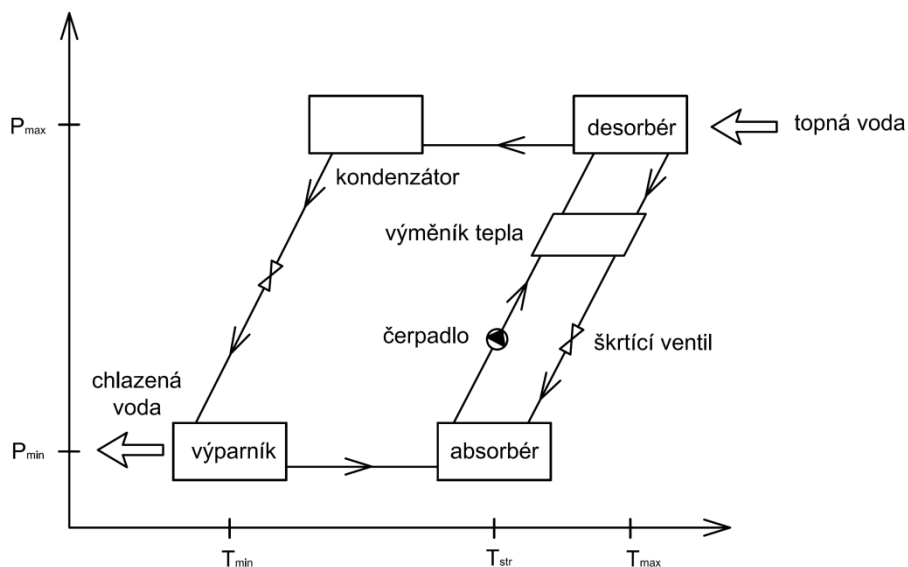
V dnešní době se využívají jak jednostupňová, tak dvoustupňová absorpční zařízení. Jednostupňová zařízení dosahují nízkých chladicích faktorů (0,6 až 0,8) a pracují s teplotami dodávaného tepla (80 až 100 °C). Dvoustupňové absorpční jednotky dosahují vysokých chladicích faktorů (1 až 1,4), ale potřebují teploty (120 až 170 °C) dodávaného tepla.

2.2.2 Rozdělení absorpčních zařízení

Absorpční zařízení lze dělit podle několika hledisek. Podle konstrukce se rozdělují na jednostupňová nebo dvoustupňová, dle typu chladiva se využívají dvojice: čpavek (chladiivo) a voda (absorbent) nebo voda (chladiivo) a lithium bromid (absorbent). Rozdělení podle přívodu tepla je na přímo a nepřímo ohřívání.

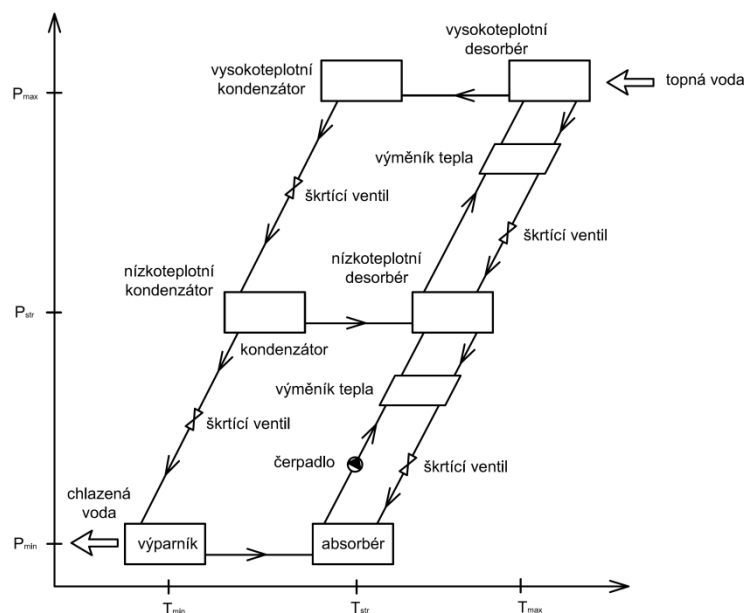
Jednostupňová a dvoustupňová absorpční zařízení

Jednostupňový absorpční systém využívá pouze dvě tlakové úrovně. Podtlakovou s tlaky v rozmezí od 800-900 Pa a vysokotlakou část. Teoretické schéma je na Obr. 2.3.



Obr. 2.3 Teoretický absorpční jednostupňový chladicí oběh

Dvoustupňový oběh má tři tlakové úrovně a to umožňuje využití kondenzačního tepla z vyšší tlakové úrovně pro desorbér. Desorbér pracuje na nižší tlakové úrovni a díky tomu dochází ke zvýšení účinnosti celého oběhu. Teoretické schéma je na Obr. 2.4.



Obr. 2.4 Teoretický absorpční dvoustupňový chladicí oběh

Pracovní dvojice

Rozdělení absorpčních zařízení podle chladiva a absorpční látky. Chladivová dvojice musí splňovat několik podmínek. Nejpodstatnější je, že chladivo musí být absorbovatelné v absorbentu a obě látky musí mít rozdílné teploty varu. V praxi se nejvíce objevují dvě varianty: $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ a $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$. Kombinace čpavku jako chladiva a vody jako absorbentu je nejčastěji využívána pro chlazení teplot hluboko pod nulou. Systémy se čpavkem dosahují nižších účinností než s lithiem bromidem (dále jen LiBr). To je dáno tím, že čpavek má oproti vodě nižší výparné teplo 1370 kJ/kg . Díky tomu jsou zapotřebí vyšší průtoky a práce čerpadla, což má za následek větší ztráty. Čpavek je navíc velmi korozivní vůči všem barevným kovům, především mědi a jejím slitinám.

V případech, kdy není zapotřebí dosahovat podnulových teplot, je výhodnější použití vody jako chladiva a lithiem bromidu jako absorbentu. LiBr je nejčastěji využíván v chladicích jednotkách pro klimatizační techniku. Samotný LiBr je pevná látka a v kombinaci s vodou tvoří tekutý roztok. Pracovní dvojice $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ je oproti $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ udržována v podtlaku, proto nejsou zapotřebí další ochranné prvky a obavy před únikem roztoku.

Přímo a nepřímo ohříváný desorbér

Přímo vytápěná zařízení mají vlastní hořák a teplo pro pohon chladicí jednotky si vyrábějí sami. Ve většině případů je jako palivo použit zemní plyn, bioplyn atd.

Nepřímo vytápěná zařízení jsou koncipovaná tak, že topná voda nebo pára pro pohon je dodávána z externího zdroje. Z tohoto důvodu je v praxi velmi výhodné využívat odpadní teplo z průmyslu, kogeneračních jednotek či solárních kolektorů.

V dnešní době se využívají jak jednostupňová, tak dvoustupňová absorpční zařízení. Jednostupňová dosahují nižších EER (0,6 - 0,8) a pracují s nižšími teplotami dodávaného tepla (80 - 100 °C). Dvoustupňové absorpční jednotky dosahují vyšších EER (1 - 1,4), ale potřebují vysoké teploty (120 - 170 °C) dodávaného tepla, což může být v řadě případů problémem.

2.3 Plynová kogenerační jednotka

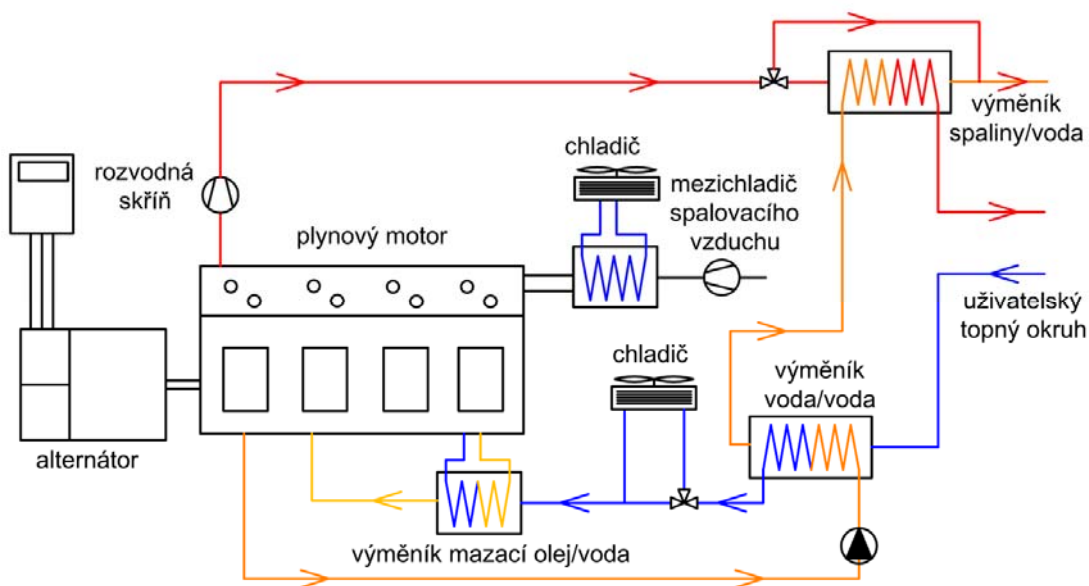
Kogenerační jednotky jsou zařízení, ve kterých je vyráběno současně teplo a elektrická energie. Jde o spalování plynu v motorech (Ottův cyklus) nebo turbínách (Braytonův cyklus). Oba zdroje vyrábějí mechanickou energii pro pohon alternátoru, který vyrábí elektrickou energii. Teplo, které je nutné z obou zařízení odvádět, je dále využíváno pro vytápění, přípravu TV nebo chlazení.

2.3.1 Princip kogenerační jednotky se spalovacím motorem

Hlavními částmi plynové kogenerační jednotky jsou spalovací motor, alternátor a výměníky, přes které je odváděno teplo z motoru. V motoru dochází ke spalování směsi plynu a vzduchu, která je do válců přiváděna vysokým tlakem. Odpadní teplo je z motoru odváděno několika výměníky. Schéma kogenerační jednotky a zapojení jednotlivých výměníků je na Obr. 2.5. První v systému je umístěn výměník mazacího oleje a vody. Výměník udržuje konstantní teplotu mazacího oleje a má nejnižší teplotní hladinu. Voda o vyšší teplotě vstupuje do bloku motoru, který ochlazuje. Oba výměníky slouží jako předehřev. Dohřev vody na požadovanou teplotu se realizuje ve výměníku spaliny/voda, který je umístěn na výfukovém potrubí. Do výměníku vstupují spaliny o teplotách 400 až 550 °C a to umožňuje ohřát topnou vodu až na 130 °C v závislosti na

tlaku, nebo případně páru. Veškeré výměníky jsou zapojeny do série a teplota je postupně zvyšována.

Jednou z největších výhod kogenerační výroby elektrické a tepelné energie je účinnost, se kterou jsou spalována paliva. U plynových motorů je možné dosáhnout až 95% využití plyných paliv jako jsou zemní plyn, bioplyn nebo LPG. Kogenerační jednotky je vhodné využít tam, kde je vysoký každodenní odběr tepelné a elektrické energie. Úspory paliv nastávají za předpokladu, že při výrobě elektrické energie nedochází k maření tepla. Z tohoto důvodu jsou vhodné aplikace, ve kterých jsou nároky na celoroční odběr tepla: administrativní budovy, nemocnice, domovy pro seniory, průmyslové objekty atd.



Obr. 2.5 Schéma kogenerační jednotky s plynovým motorem

Řízení je v dnešní době z převážné většiny realizováno podle tepelných potřeb objektu. Příčinou je vysoká cena paliv. Pokud by byla jednotka řízena podle potřeb elektrické energie, teplo produkované spalovacím motorem by muselo být mařeno nebo

akumulováno. Instalace, které jsou řízeny podle potřeb elektrické energie slouží k vykrytí špiček v síti. Kogenerační výroba elektrické energie tak patří k říditelným zdrojům. Dispečinkové řízení může ovládat více jednotek a tím vytváří tzv. rozptýlené elektrárny někdy nazývané jako virtuální elektrárny. Jednotlivé zdroje jsou pak spínány či vypínány dle potřeb v určité lokalitě. V případech, kdy je kogenerační jednotka využívána pro vykrytí špiček v síti, je nutné odváděné teplo akumulovat. Vhodně zvolená akumulace umožňuje nezávislý chod jednotky a objektu.

2.3.2 Spalovací motory kogeneračních jednotek

Spalovací motor je zařízení vhodné pro kombinovanou výrobu energií. Hlavní výhodou je vysoké využití paliva a bezporuchový chod díky dobře zvládnuté technologii spalovacích motorů. Spalovací motory je možné rozdělit do 3 kategorií.

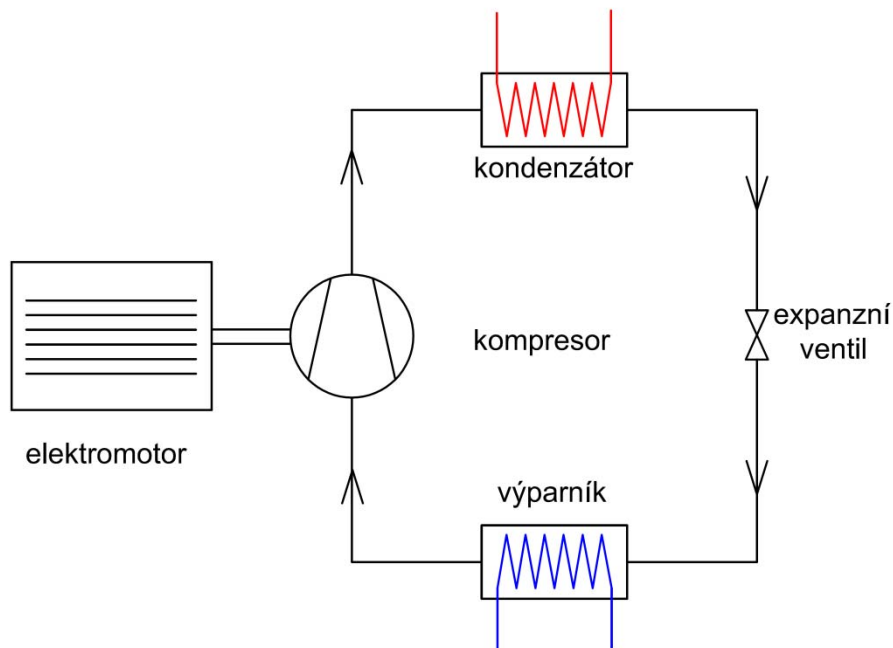
Motory malých výkonů mají malé výkony v řádech maximálně desítek kW. Většinou se jedná o automobilové zážehové motory upravené pro použití v energetickém průmyslu a spalování plyných paliv. Účinnost na hřídeli se pohybuje okolo 30 %. Typickým příkladem je microkogenerace Tedom T7.

Motory středních výkonů jsou upravené stacionární či mobilní motory. Výkony motorů se pohybují v řádech stovek kW. Účinnost na hřídeli se pohybuje v rozmezí 32 až 35 %.

Motory velkých výkonů mohou dosahovat účinnosti na hřídeli až 40 %. Pro využití v energetice, jsou většinou upraveny lodní motory. Výkony motorů se pohybují v řádech jednotek MW. Stacionární motory s výkony MW jsou vybaveny zařízením pro řízení spalování.

2.4 Kompresorové chlazení

Hlavními prvky kompresorové chladicí jednotky jsou výparník, kondenzátor, škrticího ventil a kompresor. Tyto prvky jsou nezbytně nutné pro chod veškerých kompresorových chladicích zařízení. Na Obr. 2.6 je vidět zapojení jednotlivých částí v systému. Kompresorové chlazení potřebuje oproti absorpčnímu mechanickou energii. Ta je ve velké většině případů dodávána elektromotory.



Obr. 2.6 Schéma kompresorového chladicího zařízení

2.4.1 Princip chlazení

Ve výparníku dochází k odpařování chladiva za sníženého tlaku. Dle typu chladiva a zákazníkem požadované teploty chlazeného média je určena vypařovací teplota a podtlak v zařízení. Vypařováním je z chlazeného média odebíráno teplo. Páry chladiva nasává kompresor a stlačí je na vyšší tlakovou hladinu. Na kondenzátoru dochází ke kondenzaci par za vyššího tlaku než na výparníku. Chladivu je odebráno teplo za vyšších teplot, než tomu bylo na výparníku. Kondenzátory jsou většinou chlazeny vzduchovými chladiči. Otevřené a uzavřené chladicí věže nebo chladiče umožňují dostatečné odebrání tepla z kondenzátoru i v letních měsících. Chladivo v tekutém stavu odchází do expanzního ventilu. Dochází ke snížení tlaku, aby mohlo opět dojít k odparu na výparníku.

Hodnotícím parametrem chladicích jednotek je chladicí faktor (Energy Efficiency Ratio dále jen EER). Výpočet EER je vyjádřen vztahem:

$$EER = \frac{Q_{ch}}{P} \quad [-] \quad (2.1)$$

kde

Q_{ch} je chladicí výkon [kW];
 P elektrický příkon [kW].

2.5 Plynové tepelné čerpadlo

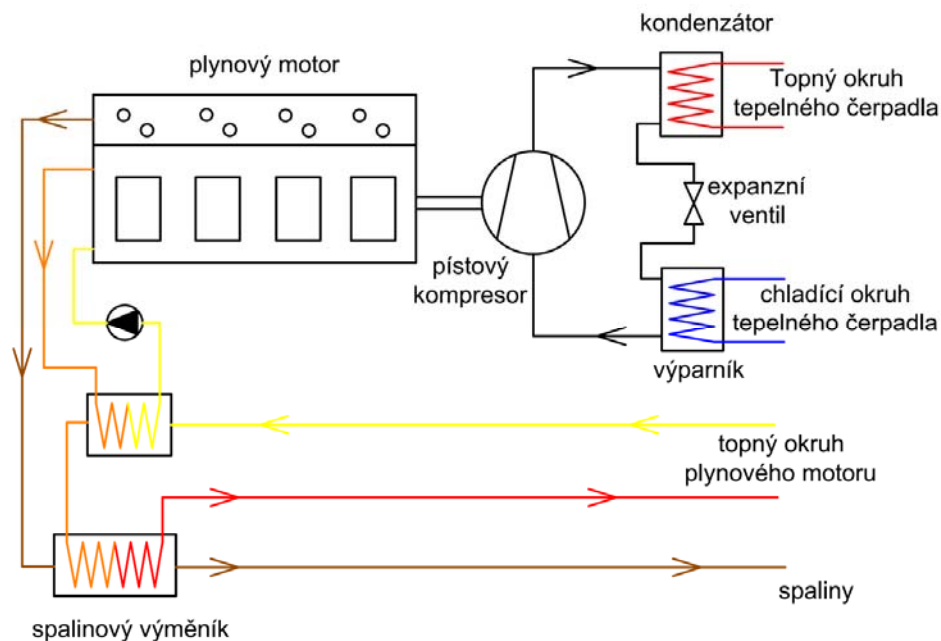
Plynové tepelné čerpadlo (Gas Heat Pump dále jen GHP) je energetické zařízení určené k výrobě chladu a tepla. Zdroj energie pro GHP je především zemní plyn. Základem tohoto zařízení je plynový motor. Kompresor je zapojen do chladivového okruhu společně s kondenzátorem, výparníkem a škrticím ventilem. Jednotka dodává chlad jako běžné kompresorové zařízení. Teplo je dodáváno z kondenzátoru, bloku motoru a spalín. V případě potřeby je jednotka schopná pracovat v čistě topném režimu. Díky spotřebě „odpadního“ tepla z bloku motoru a spalín dochází k vysokému využití primárních zdrojů.

2.5.1 Princip GHP

GHP je poháněno spalovacím motorem na plyná paliva (zemní plyn, bioplyn, LPG). Motor pak rozděljuje dodanou energii na dvě části. Mechanická energie pohání kompresor standardního kompresorového okruhu. Tepelná energie je spotřebována dále. Primární okruh je napojen na chlazení motoru, který udržuje na určité teplotě. Teplo je dále předáváno přes deskový výměník. V další fázi je topná voda dohřátá na spalínovém výměníku. Kompresorový okruh může pracovat v režimu vytápění i chlazení.

Jelikož spaliny za spalínovým výměníkem mají teplotu okolo 120 °C, je možné do potrubí vložit kondenzační výměník. Kondenzací spalín je možné přehřívát buď

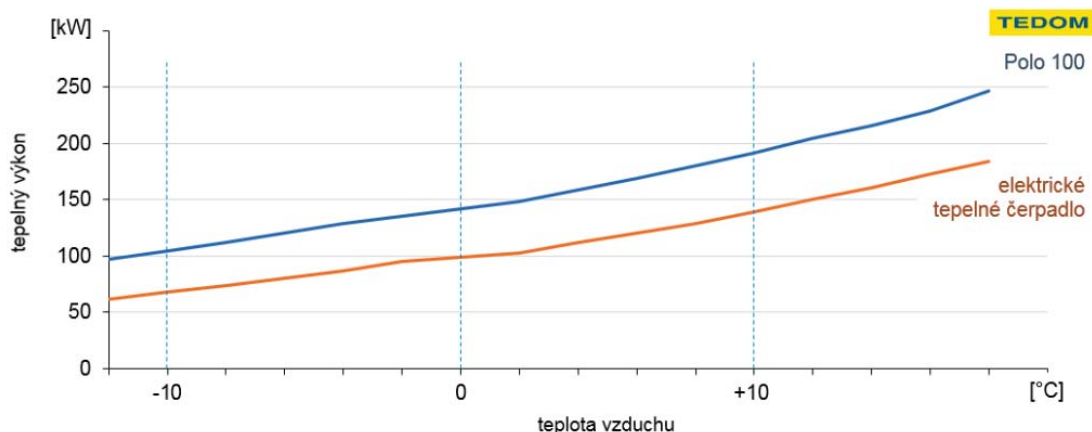
přímo vratnou vodu od zákazníka na straně kondenzátoru nebo předehřev na straně výparníku. Schéma GHP je na Obr. 2.7.



Obr. 2.7 Schéma plynového tepelného čerpadla

Výkon GHP při variantě vytápění a zapojení vzduch/voda je závislý na venkovní teplotě vzduchu. Srovnání na Obr. 2.8 znázorňuje tepelné čerpadlo poháněné elektromotorem (červená) a GHP (modrá). GHP dosahuje v kterémkoli pracovním bodě vyššího výkonu. To je dáno tepelným výkonem spalovacího motoru. Jelikož je odváděno teplo ze spalovacího motoru, zařízení dosahuje vysokého využití paliva.

V některých případech se využívá teplo ve spalínách za spalínovým výměníkem. Na konci výfukového potrubí je umístěn kondenzační výměník, do kterého vstupují spaliny o teplotách cca 130 až 150 °C. Kondenzační výměník lze zapojit dvěma způsoby. Prímé zapojení jako předehřev před samotným topným systémem. Druhá varianta ohřívá glykol, který následně vstupuje do výparníků. Zapojením kondenzačního výměníku před výparník se dosahuje vyšších výkonů, protože dochází k větší kondenzaci spalin a lze spaliny ochladit na nižší teploty.



Obr. 2.8 Srovnání výkonů GHP a elektrického tepelného čerpadla [2]

GHP je vhodné pro nasazení tam, kde je potřeba zároveň chlad i teplo. Mezi nejvhodnější aplikace patří potravinářské a průmyslové podniky, administrativní budovy, aquaparky, hotely, školy atd.

3 Počítačová simulace v prostředí ESP-r

V diplomové práci je řešena administrativní budova stavební společnosti Skanska v Praze Opatově. Budova se skládá ze dvou částí, obě části jsou propojeny v každém poschodí spojovacím krčkem. Ve východní části je situován ubytovací komplex se stravovacím zařízením. V západní části se z převážné většiny nachází velkoprostorové kanceláře s veškerým administrativním příslušenstvím a kavárna pro zaměstnance. V této práci je zpracována pouze západní administrativní část bez spojovacího krčku.

Pro následující výpočty bylo zapotřebí získat hodinová data spotřeby energie pro vytápění, přípravu TV a chlazení. K tomuto bude vytvořen model v prostředí ESP-r (Energy System Research Unit).

3.1 ESP-r

Pro zjištění přibližného chování administrativní budovy byl použit software ESP-r. Tento program byl vyvinut ve skotském Glasgow na University of Strathclyde Glasgow. Prostředí představuje komplexní nástroj pro simulování chování budov a vytápění, větrání a klimatizace. ESP-r pracuje na principu celkového numerického řešení budov. Pro výpočty je objekt rozdělen na dílčí zóny, které jsou navzájem

propojeny. V prostředí je jednoduché grafické vyobrazení modelu s označením jednotlivých zón a dalších důležitých prvků.

Součástí softwaru je databáze, ve které jsou hodinové údaje o klimatu. Pro simulaci je vybrán rok, který nejlépe vypovídá o počasí v dané lokalitě. Pro model Skanska jsou vybrána klimatická data pro Prahu. Tato databáze obsahuje údaje o teplotě, vlhkosti, rychlosti a směru větru, sluneční radiaci atd.

3.2 Popis modelu a budovy

Simulace byla provedena pro západní administrativní část. Budova má šest nadzemních a tři podzemní podlaží viz Obr. 3.1. Podzemní podlaží jsou z převážné většiny garáže, které jsou nevytápěné a do simulace zahrnuty nejsou.



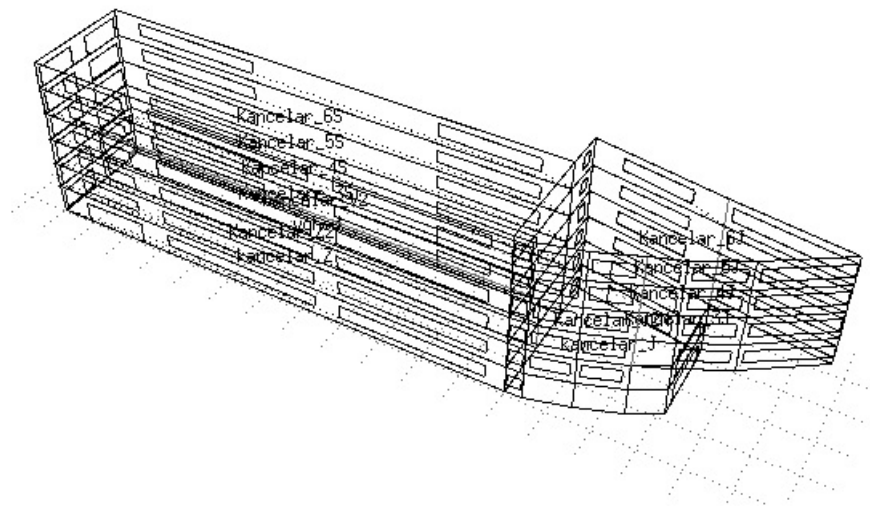
Obr. 3.1 Budova SKANSKA (na levé straně administrativní část budovy)

Objekt tvoří železobetonový skelet, obvodové stěny jsou taktéž železobetonové a obálka budovy je izolována minerální vlnou. Okenní výplně jsou hliníkové s izolačními dvojskly. Konstrukce střechy je tvořena nosnou částí ze železobetonu, izolační vlastnosti zajišťuje polystyren EXP. Interiérové příčky jsou z převážné většiny tvořeny sádkartonovou konstrukcí a hlavní statickou oporu budovy tvoří tři železobetonová schodiště. Tepelné vlastnosti konstrukcí použitých v modelu jsou shrnuty v tabulce Tab. 3.1.

konstrukce	součinitel prostupe tepla
[-]	[W/m ² K]
střecha	0.11
obvodové stěny	0.222
okna	1.1
příčky	0.35
podlahy	0.93

Tab. 3.1 Tepelné vlastnosti konstrukcí

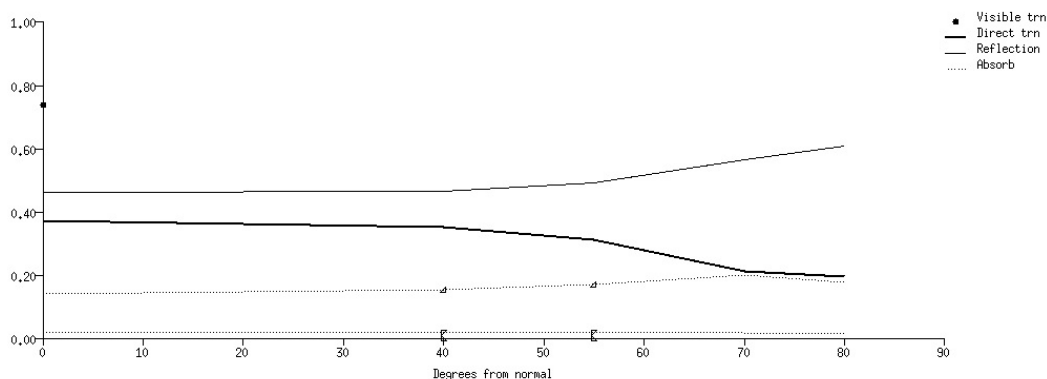
V rámci simulace byla budova rozdělena na 14 zón. Velkoprostorové kanceláře, WC, kuchyňky a relaxační zóny jsou v nadzemních podlažích rozděleny lehkou sádkartonovou příčkou. Téměř veškeré místnosti v nadzemních podlažích mají stejnou vnitřní výpočtovou teplotu. Díky tomu je možné sdružit místnosti v jednotlivých podlažích. Celkový pohled na model simulované budovy je na Obr. 3.2, kde jsou rámcově vidět jednotlivé zóny.



Obr. 3.2 Model administrativní části budovy SKANSKA

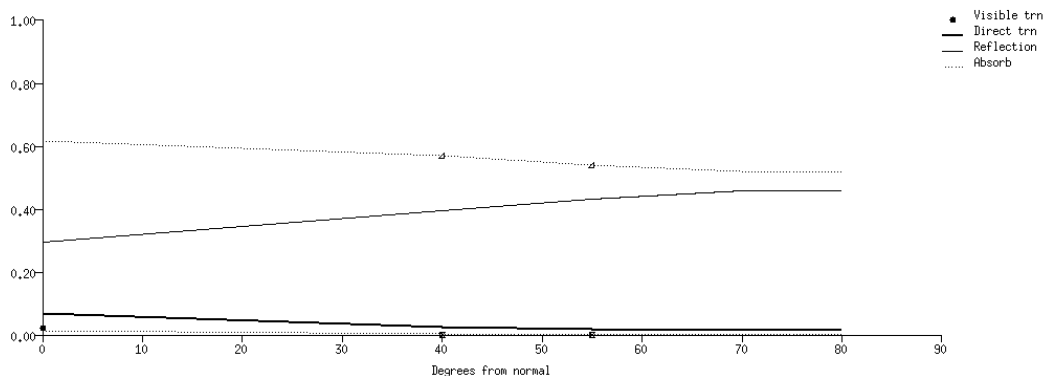
3.3 Zasklení a žaluzie

Pro definici zasklení vyžaduje ESP-r optické vlastnosti zasklení naměřené v rozsahu úhlů 0 až 90°. Bohužel díky nedostatečné technické dokumentaci nebylo možné tyto hodnoty dohledat. Optické vlastnosti zasklení byly získány ze softwaru Window 7.2, ve kterém se zasklení s vlastnostmi: součinitel prostupu tepla 1.1 W/m²K, propustnost sluneční energie 38 % a světelná propustnost 74 % vymodelovalo. Hodnoty z Window 7.2 byly použity v ESP-r pro model Skanska. Optické vlastnosti zasklení jsou na Obr. 3.3.



Obr. 3.3 Optické vlastnosti zasklení

Stejným způsobem se postupovalo u modelování vnějších žaluzií, viz Obr. 3.4. ESP-r pracuje s optickými vlastnostmi zasklení a žaluzií zvlášť. Vnější žaluzie jsou řízeny podle jednoduchého schématu. Pokud je výkon dopadající sluneční energie na danou část fasády s oknem větší než 300 W/m², dojde k záměně optických vlastností.



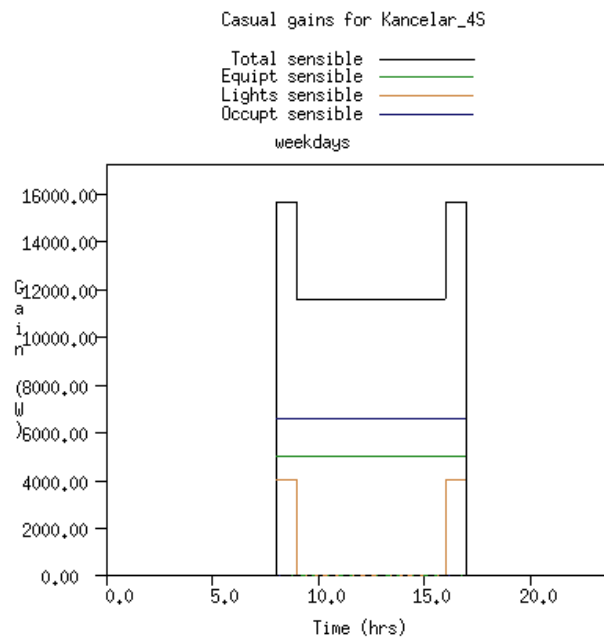
Obr. 3.4 Optické vlastnosti vnějších žaluzií

3.4 Vnitřní a vnější tepelná zátěž

V dnešní době tvoří vnitřní zisky v administrativních budovách nezanedbatelnou tepelnou zátěž. Budova Skanska je z velké části tvořena velkoprostorovými kanceláři, obsazenost je 15 m²/os.

Vnitřní zisky v počítačové simulaci Skanska jsou rozděleny podle jednotlivých zón a podlaží. Tepelné zisky od osvětlení, lidí a kancelářské techniky jsou do prostředí ESP-r vkládány jednotlivě. Pro simulaci provozu budovy bylo velmi důležité zvolit reálné hodnoty tepelných příkonů jednotlivých typů zařízení. Tepelná zátěž od počítačů je rozdělena na dva typy, od stolních PC byla uvažována 80 W/PC a od laptopů 50W/lap. Tepelný výkon jednoho v sedě pracujícího zaměstnance je uvažován 100 W.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 3.5 Příklad profilu tepelné zátěže pro zimní období

Výkon ostatního kancelářského zařízení je velmi obtížné určit, protože se nepředpokládá kontinuální provoz během pracovní doby. U osvětlení je uvažováno 5 W/m² a předpokládaná doba provozu jsou pouze ranní a večerní hodiny. Kompletní přehled tepelných zisků je v Tab. 3.2. Jelikož se jedná o administrativní část budovy, lze předpokládat, že během pracovních dní bude obsazenost od 8 do 17 hodin. Během víkendů a svátků by v budově neměl nikdo pracovat. Příklad typického profilu vnitřní tepelné zátěže během dne v zimním období je na Obr. 3.5. Tepelné zisky od výpočetní techniky a zaměstnanců jsou uvažovány po celou pracovní dobu, tj. od 8 do 17 hodin a zátěž od osvětlení je uvažována pouze v ranních a odpoledních hodinách.

	Zóna	plocha	objem	počet lidí	počítače	osvětlení	lidé	ostatní tech.
		[m ²]	[m ³]	[-]	[W]	[W]	[W]	[W]
přízemí	vstup	360	1260	16	1000	1800	1600	300
	kancelar_Z	450	1580	20	1500	2250	2000	0
	kancelar_J	232	812	8	560	1160	800	0
2. NP	kancelar_J2	232	812	8	560	1160	800	0
	kancelar_V2	360	1260	15	1000	1800	1500	200
	kancelar_Z2	450	1580	29	2000	2250	2900	500
3. NP	kancelar_J3	309	1080	11	900	1545	1100	0
	kancelar_S3	810	2840	57	4000	4050	5700	500

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

4. NP	kancelar_J4	309	1080	12	950	1545	1200	0
	kancelar_S4	810	2840	66	4000	4050	6600	1000
5. NP	kancelar_J5	309	1080	10	750	1545	1000	0
	kancelar_S5	810	2840	58	3500	4050	5800	500
6. NP	kancelar_J6	309	1080	4	350	1545	400	0
	kancelar_S6	810	2840	54	3500	4050	5400	1000

Tab. 3.2 Vnitřní tepelné zisky

V pracovní době musí být zajištěn dostatečný komfort zaměstnanců. To znamená, že v zimním období je uvažovaná minimální teplota 22 °C a v letním maximální 26 °C. Mimo pracovní dobu mohou teploty v zimě klesnout na 18 °C, o víkendech a svátcích až na 15 °C a v létě stoupnout až na 30 °C.

Vnější tepelnou zátěží je myšlena především sluneční radiace prostupující okny a v případě horkých letních dnů teplý vzduch vnikající do budovy infilrací. Veškerá klimatická data, se kterými ESP-r pracuje, jsou obsažena v klimatické databázi softwaru.

3.5 Větrání velkoprostorových kanceláří

Množství větracího vzduchu je stanoveno podle počtu osob pracujících v jednotlivých zónách. Dávka čerstvého vzduchu je zvolena dle výkresové dokumentace na 50 m³/h. Celkové průtoky jsou zobrazeny v Tab. 3.3. Mimo pracovní dobu se předpokládá, že je vzduchotechnika vypnuta a čerstvý vzduch se do budovy dostává infilrací. Průtok čerstvého vzduchu je tak minimální a v simulaci je nastavena intenzita větrání 0,1 h⁻¹.

V zimním období je do výpočtu nutno zahrnout zpětné získání tepla (dále jen ZZT). ESP-r bohužel neobsahuje žádnou funkci pro přímé nastavení ZZT. Obdobných výsledků je tak dosaženo snížením průtoků vzduchu o venkovní teplotě. Účinnost ZZT je uvažována 75 %. Redukované průtoky jsou vypočítány podle vztahu

$$\dot{V}_{red} = \dot{V}_{pot} \cdot (1 - \eta_{ZZT}) \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3.1)$$

kde

\dot{V}_{red} je redukovaný průtok vzduchu [m³/h];

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

\dot{V}_{pot} potřebný průtok vzduchu [m^3/h];
 η_{ZZT} účinnost ZZT [%].

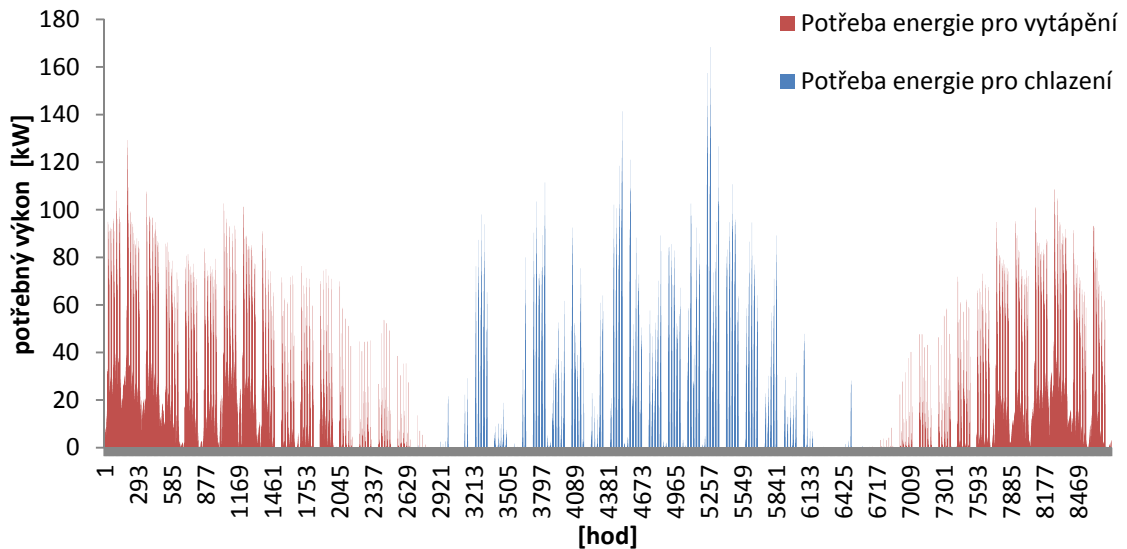
	zóna	větrání mimo pracovní dobu	větrání prac. doba	redukovaný průtok vzduchu
		[m^3/h]	[m^3/h]	[m^3/s]
přízemí	vstup	126	800	200
	kancelar_Z	158	1000	250
	kancelar_J	81	400	100
2. NP	kancelar_J2	81	400	100
	kancelar_V2	126	750	187.5
	kancelar_Z2	158	1450	362.5
3. NP	kancelar_J3	108	550	137.5
	kancelar_S3	284	2850	712.5
4. NP	kancelar_J4	108	600	150
	kancelar_S4	284	3300	825
5. NP	kancelar_J5	108	500	125
	kancelar_S5	284	2900	725
6. NP	kancelar_J6	108	200	50
	kancelar_S6	284	2700	675

Tab. 3.3 Množství větracího vzduchu dle zón

3.6 Vyhodnocení simulace a spotřeba tepla pro přípravu TV

Simulací administrativní budovy Skanska byly zjištěny přibližné provozní stavy budovy během celého roku s hodinovým krokem. Simulace byla provedena zvlášť pro zimní a letní období. Pro další použití jsou především důležité potřeby tepla a chladu během celého roku, viz Obr. 3.6. Roční potřeba tepla byla stanovena na 376 GJ/rok a chladu na 154 GJ/rok. Proto je tedy potřeba spíše vytápět než chladit.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 3.6 Roční potřeba energie pro chlazení a vytápění

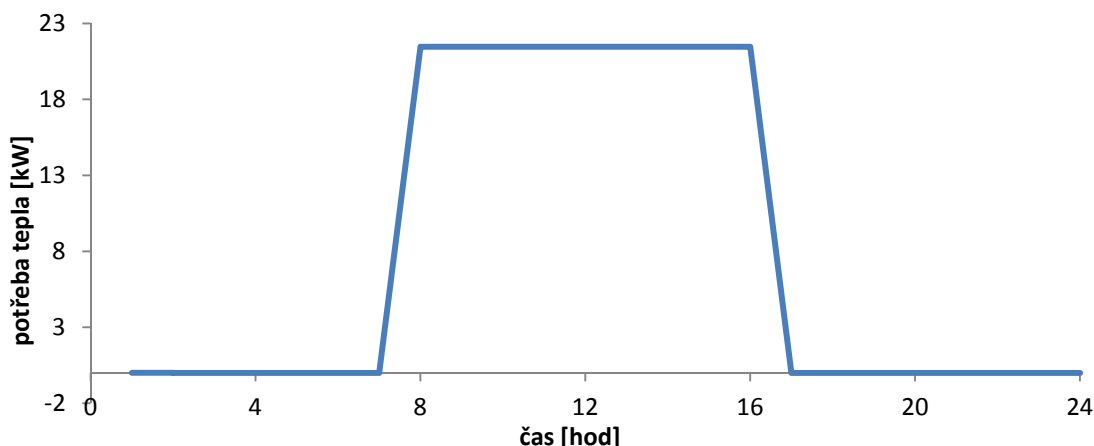
Pro navazující výpočty je nutné znát potřeby teplé vody (dále jen TV). V administrativních budovách se dají uvažovat potřeby TV na jednoho zaměstnance a den 5 l/den. [4] Roční potřeba tepla pro přípravu TV je stanovena podle vztahů

$$Q_{\text{měsíc}} = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t \cdot (1 + z) \cdot n}{3600 \cdot 1000} \quad [kWh] \quad (3.2)$$

kde

- \dot{V} je objemový průtok za den [m^3/den];
- ρ hustota [kg/m^3];
- c tepelná kapacita [J/kgK];
- Δt rozdíl teplot [K];
- z ztráty [-]
- n počet pracovních dní v měsíci [-].

Denní potřeby tepla pro přípravu TV jsou znázorněny v grafu Obr. 3.7. Během měsíců červenec a srpen je spotřeba tepla nižší o 25 % z důvodu častých zaměstnaneckých dovolených.



Obr. 3.7 Denní potřeba tepla pro přípravu teplé vody

Roční potřeba tepla pro přípravu TV je spočítána na 173,7 GJ/rok.

Firma Tedom je jediná na českém trhu, která dodává plynové tepelné čerpadlo. Bohužel jej dodává pouze v jedné výkonové řadě o příliš vysokém výkonu pro potřeby simulované budovy. Pokud by byla použita data přímo ze simulace, plynové tepelné čerpadlo by nebylo v provozu v optimálních provozních podmínkách. To znamená, že by nebylo v provozu dostatečný počet provozních hodin za rok. Z tohoto důvodu budou data v každém hodinovém kroku zdvojnásobena tak, jako by se uvažovalo o vytápění a chlazení dvou stejných budov. Dále bude počítáno s dvojnásobnou potřebou tepla, chladu a elektrické energie. Potřeba tepla 752 GJ, chlazení 308 GJ, příprava teplé vody 347 GJ a elektrické energie 228 MWh.

4 Analýza variant vytápění a chlazení administrativní budovy

Cílem praktické části bude porovnat různé zdroje tepla a chladu pro administrativní budovu viz kapitola 3. V šesti variantách budou porovnány potřeby plynu, tepla z CZT a elektrické energie.

Varianta A: Potřeba tepla je hrazena CZT a potřeba chladu je hrazena dvěma kompresorovými chladicími jednotkami Ahi-Carrier 38 RBS.

Varianta B: Potřeba tepla je hrazena plynovými kondenzačními kotli Junkers CerapurMaxx 98 zapojenými v kaskádě. Potřeba chladu je hrazena dvěma kompresorovými chladicími jednotkami Ahi-Carrier 38 RBS.

Varianta C: Potřeba tepla je hrazena kogenerační jednotkou Tedom Micro T50 a dodatkovým zdrojem jsou dva plynové kondenzační kotle Junkers CerapurMaxx 98 zapojené v kaskádě. Kogenerační jednotka mimo teplo dodává i elektrickou energii. Potřeba chladu je hrazena dvěma kompresorovými chladicími jednotkami Ahi-Carrier 38 RBS.

Varianta D: Stejně zařízení jako ve Variantě C pouze s rozdílem, že kompresorové chladicí jednotky jsou provozovány v noci.

Varianta E: Potřeba tepla je hrazena kogenerační jednotkou Tedom Micro T50 a dodatkovým zdrojem jsou dva plynové kondenzační kotle Junkers CerapurMaxx 98 zapojené v kaskádě. Kogenerační jednotka mimo teplo dodává i elektrickou energii. Potřeba chladu je hrazena absorpčním chladicí jednotkou Broad BDH 30.

Varianta F: Potřeba tepla i chladu je hrazena plynovým tepelným čerpadlem Tedom Polo 100.

Aby bylo možné porovnávat různé zdroje chladu, je vždy dodržen teplotní spád chlazené vody 7/14 °C. Vypařovací teplota je tak udržována na 5 °C. Pro vytápění je teplotní spád uvažován 40/30 °C a pro přípravu teplé vody je uvažována teplota 70 °C.

4.1 Varianta A

4.1.1 Centralizované zásobování teplem

CZT dodává tepelnou energii do budovy. Varianta je z hlediska investičních nákladů a technických řešení mezi porovnávanými variantami nejlevnějším a nejjednodušším řešením. Mezi jisté výhody patří nízká potřeba údržby, jelikož v budově není žádné zařízení k výrobě tepelné energie. Teplo je z horkovodních rozvodů předáváno výměňkovou stanicí. Pražské CZT je propojené s více zdroji díky tomu, pokud dojde k odstávce či havárii jednoho zdroje, je zajištěna záloha.

CZT zajišťuje neustálou dodávku tepla, proto lze výpočet provést podle vztahu:

$$Q_{p,j} = Q_{dd,czt,j} \quad [kW] \quad (4.1)$$

kde

$Q_{p,j}$ je potřeba tepla [kW];

$Q_{dd,czt,j}$ dodávka tepla [kW].

Vztah 4.1 je pro výpočtový interval 1 hodina.

4.1.2 Kompresorové chladičí zařízení Carrier 38 RBS

Kompresorová jednotka Carrier 38 RBS je vzduchem chlazená. Nominální výkony jsou od 40 do 160 kW chladu. Pro uvažovanou administrativní budovu byly zvoleny dvě jednotky o výkonu 160 kW z výsledků počítačové simulace. Carrier 38 RBS je kompaktní zařízení, ve kterém jsou všechny komponenty potřebné k provozu. Zařízení je zobrazeno na Obr. 4.1.

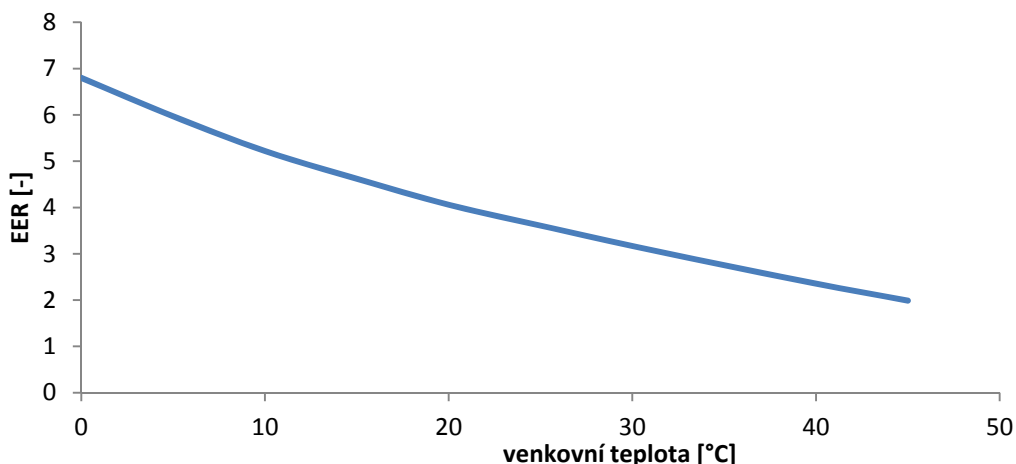


Obr. 4.1 Chladičí jednotka Carrier 38 RBS 160

V zařízení je použit kompresor typu Scroll. Kompresor je hermetický, se 4 stupni a při maximálním výkonu dosahuje 2880 ot/min. Zařízení je osazeno dvěma axiálními ventilátory typu Flying bird, pro které je charakteristický velice tichý provoz. Ventilátory dosahují maximálních otáček 960 ot/min. Regulace je zajištěna snižováním otáček až na výkon 25 %. Pokud je potřeba chladu pod 25 % výkonu chladičího zařízení, je uvažován odběr chladu z akumulární nádoby.

Chladicí faktor kompresorového chladicího zařízení

Nominální chladicí faktor kompresorového chladicího zařízení Carrier 38 RBS je 2,75 pro teplotu venkovního vzduchu $t_e = 35 \text{ °C}$ a vypařovací teplotu $t_v = 5 \text{ °C}$. Charakteristika zařízení je na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Závislost EER na teplotě chladicího zařízení Carrier 38 RBS

Nejvyšších hodnot EER, kterých zařízení dosahuje u chlazení uvažované administrativní budovy, je 4,6. EER 4,6 dosahuje zařízení pro vypařovací teplotu 5 °C na výparníku a teplotě vzduchu 15 °C .

Výpočet dodané energie pro chlazení

Od výrobce je změřen EER pro různé teploty, tedy pro různé venkovní teploty a námi určenou vypařovací teplotu 5 °C . Podle vztahu 2.1 je možné určit příkon pro každý výpočtový interval. Ze simulace jsou odečteny teploty během celého roku s hodinovým krokem. Díky informacím o teplotě je možné přiřadit konkrétní hodnotu EER, jelikož EER je definován podle vztahu:

$$EER = f(t_v; t_k) \quad [-] \quad (4.2)$$

kde

t_k je teplota kondenzační [$^{\circ}\text{C}$];

t_v teplota vypařovací [$^{\circ}\text{C}$].

Vztah 4.2 umožňuje získat každou hodinu nejbližší hodnotu EER. Ze simulace je také známa hodinová potřeba chladu a podle vztahu 2.1 je spočítán příkon chladicí jednotky s hodinovým krokem. Roční potřeba chladu je určena sumou hodinového kroku během celého roku.

4.1.3 Energetické vyhodnocení

V Tab. 4.1 jsou vyobrazeny výsledky centralizovaného zásobování teplem a kompresorového chlazení. Kompresorová chladicí jednotka dosahuje ročního EER 3,6 při vypařovací teplotě 5°C .

kompresorové chlazení	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba elektrické energie	23891	kWh
CZT	potřeba tepla	305283	kWh

Tab. 4.1 Výroba chladu a dodané teplo

4.2 Varianta B

4.2.1 Plynový kondenzační kotel Junkers CerapurMaxx ZBR 98

Potřeba tepla je ve variantě B zajištěna kotli od firmy Junkers CerapurMaxx ZBR 98-2 A . Tři kotle každý o jmenovitém výkonu 98 kW jsou zapojeny v kaskádě, maximální výkon kaskády je 296 kW. Kotel je vyobrazen na Obr. 4.3.

Nástěnné kondenzační kotle Junkers CerapurMaxx mají modulační hořáky. Díky tomu je možné přesně přizpůsobit výkon kotle potřebě budovy. Regulační rozsah kotlů je 20 až 100 %. V případech, kdy je potřeba tepla větší než výkon prvního a menší než je spínací diference druhého kotle, dojde ke snížení výkonu prvního kotle o rozdíl ve spínací diferenci. Stejný postup je při přechodu mezi druhým a třetím kotlem. Díky ubírání výkonu při přechodu mezi kotli nedochází ke skokovému nárůstu výkonu a regulace je tak plynulá.

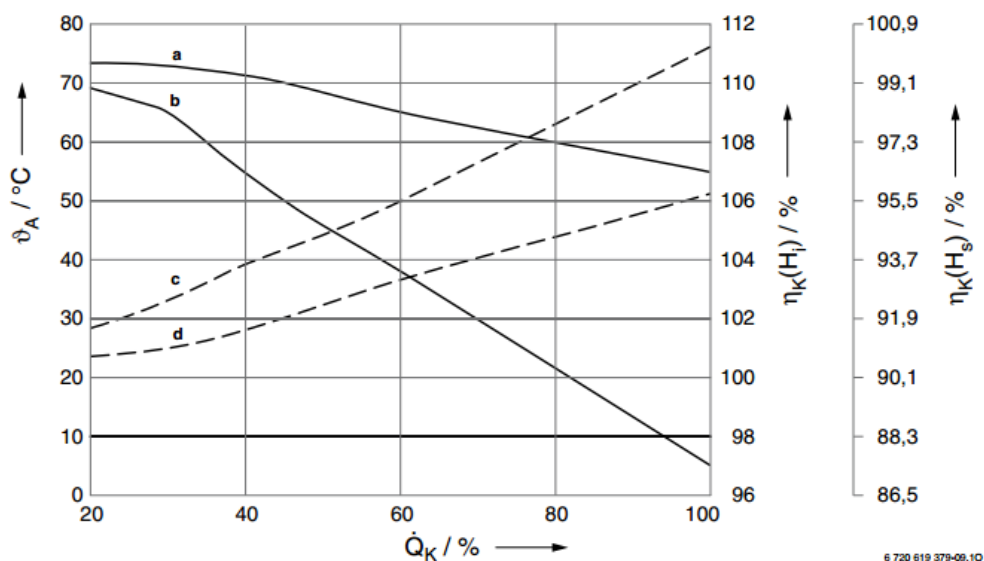


Obr. 4.3 Nástěnný kondenzační kotel Junkers CerapurMaxx ZBR 98 [7]

Účinnost kondenzačního kotle

Účinnost kondenzačního kotle je poměr jmenovitého tepelného výkonu ke jmenovitému tepelnému zatížení. Udává se v závislosti na střední teplotě kotlové vody.

Graf na Obr. 4.4 zobrazuje závislost tepelného zatížení kotle Q_K a účinnost ve spáleném teple η_k . Křivka „a“ představuje účinnost spalování při rozdílném tepelném zatížení a teplotním spádu 40/30°C. Křivka „b“ znázorňuje účinnost kotle pro přípravu kotlové vody s teplotním spádem 75/60 °C. V uvažované budově se předpokládá teplotní spád kotlové vody 40/30 °C pro vytápění a 75/60 °C pro přípravu teplé vody.



Obr. 4.4 Závislost účinnosti na teplotách kotlové vody a spalin [7]

Ve výpočtu je zohledněno, zda je objekt pouze vytápěn nebo je připravována teplá voda a vytápění. Podle toho je volen teplotní spád.

Kompresorové chlazení viz kapitola 4.1.2.

4.2.2 Energetické vyhodnocení

Tepelná energie dodávaná do objektu je produkována pouze plynovými kotli. Roční účinnost plynových kondenzačních kotlů je 94 %. V Tab. 4.2 Potřeba plynu a chladu je vyobrazena potřeba elektrické energie na provoz kompresorového chlazení, dodávky chladu a tepelné energie od kondenzačních kotlů.

plynový kotel	výroba tepla	305283	kWh
	potřeba plynu	326076	kWh
kompresorové chlazení	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba elektrické energie	23891	kWh

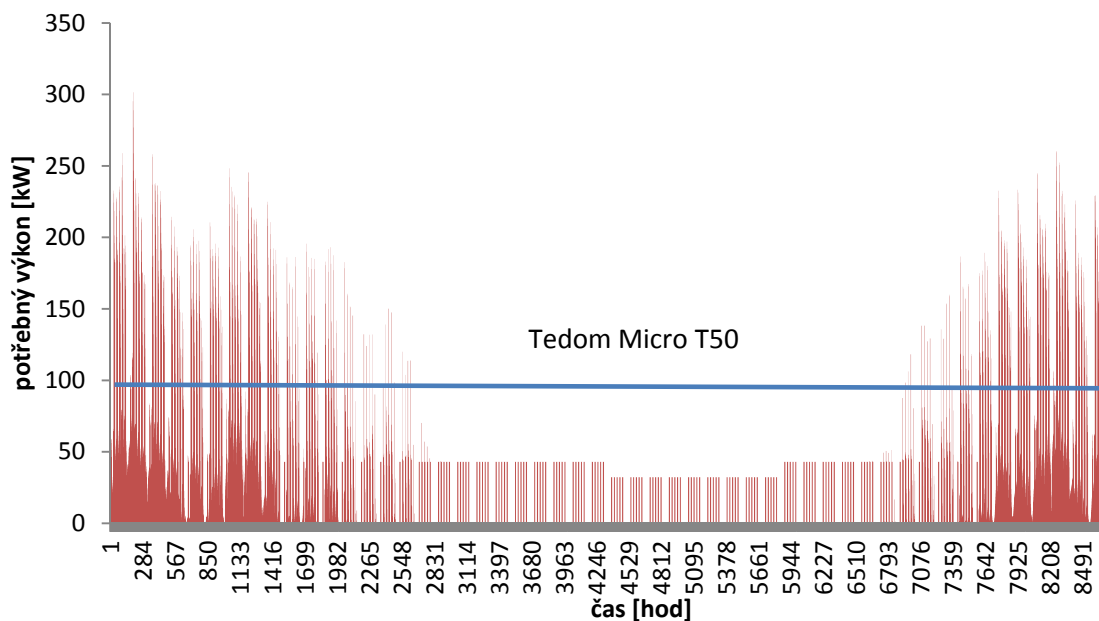
Tab. 4.2 Potřeba plynu a chladu

4.3 Varianta C

Variantou C je výroba tepla a elektrické energie kogenerační jednotkou a výroba chladu kompresorovými jednotkami. Kompresorové zařízení je poháněno elektrickou energií, kterou může spotřebovávat ze sítě nebo z kogenerační jednotky. Kogenerační jednotky spotřebovávají zemní plyn.

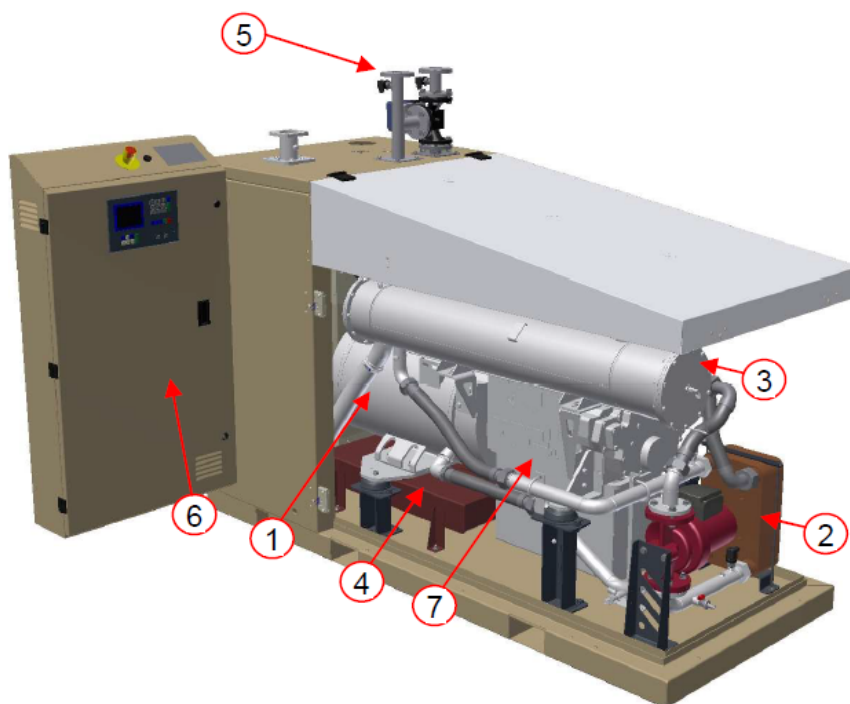
4.3.1 Kogenerační jednotka Tedom Micro T50

Výběr kogenerační jednotky je závislý na odběru tepla za celý rok. Návrh jednotky byl uskutečněn podle Obr. 4.5 tak, aby jednotka byla v provozu minimálně 3000 hodin za rok. Roční potřeba tepla administrativní budovy vychází do výrobní řady Tedom Micro T50.



Obr. 4.5 Roční potřeba tepla na vytápění a přípravu TV

Kogenerační jednotka T50 viz Obr. 4.6 má jmenovitý elektrický výkon 48 kW a jmenovitý tepelný výkon 91,5 kW. Příkon v palivu je 148 kW. Maximální účinnost při jmenovitých podmínkách je 94,1 %, z toho elektrická účinnost je 32,5 % a tepelná 61,6 %. Jednotka je dodávána jako celek s motorem a generátorem, kompletním tepelným zařízením. Elektrorozvaděč umožňující paralelní chod se sítí 400 V/50Hz a ostatní prvky jsou zakryty protihlukovým krytem. Tepelný okruh je připraven pro zapojení s teplotním rozdílem 20 K. Celá jednotka je dodávána v kompaktních rozměrech 2400 x 1780 x 1780 mm o hmotnosti 1800 kg. Jednotka je dodána v režimu „plug and play“. To znamená, že není zapotřebí složitá instalace, pouze připojení k sítím a rozvodům.



Obr. 4.6 Otevřená kogenerační jednotka Micro T50

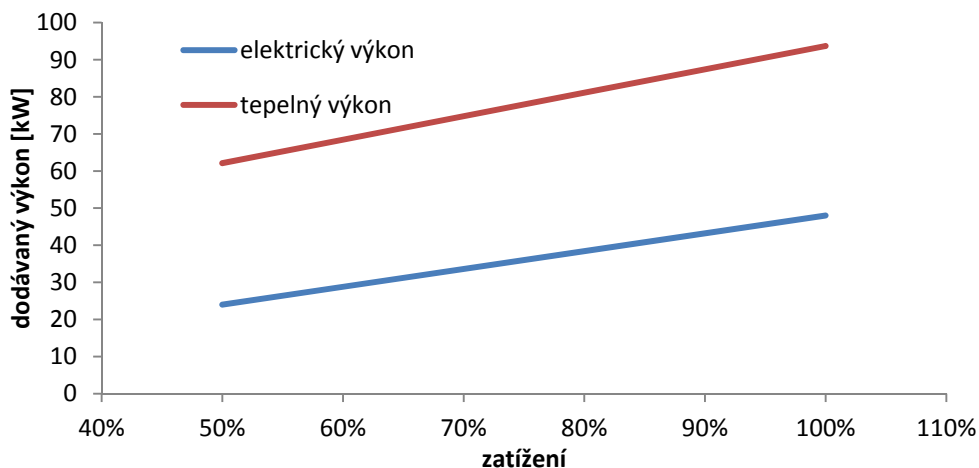
Prvky kogenerační jednotky

Spalovací motor má 4 válce řazené v řadě, kompresní poměr je 13:1 a celkový zdvihový objem válců je 4580 cm^3 . Maximální výkon na hřídeli dosahuje 54 kW při 1500 ot/min.

Mechanickou na elektrickou energii vytváří synchronní generátor. Alternátor je napojen přímo na hřídel motoru. Nominální výkon dodávaný do sítě je 48 kW při napětí 400V a frekvenci 50 Hz. Celková účinnost je 92,8 %.

Výkonová charakteristika elektrické a tepelné energie v závislosti na zatížení kogenerační jednotky je na Obr. 4.7.

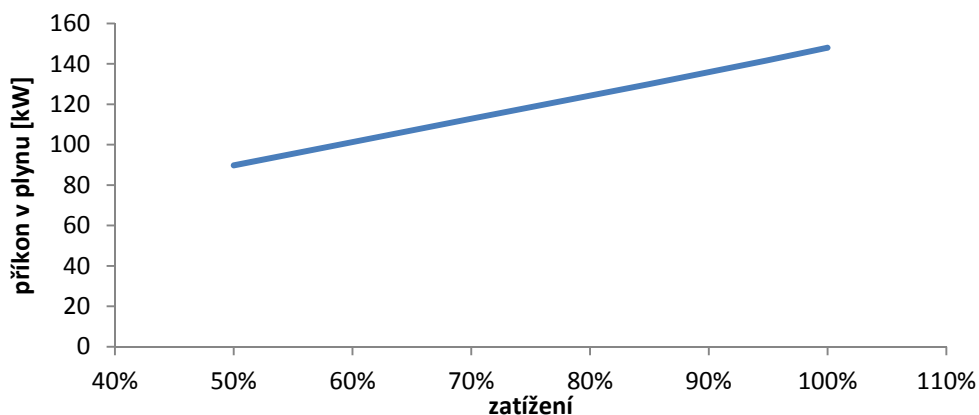
České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 4.7 Závislost elektrické a tepelné energie

Tepelný systém je tvořen hydraulickým okruhem, který odvádí teplo z bloku motoru, oleje a spalín. Tím je dodáváno teplo odběrateli. Maximální tepelný výkon jednotky je 91 kW. Jednotka umožňuje provoz v různých teplotních hladinách, maximální teplota vratné vody je 70 °C a minimální 40 °C, jmenovitý teplotní spád je 20 K. V případech, kdy není možné odvést celý tepelný výkon (začátek či konec topné sezóny), je možné tepelný výkon odvádět nouzovou chladicí jednotkou. Jednotka je vybavena oběhovým čerpadlem a jmenovitý průtok je 1,1 kg/s.

Charakteristika potřeby plynu v jednotce je na Obr. 4.8. Regulace kogenerační jednotky je realizována zatížením spalovacího motoru. Alternátor je zatěžován podle potřeby tepelné energie při 100% zatížení je dodávka elektrické energie 48 kW, tepla 91 kW a potřeba plynu 148kW. Při snižování výkonu kogenerační jednotky dojde k menšímu zatížení alternátoru až na 50 %. Při 50% zatížení je dodáváno 24 kW elektrické energie, 62kW tepla a potřeba plynu je 89 kW.



Obr. 4.8 Závislost spotřeby plynu na vytížení

Spalovací vzduch je nasáván z prostředí, kde je kogenerační jednotka umístěna. Spaliny jsou odváděny spalínovodem do venkovního prostředí.

4.3.2 Plynový kotel

Kogenerační jednotky jsou dimenzovány pro co největší roční využití. Z tohoto důvodu není možné, aby pokrývaly celý rozsah dodávky tepelné energie. Jako špičkový zdroj jsou zvoleny dva plynové kotle od firmy Junkers CerapurMaxx 98, které jsou zapojeny v kaskádě. Ve výpočtu je uvažovaný rozsah výkonu od 0 do 100 % z důvodu uvažované akumulární nádoby.

4.3.3 Výpočet výroby tepla a elektrické energie

Výpočet je nastaven tak, aby docházelo k co největšímu využití paliva. Teplo dodávané do soustavy kogenerační jednotkou je tak řízeno podle potřeby tepla viz vztah:

$$Q_{dd,kj,j} = \min(Q_{kj,j}; Q_{p,j}) \quad [kW] \quad (4.3)$$

kde

$Q_{dd,kj,j}$ je dodané teplo kogenerační jednotkou [kW];

$Q_{kj,j}$ výkon kogenerační jednotky [kW];

$Q_{p,j}$ potřeba tepla [kW].

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

Kogenerační jednotku je možné řídit v rozsahu 50 až 100 %. Pokud je potřeba tepla menší než 50 % předpokládá se, že je teplo dodáváno z akumulčních nádrží. V případech, kdy výkon kogenerační jednotky nedostačuje potřebám objektu, je teplo dodáváno externě plynovým kotlem podle vztahu:

$$Q_{dd,pk,j} = Q_{p,j} - \min(Q_{kj,j}; Q_{p,j}) \quad [kW] \quad (4.4)$$

kde

$Q_{dd,pk,j}$ je dodané teplo plynovým kotlem [kW].

Dodanému teplu kogenerační jednotky odpovídá výrobcem naměřená spotřeba plynu a elektrický výkon viz Tab. 4.3. Tyto hodnoty jsou ve výpočtu přiřazeny dodanému teplu.

		100%	90%	80%	70%	60%	50%
$P_{elektrický}$	[kW]	48	43.2	38.4	33.6	28.8	24
$P_{kj,j}$	[kW]	147.34	135.82	124.30	112.77	101.25	89.73
$Q_{dd,pk,j}$	[kW]	93.69	87.39	81.09	74.76	68.44	62.11
$\eta_{tepelná}$	[%]	0.636	0.643	0.652	0.663	0.676	0.692
$\eta_{celková}$	[%]	0.962	0.962	0.961	0.961	0.960	0.960
$\eta_{elektrická}$	[%]	0.326	0.318	0.309	0.298	0.284	0.267
Spotřeba	[m ³ /h]	15.6	14.38	13.16	11.94	10.72	9.5
Ztráty							
Komín	[kW]	4.750	4.379	4.007	3.636	3.264	2.893
Sálání	[kW]	0.900	0.850	0.800	0.775	0.750	0.725
Suma ztrát	[kW]	5.650	5.229	4.807	4.411	4.014	3.618

Tab. 4.3 Závislost výkonu na zatížení kogenerační jednotky Micro T50

Příkon plynového kondenzačního kotle je vypočítán podle vztahu:

$$P_{pk,j} = \frac{Q_{dd,pk,j}}{\eta_{pk,j}} \quad [kW] \quad (4.5)$$

kde

$P_{pk,j}$ je příkon plynového kotle [kW];

$\eta_{pk,j}$ účinnost plynového kotle [kW].

Výpočet je opakován pro celý rok s výpočtovým krokem 1 hodina viz vztah 4.6

$$P_{rok} = \sum_{j=0}^{8760} P_{kj,j} + \sum_{j=0}^{8760} P_{pk,j} \quad [kWh] \quad (4.6)$$

kde

$P_{kj,j}$ je příkon kogenerační jednotky [kW];

$P_{pk,j}$ příkon plynového kotle [kW];

P_{rok} roční spotřeba plynu [kWh]

Kompresorové chlazení viz kapitola 4.1.2.

4.3.4 Energetické vyhodnocení

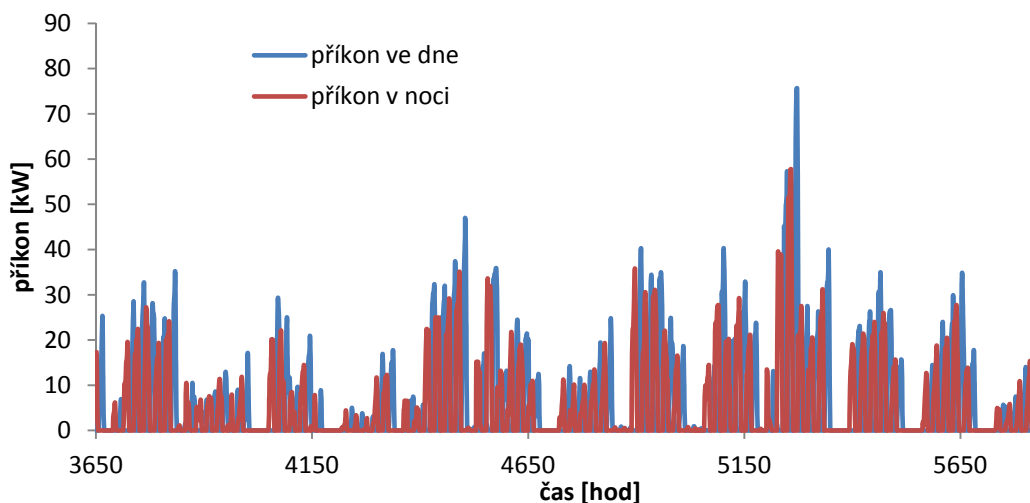
Kogenerační jednotka je v provozu 3166 hodin za rok. Produkce tepla a elektrické energie je vyobrazena v Tab. 4.4 Teplo, které převyšuje výkon kogenerační jednotky je dodáváno plynovým kotlem.

kogenerační jednotky	výroba tepla	233863	kWh
	potřeba plynu	352680	kWh
plynový kotel	výroba tepla	71420	kWh
	potřeba plynu	73100	kWh
kompresorová chlazení	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba elektrické energie	23891	kWh

Tab. 4.4 Výroba a dodávka tepla, chladu a elektrické energie

4.4 Varianta D

Ve variantě s nočním chlazením je předpoklad stejné výroby tepla a elektrické energie kogenerační jednotkou a plynovým kotlem viz kapitola 4.3.1. Kompresorové chlazení běží přes noc, kdy je nižší sazba za elektrickou energii a především nižší venkovní teplota.



Obr. 4.9 Příkon chladicího zařízení ve dne a v noci

Účinnost kompresorového chlazení je závislá na kondenzační a vypařovací teplotě viz vztah 4.2. Pokud je chladicí jednotka provozována přes noc, venkovní teplota je nižší, a tím se zvýší chladicí faktor (klesne příkon) viz vztah 4.2.

Jelikož je budova chlazená fan coils, řešení není finančně realizovatelné z důvod příliš velkých akumulčních nádrží. V případě, že by budova byla chlazená například aktivací betonu, do kterého by bylo možné chlad akumulovat, řešení by připadalo v úvahu.

4.4.1 Energetické vyhodnocení

Roční chladicí faktor je 4,19. Řešení představuje zlepšení o 16 %, což je roční finanční úspora 11400 Kč. V celkových nákladech na vytápění, chlazení a přípravu teplé vody tak úspora představuje méně než 1 %.

Tepelná energie dodávaná do objektu kogenerační jednotkou a plynovým kotlem má roční potřebu plynu viz Tab. 4.5. Potřeba tepla se skládá z vytápění a potřeby tepla na přípravu teplé vody.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

kogenerační jednotky	výroba tepla	233211	kWh
	potřeba plynu	352680	kWh
plynový kotel	výroba tepla	72072	kWh
	potřeba plynu	73755	kWh
kompresorová chlazení	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba elektrické energie	20257	kWh

Tab. 4.5 Výroba a dodávka tepla, chladu, energie a plynu

V Tab. 4.5 je zobrazena potřeba elektrické energie pro pohon kompresoru chladicího zařízení a výroba chladu pro potřeby budovy.

4.5 Varianta E

Varianta F je kombinací přípravy tepelné a elektrické energie kogeneračními jednotkami a příprava chladu absorpčními jednotkami.

4.5.1 Absorpční jednotka Broad BDH 30X

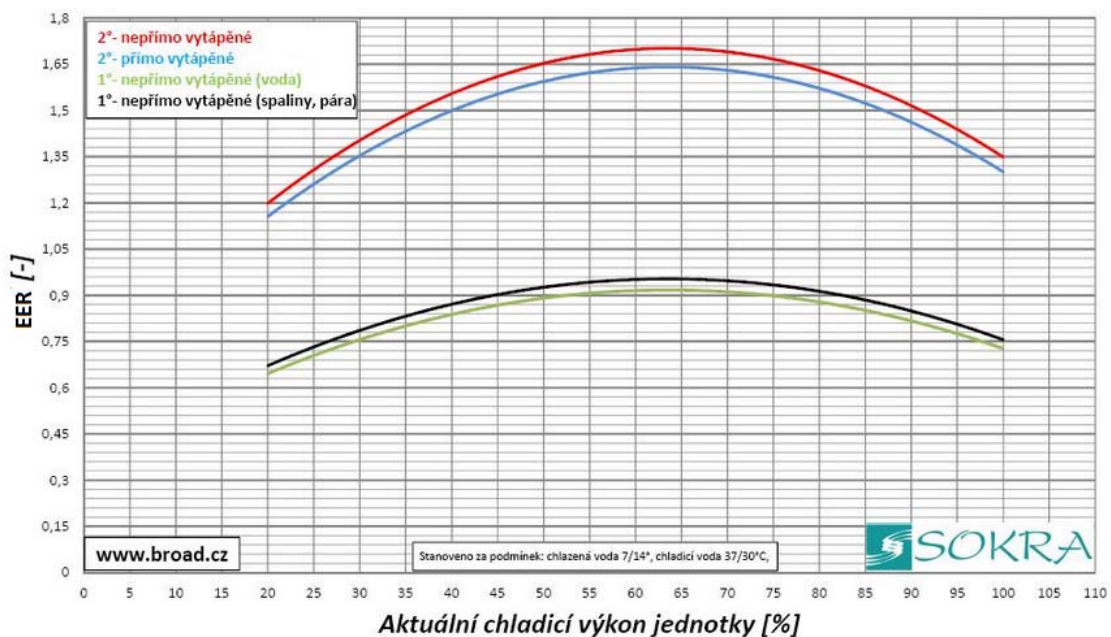
Absorpční jednotka jednostupňová Broad BDH o maximálním chladicím výkonu 300 kW. Jednotka je nepřímou vytápěná, teplo je dodáváno z kogeneračních jednotek a plynových kotlů. Zařízení je vybaveno automatickou regulací, která zajišťuje regulační rozsah 20 až 100 %. PLC řídicí jednotka ovládá proces chlazení pomocí frekvenčních měničů oběhových čerpadel a PID regulace topného ventilu.

Výměníky chladicí a chlazené vody jsou tvořeny tenkostěnnými měděnými trubkami. Čerpadla jsou hermetická, osazena grafitovými ložisky. Na sání čerpadla je umístěn filtr. Čerpadla jsou řízena frekvenčními měniči. Zařízení je vybaveno PLC logikou, která umožňuje vzdálenou kontrolu.

U jednostupňové absorpční jednotky je potřeba topná voda o teplotách 95/90 °C. K udržení teplotního spádu 7/14 °C je nutné zařízení chladit. Chladicí voda má teplotní spád 34/27 °C.

Chladicí faktor absorpční chladicí jednotky Broad BDH 30

Chladicí faktor u absorpčního chlazení se výrazně mění s chladicím výkonem jednotky. Závislost EER absorpční chladicí jednotky na aktuálním chladicím výkonu je na Obr. 4.10



Obr. 4.10 Závislost COP ACHJ na aktuálním výkonu [3]

Výpočet příkonu absorpční chladicí jednotky je proveden podle vztahu:

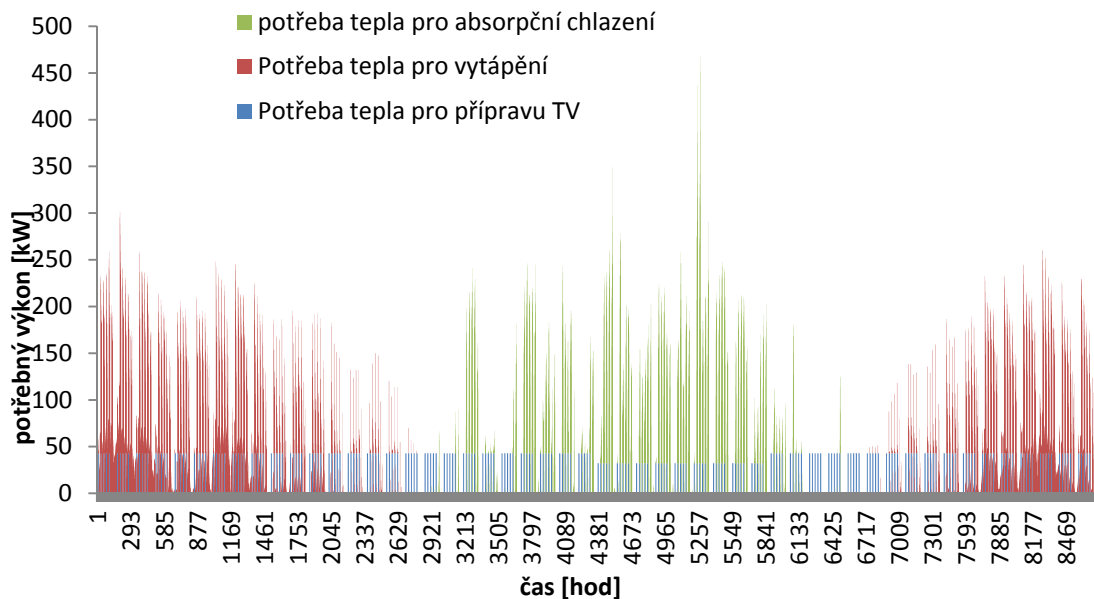
$$P_{t,j} = \frac{Q_{ch,j}}{EER_j} \quad [kW] \quad (4.7)$$

kde

$P_{t,j}$ je tepelný příkon [kW];

4.5.2 Kogenerační jednotky T50

Koncepce výpočtu je stejná jako v předchozích variantách. Jelikož absorpční chlazení potřebuje na provoz tepelnou energii, došlo k ročnímu zvýšení ze 305 MWh na 416,5 MWh. Kogenerační jednotka Micro T50 je tak využívána i během letních měsíců pro výrobu tepla. Potřeba tepla na výrobu chladu je na Obr. 4.11. Roční potřeba tepla na přípravu chladu je 111 MWh.



Obr. 4.11 Potřeba tepla pro absorpční chlazení

4.5.3 Energetické vyhodnocení

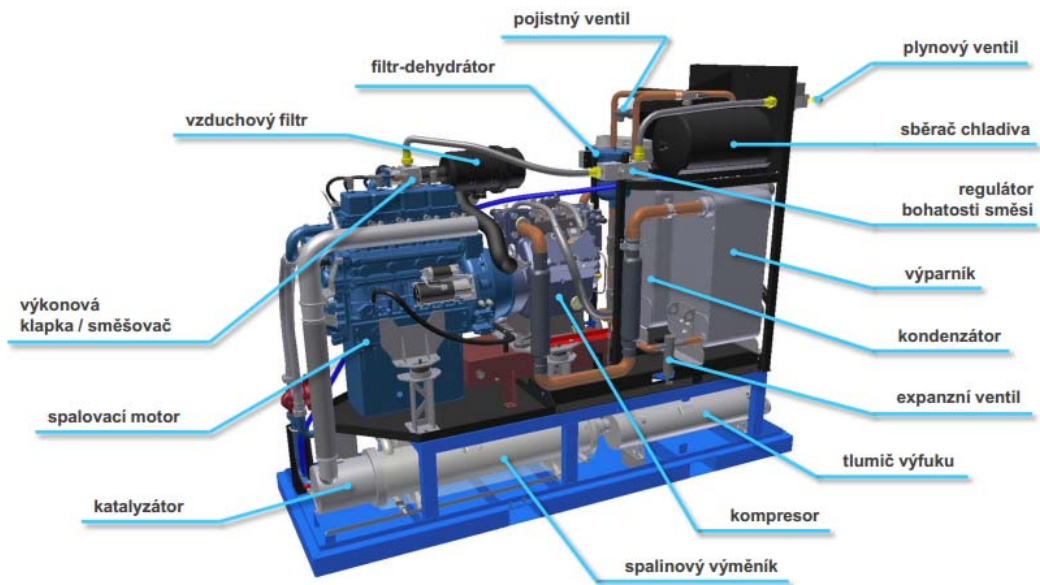
Roční potřeba tepla je vyšší než v předchozích variantách, díky tomu je kogenerační jednotka v provozu 3799 hodin za rok. Tento systém se velice vhodně doplňuje, proto je v této variantě nejnižší potřeba elektrické energie. V Tab. 4.6 je shrnutí roční potřeby tepla a chladu a dodané elektrické energie.

kogenerační jednotky	výroba tepla	295494	kWh
	potřeba plynu	450042	kWh
	výroba elektrické energie	136177	kWh
plynový kotel	výroba tepla	120986	kWh
	potřeba plynu	128176	kWh
absorpční jednotka	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba tepla na chlazení	111197	kWh

Tab. 4.6 Výroba a dodávka tepla, chladu a elektrické energie

4.6 Varianta F

Plynové tepelné čerpadlo (dále jen GHP) firmy Tedom, má označení Polo 100. Dodává se ve stavu „plug and play“. To znamená, že stačí připojit vytápění, chlazení, přívod plynu, odvod spalin a zařízení je připraveno k provozu.

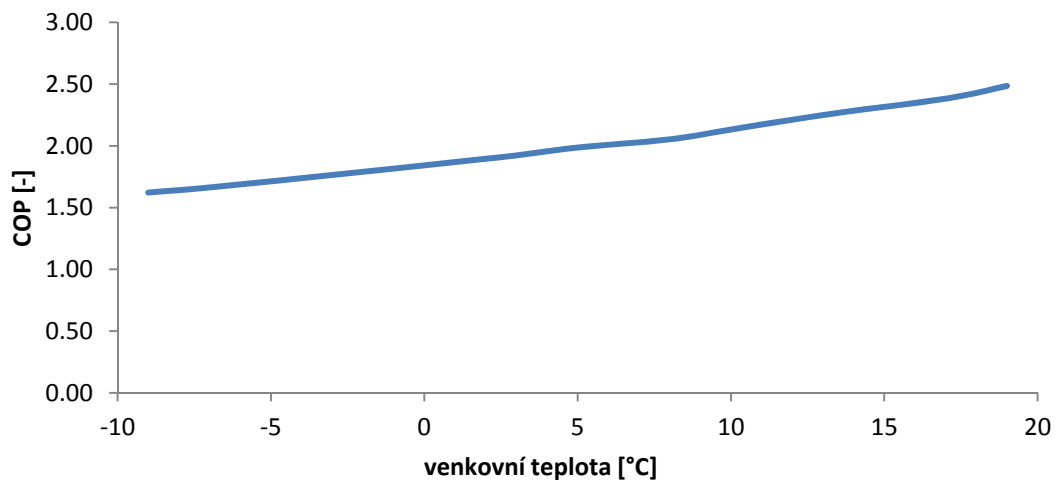


Obr. 4.12 GHP Tedom Polo 100

Plynový motor je z produkce Tedom V3800. Motor má 4 válce uložené v řadě. Zdvihový objem je 3769 cm^3 a jmenovitý mechanický výkon 45 kW. Otáčky motoru jsou regulovatelné od 1450 do 1750 ot/min.

Zdroj chladu a nízko-potencionálního tepla je pístový kompresor. V oběhu je použito chladivo R 407c.

Tepelný systém je u GHP tvořen dvěma z tepelného hlediska nezávislými okruhy. Topný okruh I (horkovodní) odvádí teplo od bloku motoru a je dohříván spalínovým výměníkem. Teploty jsou na výstupu od 70 do 90 °C a teploty vratné vody od 40 do 70 °C. Maximální tepelný výkon je 66 kW. Primární okruh je uzavřen a prochází skrz blok motoru. Je oddělen od sekundárního deskovým výměníkem a dosahuje maximálního výkonu 40 kW. Zbytek výkonu je dodán ve spalínovém výměníku. Topný okruh II je součástí kompresorového chladicího okruhu. Kapalina odvádí teplo z kondenzátoru o teplotách vratné vody od 25 do 50 °C. Jelikož jsou oba okruhy odděleny, je možné je využívat pro dvě rozdílné teplotní úrovně teplé vody.



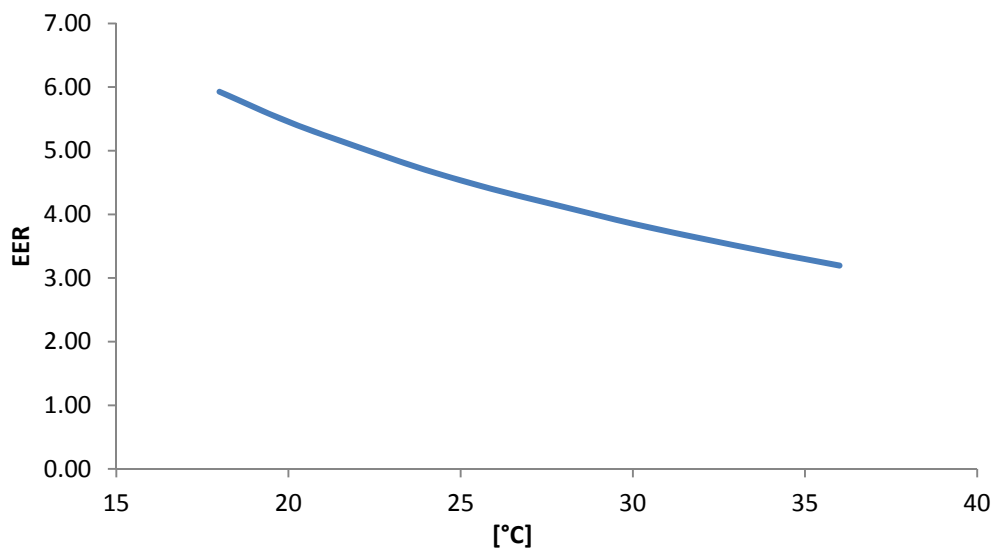
Obr. 4.13 COP Tedom Polo 100

Chladicí okruh je součástí kompresorového okruhu vnitřní části jednotky GHP. Na výparníku dochází k ochlazení pracovní kapaliny na požadovanou teplotu. Teploty chlazené vody či směsi etylenglykolem se pohybují v rozmezí od -15 do 15 °C v závislosti na použitém chladivu. Při použití chladiva R 407c je chladicí faktor viz Obr. 4.14. Chladivo je vhodnější pro provoz v režimu tepelného čerpadla. Chladivo bylo vybráno z důvodu větší potřeby tepla nežli chladu v uvažované administrativní budově.

4.6.1 Zapojení GHP a ohřev teplé vody

Kondenzátorová jednotka je nastavena, aby dodávala teplo pouze na teplotní spád 40/30 °C (systém vytápění). Příprava teplé vody, kterou je nutné ohřívát na teploty min. 70 °C, je realizována podle Obr. 4.15.

Plynový kotel slouží jako dodatkový zdroj tepla v letním období při chlazení v případech, kdy tepelný výkon motoru nedostačuje pro ohřev teplé vody. V přechodovém období, kdy není potřeba vytápět ani chladit a pouze je připravována teplá voda, je teplo dodáváno plynovým kotlem Junkers CerapurMaxx o výkonu 98 kW viz Obr. 4.15.

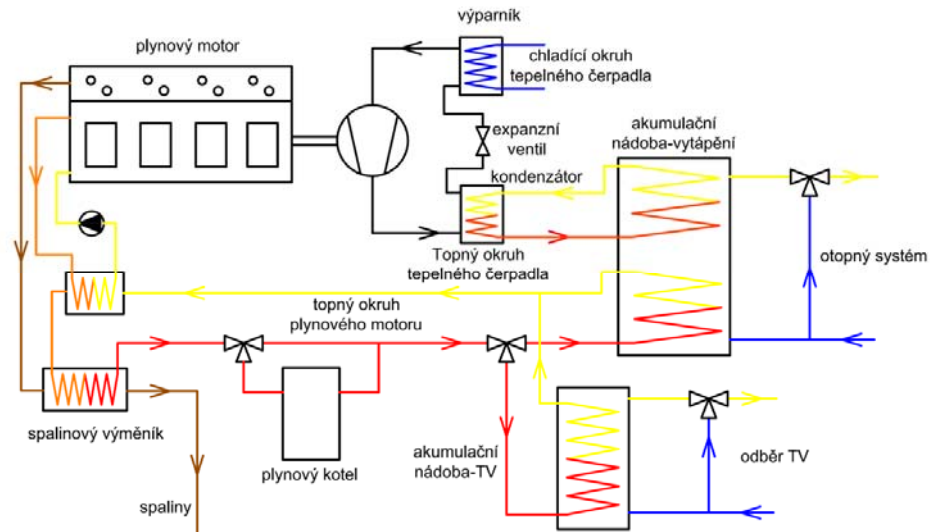


Obr. 4.14 EER Tedom polo 100

Před smísením nízkoteplotního (kondenzátorového) okruhu s horkovodním (motor a spaliny) je nutné odebrat horkou vodu. Odběr horké vody je řešen umístěním třícestného přepínacího ventilu před směšovací uzel-akumulační nádobu.

4.6.2 Výpočet GHP

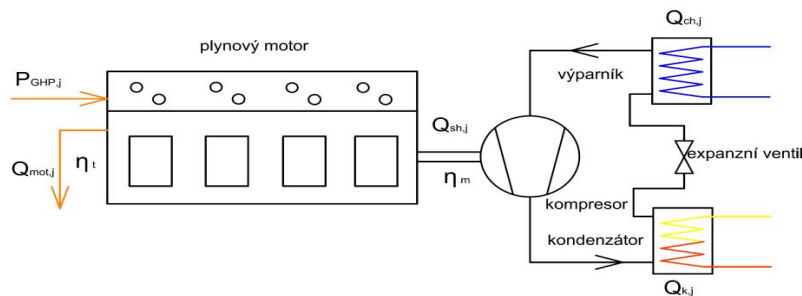
Plynové tepelné čerpadlo je zařízení, které je konstruováno tak, že dokáže dodávat ve stejný čas chlad i teplo. Tento princip je využíván v letním období. Výparníková část kompresorového okruhu dodává chlad pro chlazení budovy a kondenzátorová část předehtívá TV. Teplo odebírané motoru a spalinám je spotřebovááno na dohřev teplé vody na teplotu 70 °C.



Obr. 4.15 Schéma zapojení GHP a akumulčních nádrží

Výpočet potřeby plynu

Samotný výpočet je rozdělen na letní část (od 27. dubna do 28. září) a zimní část (od 29. září do 26. dubna). Výpočet GHP je závislý na venkovních teplotách. U výpočtu příkonu paliva je EER vztažený k výkonu na hřídeli viz vztah 4.8. To je díky tomu, že u GHP je více než polovina výkonu odebrána v teple. EER je stejně jako



Obr. 4.16 Popis použitých veličin při výpočtu

u kompresorového chlazení závislý na kondenzační a vypařovací teplotě, viz vztah 4.2.

$$P_{sh,j} = \frac{Q_{ch,j}}{EER_j} \quad [kW] \quad (4.8)$$

kde

$Q_{ch,j}$ je chladicí výkon [kW];

$P_{sh,j}$ příkon na hřídeli [kW].

Potřeba plynu pro pohon kompresoru je určena podle vztahu 4.9. Mechanická účinnost je u GHP 36 %.

$$P_{GHP,j} = \frac{P_{sh,j}}{\eta_m} \quad [kW] \quad (4.9)$$

kde

$P_{GHP,j}$ je příkon GHP [kW];

η_m mechanická účinnost [-].

V zimním období je postup výpočtu obdobný. Od výrobce je změřen COP pro různé teploty, tedy pro různé venkovní teploty a námi určenou kondenzační teplotu 36 °C (po smísení s motorovým okruhem je dosaženo teploty 40 °C). Podle vztahu 4.12 je určen příkon GHP v každém výpočtovém kroku. Ze simulace jsou odečteny teploty během celého roku s hodinovým krokem. Díky informacím o teplotě je možné přiřadit konkrétní hodnotu COP, jelikož COP je definován podle vztahu:

$$COP = f(t_v; t_k) \quad [-] \quad (4.10)$$

kde

t_k je teplota kondenzační [°C];

t_v teplota vypařovací [-].

Tepelný výkon GHP je definován podle vztahu:

$$Q_{t,j} = Q_{mot,j} + Q_{k,j} \quad [kW] \quad (4.11)$$

kde

$Q_{mot,j}$ je výkon vysokoteplotního okruhu motoru [kW];

$Q_{k,j}$ výkon nízkoteplotního okruhu kondenzátoru [kW];

$Q_{t,j}$ tepelný výkon GHP [kW].

Potřeba plynu byla vypočtena vztahem :

$$P_{GHP,j} = \frac{Q_{t,j}}{COP_j} \quad [-] \quad (4.12)$$

kde

COP je topný faktor [-].

$P_{GHP,j}$ příkon GHP [kW].

4.6.3 Energetické vyhodnocení

V Tab. 4.7 je vyobrazeno dodané teplo, chlad a spotřeba plynu pro pohon GHP. V zimním období, kdy je GHP provozováno pouze pro vytápění, nedochází k maření tepla. Oproti tomu při chlazení v letních měsících je 112,5 MWh zmařeno, protože pro teplo není odběr pouze ohřev TV.

GHP	výroba tepla	305283	kWh
	výroba chladu	85730	kWh
	potřeba plynu	220408	kWh

Tab. 4.7 Výroba tepla, chladu a potřeba plynu

5 Porovnání jednotlivých variant

V této kapitole budou porovnány jednotlivé varianty. Varianty budou porovnány z hlediska energetického, z hlediska přepočtu na primární energii a bude provedena ekonomická bilance z pohledu ročních provozních nákladů a provozních a investičních nákladů v průběhu 20 let.

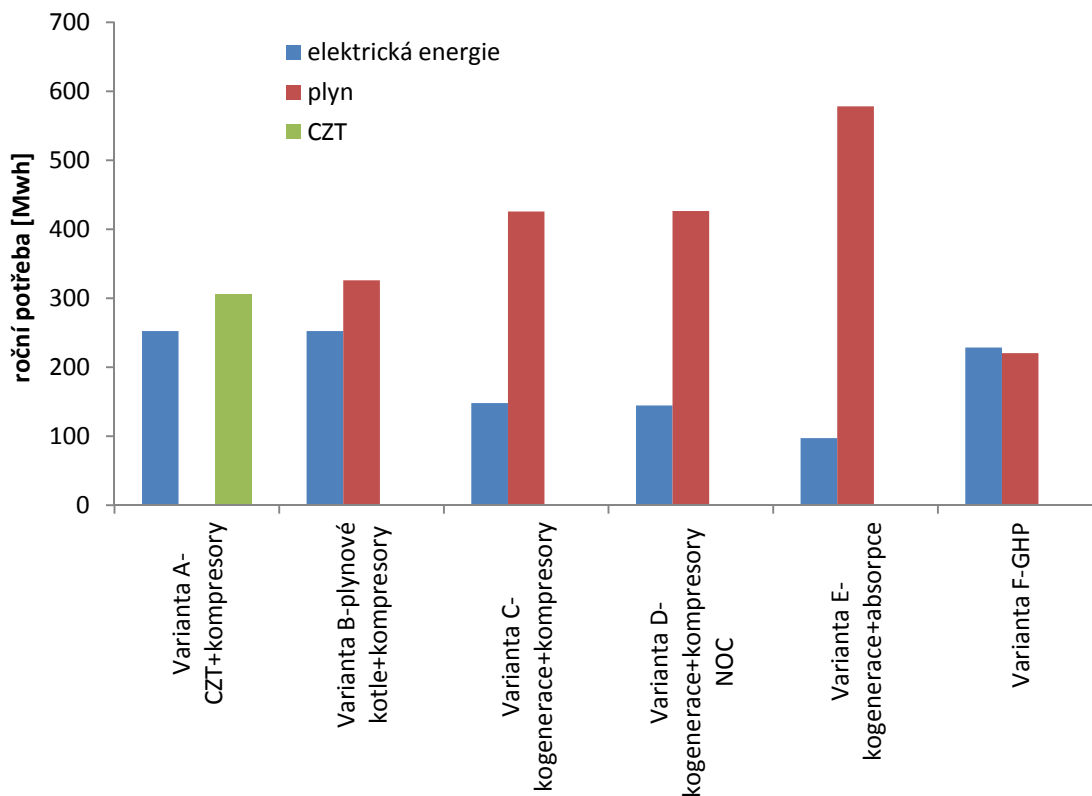
5.1 Energetická bilance

Energetická bilance variant byla provedena na základě vstupních dat z počítačové simulace. Analýza je vztažena na potřebu plynu, elektrické energie a teplo z CZT. Potřeby plynu jsou u všech variant uváděny v kWh vztaženy k výhřevnosti plynu. Vyrobena elektrická energie v kogeneračních jednotkách je odečtena od elektrických potřeb objektu.

Elektrická energie je ve dvou variantách vyráběna kogeneračními jednotkami. Kogenerační jednotky jsou nastaveny tak, aby byly provozovány pouze za předpokladu potřeby tepla v objektu nebo při dobíjení akumulčních nádob. Díky tomu nedochází k žádnému maření tepla a jednotky využívají maximum energie z paliva.

Ve variantě C je kogenerační jednotka a kompresorové chlazení, potřeba plynu je 425 MWh a elektrické energie 148 MWh. U kompresorového chlazení je na výrobu chladu zapotřebí elektrická energie. Tento koncept je z energetického hlediska ne úplně vhodný. V letních měsících (potřeba chladu) je příkon elektromotorů největší. Oproti tomu kogenerační jednotky dodávají teplo do objektu pouze pro přípravu teplé vody, takže jsou dodávky elektrické energie minimální. Díky tomu musí být z převážné většiny energie odebírána ze sítě. Tento problém by vyřešilo noční chlazení Varianta D. Elektrická energie by tak byla odebírána přes noc, mimo špičky v síti a roční chladicí faktor by se zvýšil z 3,6 na 4,2. Řešení by přineslo 16% úspory, a však musela by být úplně změněna koncepce chlazení. Celkové potřeby elektrické energie a plynu jsou na Obr. 5.1.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 5.1 Potřeby elektrické energie, plynu a CZT

Druhou alternativou je Varianta E využití kogenerační jednotky a absorpčního chlazení, spotřeba plynu je 578 MWh a elektrické energie je 97 MWh. Tyto dva systémy se dobře doplňují v průběhu celého roku. V zimních měsících je teplo s elektrickou energií dodáváno kogenerační jednotkou. V letních měsících je největší potřeba chladu přes den, kdy je plná obsazenost budovy. Přes den je také největší spotřeba elektrické energie. Jelikož je absorpční chlazení závislé na dodávce tepla, musí být v provozu i kogenerační jednotka, která mimo teplo dodává i elektrickou energii pro chod budovy. Potřeby energií jsou porovnány na Obr. 5.1.

Varianta A je kombinace centrálního zásobování teplem a kompresorového chlazení pro přípravu chladu, potřeba tepla z CZT je 305 MWh a potřeba elektrické energie je 252 MWh. Jediná varianta, která nemá spotřebu plynu pro výrobu tepla viz Obr. 5.1. Porovnání s ostatními variantami je tak obtížné, protože není znám zdroj, odkud je horká voda či pára přiváděna. Díky tomu se nedá určit účinnost zdroje.

Varianta B jsou plynové kotle s kompresorovým chlazením, potřeba plynu je 326 MWh a elektrické energie 252 MWh. Toto řešení je z energetického hlediska nejhorší. Elektrická energie, potřebná na provoz budovy a kompresorového chlazení, je s nízkým využitím primárních paliv vyráběna v teplárnách a je pouze odebírána ze sítě. Potřeby plynu a elektrické energie jsou na Obr. 5.1

Varianta F je příprava tepla a chladu realizovaná pomocí plynového tepelného čerpadla. Potřeba plynu je 220 MWh a elektrické energie 228 MWh. Plynové tepelné čerpadlo je zařízení, které dodává v zimním období teplo a v letním chlad. Velmi nízká spotřeba plynu je zapříčiněna vysokým topným a chladicím faktorem. V zimním období nedochází k maření tepla, jelikož je odebíráno jak teplo kondenzátoru, tak motoru a spalinám. V létě je standardně pracující kompresorový oběh pro chlazení budovy a teplem motoru a spalin je ohřívána teplá voda. V přechodovém období, kdy na motoru není dostatečný výkon pro ohřev teplé vody, je dodávka tepla hrazena plynovým kotlem. Potřeby elektrické energie a plynu jsou na Obr. 5.1.

5.2 Energetická bilance z pohledu primární energie

Mezi primární zdroje energie patří obnovitelné i neobnovitelné zdroje energie. Konkrétně neobnovitelné: plyn, uhlí, ropa a obnovitelné: slunce, voda, vítr. Primární zdroje energie jsou přírodní zdroje, které nejsou člověkem nijak transformované. Primární energie slouží především pro posouzení efektivnosti využití paliv, u kterých lze určit výhřevnost. Potřebné koeficienty pro přepočet potřeby energie dané technologie jsou v Tab. 5.1. Hodnoty vychází z vyhlášky 78/2013 Sb. o energetické náročnosti budov.

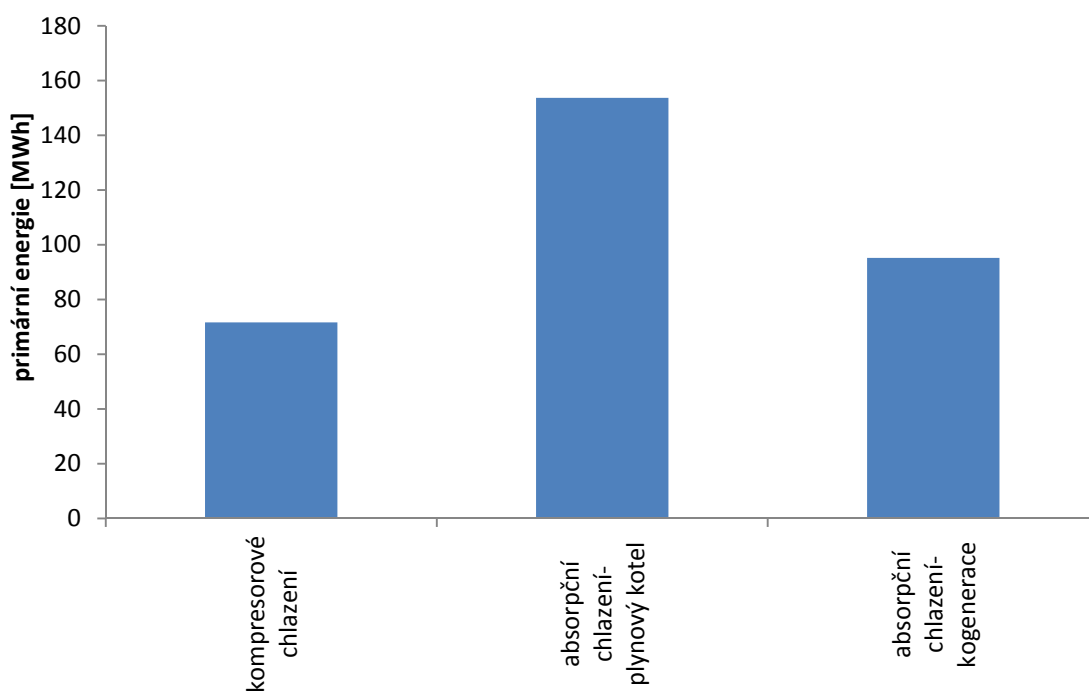
energonositel	konverzní faktor
zemní plyn	1.1
elektrická energie	3.0
CZT	1.1

Tab. 5.1 Faktor primární energie pro hodnocení budov [4]

Potřeby paliva jednotlivých variant (technologií) lze po přepočtu na primární energie mezi sebou porovnávat Obr. 5.3. Díky tomu je možnost říci, která z porovnávaných variant vychází z pohledu primární energie nejlépe.

Kogenerační jednotky velmi ovlivňují potřebu primární energie. Výroba elektrické energie snižuje potřebu, protože konverzní faktor má hodnotu 3 a potřeba plynu pro pohon motoru kogenerační jednotky má hodnotu 1,1.

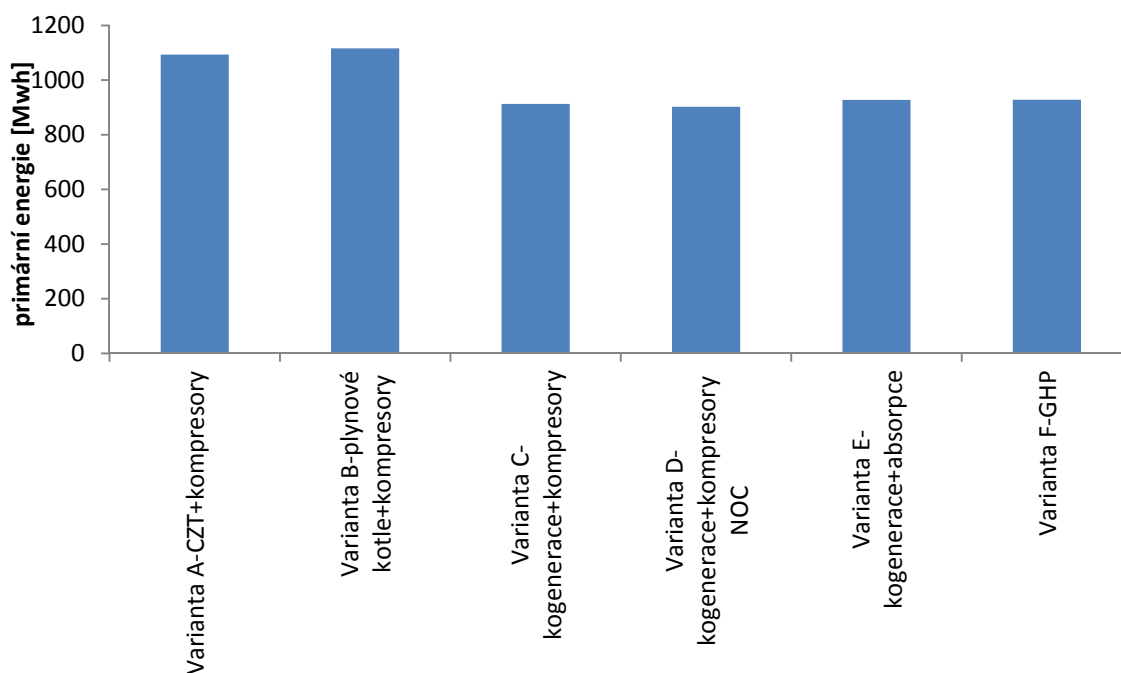
Na Obr. 5.2 je znázorněno porovnání primární energie kompresorovým a absorpčním chlazením. I přes to, že kompresorové chlazení spotřebovává elektrickou energii a má konverzní faktor 3, po přepočtu na primární energii dosahuje lepších parametrů než absorpční zařízení, které by bylo zásobované teplem z plynových kotlů. Pokud absorpční chlazení, spotřebovává teplo z kogenerační jednotky, vyrobená elektrická energie se odečte od potřeby plynu s konverzním faktorem 3. Na Obr. 5.2 je patrné zlepšení potřeby primární energie při využití kogenerační jednotky.



Obr. 5.2 Porovnání potřeby primární energie na chlazení za rok

Nejlepšího výsledku potřeby primární energie dosahují varianty C a D kogenerační jednotka a kompresorové chlazení. To je zapříčiněno především výrobou elektrické energie kogeneračními jednotkami a vysokým chladicím faktorem kompresorového chlazení. Díky tomu produkce elektrické energie pokrývá necelou polovinu roční potřeby budovy.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 5.3 Roční potřeba primární energie

Oproti variantám C a D vycházejí nejhůře po přepočtu na primární energii varianty A a B díky vysoké potřebě elektrické energie. Ta není v těchto variantách snížena dodávkou do sítě. Ve variantě E není do sítě dodávána elektrická energie také, avšak díky vysokému topnému a chladicímu ročnímu faktoru je nízká spotřeba plynu, a díky tomu je nízká potřeba primární energie. Potřeby primární energie jsou vyobrazeny v Tab. 5.2.

Varianta A	1092968	kWh
Varianta B	1115840	kWh
Varianta C	912727	kWh
Varianta D	902547	kWh
Varianta E	927470	kWh
Varianta F	927934	kWh

Tab. 5.2 Potřeby primární energie

5.3 Ekonomické zhodnocení variant

Ekonomické vyhodnocení všech variant je závislé na investičních a provozních nákladech. Mezi investiční náklady jsou uvažovány náklady spojené s danými technologiemi. Zařízení, která jsou potřebná ve všech variantách jako, rozvody otopné vody, rozvody chladicí vody, fan-coily, atd., se v ekonomické analýze neuvažují.

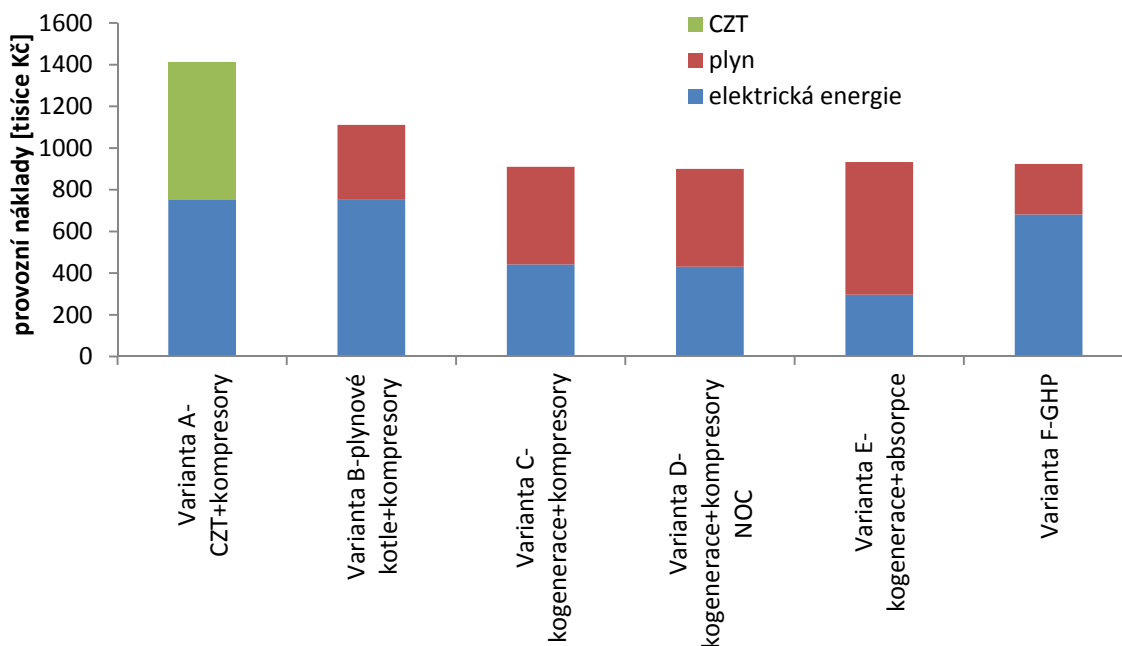
Provozní náklady jsou spojeny s potřebami jednotlivých zařízení plynu, elektrické energie či tepla z CZT.

Aby bylo možné všechny varianty mezi sebou porovnávat je nutné uvažovat ve všech variantách stejnou cenu energií. Ceny elektrické energie a tepla z CZT byly zjištěny přímo z faktur budovy Skanska. Cena plynu je orientačně naceněna společností E.ON při daném odběru. Ceny pro výpočet jsou uvedeny v tabulce Tab. 5.3 a jsou včetně DPH.

cena elektrické energie	2.98	kč/kWh
cena plynu	1.1	kWh
cena tepla CZT	602	GJ

Tab. 5.3 Ceny energií

Na cenách energií je velmi závislá ekonomika provozu jednotlivých technologií. Ve variantách C, D, E a F je rozdíl v ročních provozních nákladech minimální. Díky tomu je závislost na cenách energií ještě větší, aby se dalo rozhodnout, která varianta má nejekonomičtější provoz. Na grafu Obr. 5.4 je patrné, že nejnižší roční provozní náklady jsou u varianty C a D.



Obr. 5.4 Roční provozní náklady

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

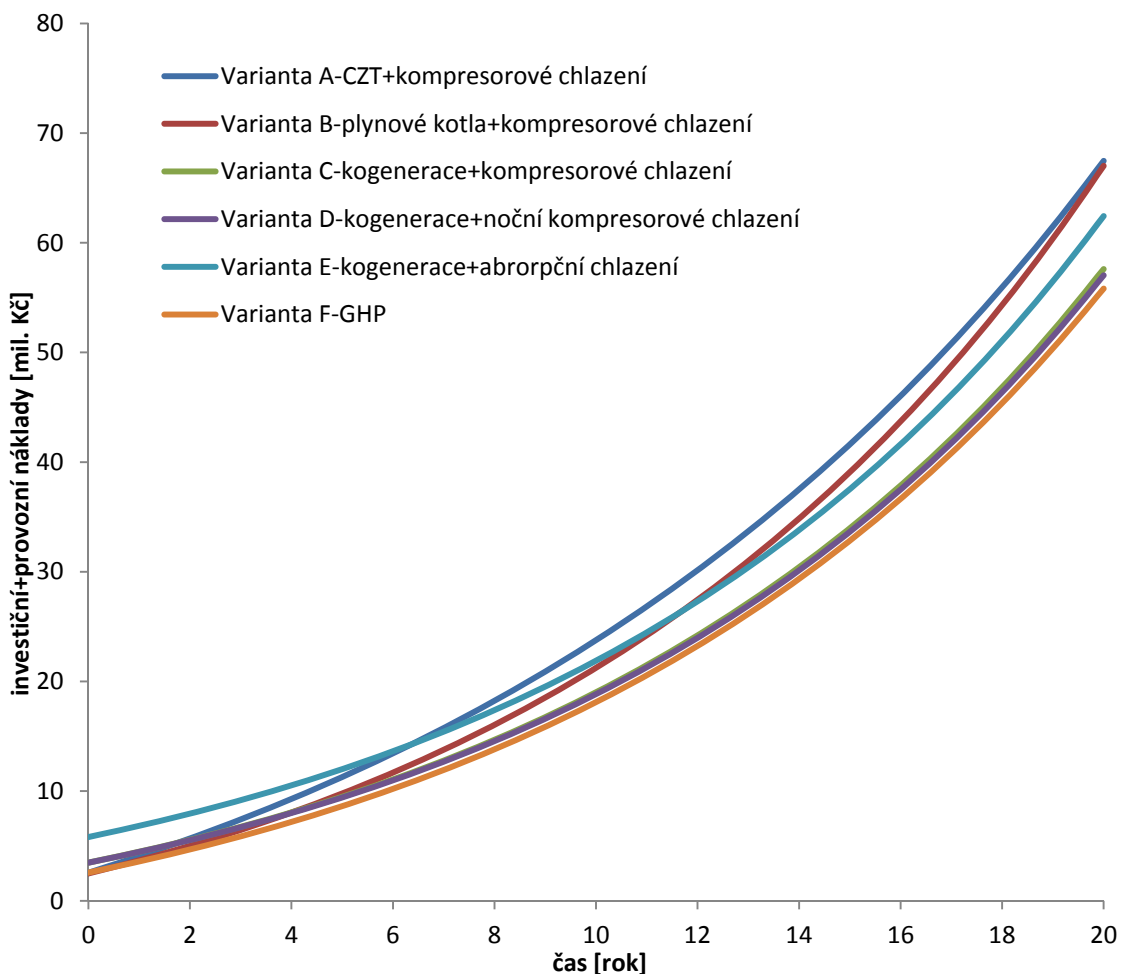
Nejhorší ekonomika provozu je podle grafu Obr. 5.4 Varianta A CZT a kompresorové chlazení. To je zapříčiněno příliš vysokou cenou tepla z CZT.

	plyn	elektrická energie	CZT	suma	
Varianta A		752109	661609	1413719	Kč/rok
Varianta B	358683	752109		1110792	Kč/rok
Varianta C	468358	441407		909765	Kč/rok
Varianta D	469079	430578		899658	Kč/rok
Varianta E	636040	298683		934722	Kč/rok
Varianta F	242449	680915		923364	Kč/rok

Tab. 5.4 Roční provozní náklady

Při porovnání ekonomické návratnosti jednotlivých variant je nutné zahrnout investiční i provozní náklady. Na Obr. 5.5 je graf ekonomické návratnosti jednotlivých zařízení. Při porovnání návratnosti jednotlivých variant jsou také velmi důležité meziroční růsty cen energií. Pro elektrickou energii o 9 %, plyn o 10% a CZT o 5 % za rok. Růst ceny je jen velmi těžko předvídatelný vychází se z informací z minulosti, kdy se růst pohyboval ve výše zmíněných relacích.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí



Obr. 5.5 Graf investičních a provozních nákladů

Z Grafu Obr. 5.5 je patrné, že Varianta E má nejvyšší investiční náklady. Provozní náklady však nejsou zdaleka tak velké jako Varianty A. Díky tomu je návratnost po šesti letech oproti variantě s nejnižšími investičními náklady Varianta A. Nejeekonomičtější je Varianta E, která představuje pouze jedno zařízení na vytápění i chlazení, z tohoto důvodu jsou investiční náklady nižší než u Variant C a D.

6 Diskuze

Z dlouhodobé ekonomické analýzy vyplývá, že varianta F vyšla jako nejeekonomičtější s nejnižší potřebou plynu. Po přepočtu na primární energii vyšla jako druhá nejlepší. Z energetického hlediska není tento koncept úplně správný, jelikož je elektrická energie pouze odebírána ze sítě. Pro objekty, které celoročně odebírají velké množství tepla a chladu, je vhodné využití kogenerační výroby elektrické energie.

Z energetické analýzy vyplývá nejvýhodnější varianta s kogenerační jednotkou a absorpčním chlazením. Jelikož je do sítě dodáváno největší množství elektrické energie a chlad je vyráběn z tepelné energie, nikoli, jak tomu je u kompresorového chlazení z elektrické energie. Koncept Varianty E je vhodnější především v letních měsících, jelikož kogenerační jednotka dodává teplo pro chlazení. Oproti tomu ve Variantách C a D kogenerační jednotka v letních měsících dodává minimum tepla pouze na přípravu teplé vody.

Varianta A je vhodná koncepčně pouze za předpokladu, že zdroj CZT je kogenerační teplárna. Z finanční analýzy lze usuzovat, že i přes to, že investiční náklady jsou nízké, z dlouhodobého hlediska je tato varianta nejméně ekonomická.

Vývoj cen energií je z dlouhodobého hlediska velmi těžké odhadnout. Investiční rozdíl mezi Variantou A CZT a kompresorovým chlazením a Variantou E kogenerační jednotkou a absorpčním chlazením je téměř 4 milióny korun. Toto jsou aspekty, které rozhodují o volbě zdroje tepla, chladu a elektrické energie.

7 Závěr

Byla provedena analýza různých způsobů vytápění a chlazení administrativní budovy. Jako zdroj dat byla zpracována počítačová simulace v prostředí ESP-r. Výstupy z počítačové simulace jsou hodinová data během celého roku, která obsahují potřeby tepla a chladu.

Jednotlivé varianty byly porovnány podle tří hledisek: potřeba energie, potřeba primární energie a ekonomické zhodnocení. Podle potřeby energie není možné jednoznačně určit, která z porovnávaných variant je nejvýhodnější. Po přepočtu na primární energii lze určit variantu s nejnižší potřebou primární energie. Varianta E výhodná díky velké produkci elektrické energie, která je vyráběna s vysokým využitím plynu. Absorpční chlazení navíc pro výrobu chladu spotřebovává tepelnou energii, takže se tyto dvě technologie velmi dobře doplňují i během letních měsíců. Varianty C a D oproti variantě E v letních měsících potřebují minimum tepla, kogenerační jednotka tak dodává teplo pouze pro přípravu teplé vody a kompresorová jednotka spotřebovává elektrickou energii ze sítě. Energie pro chlazení je však vyráběna s vysokým chladicím

faktorem. Rozdíly v potřebě primární energie mezi variantami C, D, E a F jsou minimální.

Finanční analýza porovnává roční provozní náklady na vytápění, chlazení a přípravu teplé vody. Z tohoto srovnání vychází nejlépe Varianty C a D. Jelikož mezi variantami C, D, E a F je pouze malý rozdíl v provozních nákladech, nedá se jednoznačně říci, která z variant by byla nejekonomičtější. Rozdílné ceny energií v regionech budou ovlivňovat výsledky analýzy. Pro určení ekonomické návratnosti různých zařízení bylo zapotřebí porovnat také investiční náklady. Graf Obr. 5.5 zahrnuje investiční a provozní náklady po dobu 20 let. Analýzou bylo zjištěno, že z dlouhodobého hlediska je nejvýhodnější Varianta F, avšak mezi variantami C, D a F je velmi malý rozdíl. Pokud by se ceny energií vyvíjely jinak, než je předpokládáno, mohla by být výhodnější jedna z výše zmíněných tří variant.

Seznam literatury

- [1] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 281 s. ISBN 80-730-0118-7.
- [2] *Tedom* [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [3] BROAD. [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: http://www.broad.cz/broad2013/proc_absorpce.php
- [4] TNI 73 0331 *Energetická náročnost budov: Typické hodnoty pro výpočet*
- [5] 78/2013sb. Vyhláška o energetické náročnosti budov, vydavatel: Ministerstvo průmyslu a obchodu – březen 2013
- [6] *Carrier* [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: http://ahi-carrier.at/wp-content/uploads/2012/pdf/38rbs/38RBS_PSD.pdf
- [7] *Junkers* [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: http://junkers-cz.resource.bosch.com/media/ttcz/dokumentace/projek_n_podklady/plyno_v_kondenza_n_kotle/SK_CerapurMAXX_02_2011_reduk.pdf
- [8] Historie, typy a principy KVET. [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: https://www.powerwiki.cz/attach/Vyroba/Popis_systemu_CZT.pdf

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Katalogový list GHP Tedom Polo100

Příloha č. 2 – Katalogový list kogenerační jednotky Tedom Micro T50

Příloha č. 3 – Chladicí výkony kompresorových chladicích jednotek Carrier 38RSB

Příloha č. 4 – Technické parametry Absorpčních jednotek Broad

Příloha č. 5 – Katalogový list chladicí věže TGA 210

Příloha č. 1

TEDOM

GHP Polo 100

Jednotka GHP

Základní charakteristika

Jednotky typu GHP (z angl. „Gas-engine Heat Pump“ = tepelné čerpadlo poháněné plynovým motorem) jsou energetické zdroje produkující chlad a nízko a vysoko potenciální teplo při spalování plynu. Jedná se o spojení plynového motoru, kompresoru, řady výměníků a řídicího systému v jeden funkční celek.

Výhody GHP

Přednosti GHP jednotky TEDOM

- maximální využití tepla při výrobě chladu
- režim tepelného čerpadla
- snadné zapojení
- dlouhý servisní interval
- kompaktnost
- vnitřní /venkovní provedení



Společnost TEDOM je držitelem certifikátů řízení jakosti QMS a EMS.

Základní technické údaje

maximální chladicí výkon	160 ³⁾	kW
maximální tepelný výkon	259 ⁴⁾	kW
maximální příkon v palivu	140,6 ⁵⁾	kW
elektrický příkon	1,7	kW
jmenovitý mechanický příkon	45	kW
COP chlazení	1,62	
COP topení	2,58	
spotřeba plynu při 100% výkonu	15,4	m ³ /h
spotřeba plynu při 75% výkonu	11,6	m ³ /h
spotřeba plynu při 50% výkonu	7,7	m ³ /h

Základní technické údaje jsou platné pro standardní podmínky podle dokumentu „Platnost technických údajů GHP“

- Spotřeba plynu je uvedena při fakturačních podmínkách (15°C, 101,325kPa)
- 1) max. teplota výstupní vody okruhu motoru
 - 2) max. teplota výstupní vody okruhu kondensátoru
 - 3) max. chladicí výkon při kondenzační teplotě 35°C a vypařovací teplotě 5°C
 - 4) max. tepelný výkon při kondenzační teplotě 35°C a vypařovací teplotě 5°C
 - 5) max. příkon v palivu při kondenzační teplotě 55°C

Plnění emisních limitů

emise	CO	NOx
při 5%O ₂ ve spalínách	300 mg/Nm ³	250 mg/Nm ³



Příloha č. 2

TEDOM

Micro T50

Technická specifikace

Základní charakteristika

Kogenerační jednotky řady Micro jsou kombinované energetické zdroje produkující teplo a elektrinu spalováním plynu. Základní vlastnosti kogeneračních jednotek řady Micro: vysoká účinnost, kompaktnost, dlouhá životnost olejové náplně a s tím spojený dlouhý servisní interval, řadí tyto výrobky mezi moderní energetické zdroje pro vytápění menších objektů.

Z rozhodnutí notifikované osoby byl vydán certifikát potvrzující shodu výrobků řady Micro s požadavky směrnice 2009/142/ES (nařízení vlády č. 22/2003 Sb.) Společnost TEDOM je držitelem certifikátů řízení jakosti QMS a EMS.



Základní technické údaje

Popis jednotky:

Jednotka je určena pro spalování zemního plynu, SP – osazena synchronním generátorem pracující v paralelně se sítí - P.

jmenovitý elektrický výkon	48 kW
maximální tepelný výkon	91 kW
příkon v palivu	148 kW
účinnost elektrická	32,5 %
účinnost tepelná	61,6 %
účinnost celková (využití paliva)	94,1 %
účinnost celková (při využití kondenzačního výměníku)	104,7 % ¹⁾
spotřeba plynu při 100% výkonu	15,6 m ³ /h
spotřeba plynu při 75% výkonu	12,6 m ³ /h
spotřeba plynu při 50% výkonu	9,5 m ³ /h

Základní technické údaje jsou platné pro standardní podmínky podle dokumentu „Technické instrukce“

Požadovaný min. trvalý elektrický výkon je 50% jmenovitého výkonu

Spotřeba plynu je uvedena při fakturačních podmínkách (15°C, 101,325kPa)

Technické údaje jsou specifikovány pro teploty 65/85°C

1) platí pro teplotu vratné vody 35°C

Plnění emisních limitů

KJ plní emisní limity podle následujících nařízení a předpisů:

emise	CO	NOx
při 3%O ₂ ve spalinách	500mg/Nm ³	nestanovuje
při 5%O ₂ ve spalinách	300mg/Nm ³	250mg/Nm ³

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

Příloha č. 3

Cooling capacities

38RBS SET	Entering air temperature, °C																		
	°C	20			25			30			35			40			45		
		CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW
039	-2,5	36,7	10,0	3,67	35,2	10,8	3,25	33,6	11,7	2,87	31,9	12,8	2,49	29,7	14,1	2,11	15,2	7,3	2,07
045		41,8	11,4	3,67	40,1	12,5	3,21	38,4	13,8	2,78	35,9	15,3	2,35	32,7	16,8	1,95	17,0	8,6	1,97
050		49,0	13,3	3,69	46,5	14,6	3,19	43,9	16,1	2,73	40,7	17,8	2,29	37,3	19,7	1,89	19,4	10,0	1,95
060		54,2	15,1	3,58	51,7	16,6	3,12	48,9	18,3	2,67	45,1	20,2	2,23	41,0	22,3	1,84	21,8	10,9	2,01
070		62,9	17,2	3,65	60,0	18,7	3,21	56,7	20,4	2,78	52,8	22,2	2,37	48,4	24,4	1,99	25,7	12,4	2,08
080		72,9	20,6	3,53	69,5	22,0	3,16	66,0	23,6	2,79	62,2	25,4	2,45	58,0	27,5	2,11	31,2	13,7	2,27
090		83,6	22,5	3,72	80,1	24,4	3,28	76,0	26,9	2,83	70,9	29,5	2,40	64,9	32,4	2,00	42,6	22,4	1,90
100		94,9	25,3	3,76	90,7	27,5	3,30	85,8	30,0	2,86	80,0	32,8	2,44	73,7	36,0	2,05	49,6	24,3	2,04
120		114,3	30,4	3,76	108,4	32,7	3,31	102,1	35,6	2,87	95,1	38,7	2,46	87,6	42,5	2,06	58,4	29,6	1,98
140		131,9	35,3	3,73	125,8	38,3	3,29	118,6	41,7	2,85	110,5	45,6	2,43	101,3	49,9	2,03	53,4	25,2	2,11
160		151,0	42,2	3,58	143,4	45,3	3,17	135,1	49,0	2,76	126,2	53,1	2,38	116,6	58,1	2,01	61,5	28,8	2,14
039	0	39,8	10,3	3,87	38,2	11,1	3,44	36,5	12,0	3,04	34,6	13,1	2,64	32,2	14,4	2,24	29,6	15,9	1,86
045		45,4	11,7	3,89	43,6	12,8	3,41	41,8	14,1	2,96	39,1	15,6	2,51	35,7	17,1	2,09	32,1	18,7	1,72
050		53,2	13,5	3,93	50,6	14,8	3,41	47,8	16,4	2,93	44,5	18,0	2,47	40,8	20,0	2,04	36,7	22,2	1,66
060		58,9	15,4	3,82	56,3	16,8	3,34	53,4	18,6	2,87	49,4	20,5	2,40	45,0	22,7	1,99	40,3	25,1	1,61
070		68,3	17,8	3,83	65,1	19,3	3,38	61,5	20,9	2,95	57,3	22,7	2,52	52,6	24,9	2,11	47,3	27,1	1,74
080		79,1	21,5	3,69	75,1	23,0	3,27	70,9	24,8	2,86	66,6	26,6	2,50	62,1	28,7	2,16	57,4	31,1	1,85
090		90,8	23,1	3,94	87,0	25,1	3,47	82,7	27,5	3,00	77,1	30,2	2,55	70,8	33,2	2,13	64,0	36,4	1,76
100		102,9	26,1	3,94	98,3	28,4	3,46	93,0	30,9	3,01	86,7	33,8	2,57	80,0	37,0	2,16	54,3	24,7	2,20
120		123,4	31,9	3,87	117,3	34,1	3,44	110,8	36,5	3,04	103,4	39,6	2,61	95,4	43,3	2,20	63,9	29,9	2,13
140		143,2	36,7	3,90	136,5	39,6	3,44	128,9	42,9	3,00	119,9	46,6	2,57	110,0	51,0	2,16	98,9	55,6	1,78
160		164,3	43,7	3,76	155,9	46,9	3,33	147,0	50,5	2,91	137,3	54,6	2,51	126,8	59,5	2,13	115,6	65,0	1,78
039	5	46,4	10,9	4,25	44,6	11,8	3,78	42,6	12,7	3,35	40,4	13,8	2,92	37,7	15,1	2,49	34,6	16,7	2,08
045		53,0	12,3	4,31	51,0	13,5	3,79	49,0	14,9	3,30	45,9	16,3	2,81	42,0	17,8	2,37	38,0	19,3	1,96
050		62,2	14,7	4,23	59,3	16,0	3,71	56,1	17,4	3,22	52,4	19,0	2,75	48,3	20,8	2,32	43,7	22,8	1,92
060		69,2	16,0	4,32	66,3	17,5	3,80	63,0	19,3	3,27	58,5	21,2	2,76	53,6	23,4	2,29	48,3	25,8	1,87
070		80,0	19,3	4,14	76,1	20,9	3,65	71,7	22,5	3,18	66,7	24,4	2,74	61,3	26,4	2,33	55,3	28,4	1,95
080		93,0	23,3	4,00	88,3	25,0	3,54	83,3	26,8	3,11	77,9	28,8	2,70	72,2	31,1	2,32	65,9	33,6	1,96
090		106,1	24,5	4,34	101,8	26,5	3,84	96,9	29,1	3,33	90,4	31,8	2,84	83,3	34,8	2,39	75,6	38,1	1,98
100		120,2	28,0	4,29	114,6	30,4	3,77	108,2	33,0	3,28	100,9	36,0	2,81	93,0	39,2	2,37	84,3	42,6	1,98
120		143,0	34,9	4,10	135,6	37,7	3,60	127,6	40,8	3,13	119,4	43,6	2,74	110,6	46,7	2,37	101,2	49,9	2,03
140		167,9	39,6	4,24	159,7	42,9	3,72	150,2	46,4	3,24	139,6	50,2	2,78	128,1	54,2	2,36	115,5	58,4	1,98
160		192,4	47,4	4,06	183,3	50,8	3,61	173,0	54,6	3,17	161,7	58,7	2,75	149,5	63,5	2,36	136,4	68,6	1,99
039	10	53,8	11,6	4,63	51,7	12,5	4,13	49,4	13,5	3,66	46,7	14,6	3,20	43,5	16,0	2,73	23,1	7,7	3,00
045		61,4	13,1	4,68	59,1	14,4	4,12	56,8	15,8	3,59	53,0	17,3	3,07	48,6	18,7	2,60	26,5	9,0	2,95
050		72,5	15,5	4,66	69,2	17,0	4,07	65,3	18,6	3,50	60,7	20,6	2,95	56,0	22,4	2,49	29,9	10,5	2,86
060		80,2	16,9	4,75	77,0	18,3	4,21	73,3	20,1	3,65	68,5	22,0	3,11	63,0	24,2	2,60	57,0	26,7	2,14
070		93,4	20,2	4,62	88,8	21,9	4,06	83,4	23,8	3,51	77,3	26,0	2,97	70,5	28,4	2,48	38,9	13,3	2,92
080		108,7	24,3	4,48	103,3	26,3	3,93	97,4	28,4	3,42	91,0	30,9	2,95	84,2	33,6	2,51	47,6	14,9	3,20
090		122,9	26,2	4,69	117,9	28,3	4,16	112,2	31,1	3,61	104,6	33,8	3,09	96,5	36,8	2,62	66,3	24,0	2,77
100		139,1	30,3	4,59	132,5	32,8	4,04	124,7	35,4	3,52	116,3	38,5	3,02	107,0	41,7	2,57	75,2	26,7	2,82
120		164,4	37,2	4,42	155,9	40,2	3,88	146,7	43,3	3,39	136,9	46,8	2,92	126,3	50,7	2,49	88,5	31,9	2,77
140		196,0	41,4	4,73	186,4	44,8	4,16	175,0	48,6	3,60	162,0	53,2	3,05	147,5	58,2	2,54	80,7	27,1	2,97
160		217,6	52,5	4,15	207,3	56,1	3,70	196,5	59,9	3,28	185,0	64,1	2,89	172,9	68,6	2,52	125,1	52,3	2,39
039	15	61,9	12,5	4,97	59,5	13,4	4,45	56,8	14,3	3,96	53,7	15,5	3,47	50,1	16,8	2,98	26,9	8,0	3,39
045		70,2	14,0	5,00	67,7	15,4	4,41	64,7	16,9	3,84	60,5	18,4	3,29	55,5	19,7	2,82	31,1	9,2	3,39
050		83,9	16,3	5,16	80,2	17,7	4,54	75,9	19,3	3,94	70,8	21,2	3,34	65,1	23,4	2,79	35,1	10,7	3,28
060		92,0	18,0	5,10	88,2	19,5	4,53	84,1	21,3	3,94	78,5	23,3	3,37	72,5	25,4	2,86	38,8	12,2	3,18
070		108,1	21,2	5,09	102,9	22,8	4,51	96,8	24,7	3,92	89,7	26,9	3,33	81,9	29,4	2,79	45,3	13,7	3,30
080		126,1	25,3	4,98	119,9	27,4	4,37	113,1	29,7	3,81	105,9	32,1	3,29	98,1	34,8	2,82	55,1	15,5	3,56
090		141,2	28,2	5,00	135,4	30,5	4,43	128,4	33,3	3,86	119,7	36,1	3,32	110,5	39,2	2,82	76,9	24,9	3,08
100		159,5	33,1	4,82	151,5	35,5	4,26	142,4	38,3	3,72	132,6	41,4	3,20	121,9	44,6	2,73	87,0	27,9	3,12
120		187,4	39,7	4,72	177,6	42,8	4,15	167,0	46,1	3,63	155,6	49,6	3,14	143,5	53,4	2,69	102,7	33,1	3,10
140		227,0	43,6	5,21	215,9	46,8	4,61	203,0	50,6	4,01	188,1	55,1	3,41	171,6	60,1	2,85	93,6	28,0	3,36
160		243,3	58,4	4,17	231,4	62,1	3,72	218,8	66,2	3,31	205,7	70,5	2,92	153,2	52,4	2,92	108,0	32,8	3,29

Legend
SET Saturated evaporating temperature (dew point), °C
CAP kW Cooling capacity
UNIT kW Gross unit power input (compressors, fans, control)

Application data
Standard units, refrigerant R-410A
Evaporation superheat: 5 K
Equivalent length without filter drier and solenoid valves: 15 m.



Order No.: 13850-20,12,2012, Supersedes order No.: 13850-20,06,2012,
Manufacturer reserves the right to change any product specifications without notice.

Manufactured by: Carrier SCS, Montluet, France,
Printed in the European Union.

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

Příloha č. 4

Model BDS, BDH, BDE
Neprimo-vytápěné absorpční parní, horkovodní a spalínové jednotky
Jednostupňové jednotky

Model	Chladičí výkon	Chlazená voda	Chladičí voda	Společná potrubí	Společná potrubí vody	Společ. spalin	Společ. spalin	Hmot. Ubr	Hmot. Převoz. hm. Hmot. jed. částí jednotky
	kW	Příkon	tlaková ztráta	tlaková ztráta	m ³ /h	kg/h	kW	t	t
1 ^a	20	233	28,6	30	64,7	50	2,5	0,7	3,5 / 4
2 ^a	30	349	42,9	30	97,1	50	2,5	0,8	4,5 / 5,1
ACHU	50	582	71,4	30	162	50	2,5	1,7	6,5 / 7
BDS	75	872	107	30	243	60	5,3	2,2	8,5 / 9,5
podrá	100	1163	143	30	324	60	5,7	2,4	10,5 / 11,5
125	1454	179	30	405	405	60	5,7	3,2	12,5 / 14
0,1MPa	150	1745	214	40	486	60	5,7	3,5	14 / 16
200	2326	286	40	647	60	8,6	6,0	5,5	20 / 22
250	2908	357	50	809	70	10,1	6,0	6,0	23,5 / 26
300	3489	429	50	971	70	10,1	6,2	28 / 31	
400	4652	571	50	1295	90	13,9	8,9	32 / 37	
500	5815	714	60	1618	90	13,8	11,7	37 / 44	
600	6978	857	60	1942	90	17,5	14,5	42 / 49	
1 ^a	20	209	25,2	25	59,5	50	2,5	0,7	3,5 / 4
horko-	30	302	37,6	25	87,3	50	2,5	0,8	4,5 / 5,1
vodní	50	512	62,9	25	146	50	2,5	1,7	6,5 / 7
ACHU	75	767	94,2	25	218	60	5,3	2,2	8,5 / 9,5
BDH	100	1023	125	25	291	60	5,7	2,4	10,5 / 11,5
horká	125	1279	157	25	364	60	5,7	3,2	12,5 / 14
vodní	150	1535	188	30	437	60	5,7	3,5	14 / 16
ACHU	200	2046	251	30	592	70	8,6	5,5	20 / 22
98°C	250	2558	313	40	738	70	10,1	6,0	23,5 / 26
300	3069	376	40	873	70	10,1	6,2	28 / 31	
400	4092	503	40	1164	70	13,9	8,9	32 / 37	
500	5115	628	50	1455	90	13,8	11,7	37 / 44	
600	6138	754	50	1746	90	17,5	14,5	42 / 50	
1 ^a	20	233	28,6	30	64,7	50	2,5	0,8	4 / 4,4
spalín.	30	349	42,9	30	97,1	50	2,5	1,2	5 / 5,5
ACHU	50	582	71,4	30	162	50	2,5	2,1	7 / 7,6
BDE	75	872	107	30	243	60	5,3	2,5	9 / 10
spaliny	100	1163	143	30	324	60	5,7	2,8	11 / 12,5

Obecné podmínky:

- Chlazená voda 7/14 °C
- Chladičí voda 37/20 °C
- Topná voda 80/60 °C
- Topná voda 80/60 °C
- Technická specifikace je stanovena na základě Japonského průmyslového standardu JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo normy JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo normy JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo normy JIS B 8622 „Absorption chillers“
- Nejnižší dovolená teplota vstupu chladičí vody je 10 °C
- Nastavení průtoků chlazené vody je možné v rozmezí 50-120%, topné/teplé vody je 65-120%
- Nepřesní tlak chlazené, chladičí, topné a teplé vody: 0,8 MPa (vyjímka: 0,1 MPa, teplota kondenzátu 95 °C)
- Regulace výkonu 5-115%
- Faktor zanesení chlazené, chladičí, topné a teplé vody je 0,85 m³/kW
- Koeficient roztočnosti LIB² je 52%
- Teplota ve strojovně musí být v rozmezí 5-43 °C a relativní vlhkost menší než 85%
- Standardní klimatické podmínky pro chlazení jsou: teplota 36 °C a vlhkost 50% (RH 27°C)
- Standardní příkon je při nominálních podmínkách pro jednotlivé stavy

Model BH, BE
Neprimo-vytápěné absorpční spalínové a horkovodní jednotky
Dvoustupňové jednotky


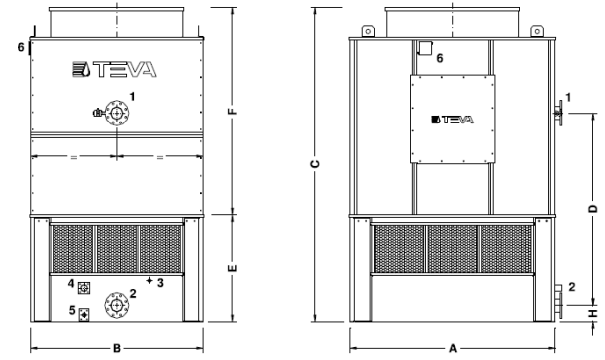
Model	Chladičí výkon	Chlazená voda	Chladičí voda	Společná potrubí	Společná potrubí vody	Společ. spalin	Hmot. Ubr	Hmot. Převoz. hm. Hmot. jed. částí jednotky
	kW	Příkon	tlaková ztráta	tlaková ztráta	m ³ /h	kg/h	kW	t
2 ^a	20	233	28,6	30	64,7	50	2,5	0,7
30	349	42,9	30	97,1	50	2,5	0,8	
ACHU	50	582	71,4	30	162	50	2,5	1,7
BH	75	872	107	30	243	60	5,3	2,2
voda	100	1163	143	30	324	60	5,7	2,4
180°C	125	1454	179	30	405	60	5,7	3,2
150	1745	214	40	486	60	5,7	3,5	
200	2326	286	40	647	60	8,6	6,0	
250	2908	357	50	809	70	10,1	6,0	
300	3489	429	50	971	70	10,1	6,2	
400	4652	571	50	1295	90	13,9	8,9	
500	5815	714	60	1618	90	13,8	11,7	
600	6978	857	60	1942	90	17,5	14,5	
800	9204	1143	60	2442	70	17,5	14,5	
1000	11630	1429	60	3071	70	17,5	14,5	
2 ^a	20	233	28,6	30	64,7	50	2,5	0,7
spalín.	30	349	42,9	30	97,1	50	2,5	0,8
ACHU	50	582	71,4	30	162	50	2,5	1,7
BE	75	872	107	30	243	60	5,3	2,2
spaliny	100	1163	143	30	324	60	5,7	2,4
300°C	125	1454	179	30	405	60	5,7	3,2
150	1745	214	40	486	60	5,7	3,5	
200	2326	286	40	647	60	8,6	6,0	
250	2908	357	50	809	70	10,1	6,0	
300	3489	429	50	971	70	10,1	6,2	
400	4652	571	50	1295	90	13,9	8,9	
500	5815	714	60	1618	90	13,8	11,7	
600	6978	857	60	1942	90	17,5	14,5	
800	9204	1143	60	2442	70	17,5	14,5	
1000	11630	1429	60	3071	70	17,5	14,5	

Obecné podmínky:

- Chlazená voda 7/14 °C
- Chladičí voda 37/20 °C
- Topná voda 80/60 °C
- Topná voda 80/60 °C
- Technická specifikace je stanovena na základě Japonského průmyslového standardu JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo normy JIS B 8622 „Absorption chillers“ nebo normy JIS B 8622 „Absorption chillers“
- Nejnižší dovolená teplota vstupu chladičí vody je 10 °C
- Nastavení průtoků chlazené vody je možné v rozmezí 50-120%, topné/teplé vody je 65-120%
- Nepřesní tlak chlazené, chladičí, topné a teplé vody: 0,8 MPa (vyjímka: 0,1 MPa, teplota kondenzátu 95 °C)
- Regulace výkonu 5-115%
- Faktor zanesení chlazené, chladičí, topné a teplé vody je 0,85 m³/kW
- Koeficient roztočnosti LIB² je 52%
- Teplota ve strojovně musí být v rozmezí 5-43 °C a relativní vlhkost menší než 85%
- Standardní klimatické podmínky pro chlazení jsou: teplota 36 °C a vlhkost 50% (RH 27°C)
- Standardní příkon je při nominálních podmínkách pro jednotlivé stavy

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav techniky prostředí

Příloha č. 5

	Technická data zařízení : TGA 210	Vs.-6.00						
Požadované parametry:	Technická charakteristika zařízení:							
Teplota mokrého teploměru: 21,0 °C Vstupní teplota vody : 37,0 °C Výstupní teplota vody: 30,0 °C Průtok vody : 23,82 l/s Odvedené teplo : 698,0 kW Počet věží: 1	Počet ventilátorů/dílů: 1 Počet a příkon motorů: 1 x 4 kW Průtok vzduchu: 10,3 m ³ /s Akustický tlak v 15 m. 55 dB(A)	Typ trysek: 20B Tlaková ztráta kapaliny: 37,2 kPa Odpařená voda + úlet: 0,29 l/s Transportní hmotnost: 890 kg Provozní hmotnost: 2030 kg						
								
Rozměry:	A	B	C	D	E	F	G	H
	2180	1880	2825	1745	1025	1815	---	165
Připojení:	1. Vstup vody: DN 125 PN 10	3. Doplnění vody: 2"závit	5. Vypouštění: 1"závit			6. Elektrické připojení motorů		
	2. Výtup vody: DN 125 PN 10	4. Přepad: 1"závit						
Technická specifikace:								
<ul style="list-style-type: none"> * Samostatný kryt je vytvořen z panelu ocelového plechu s tlustou vrstvou pozinkování. Panely jsou sešroubované, spoje panelů těsniny proti úniku kapaliny. Panely jsou z vnější strany odmaštiní, opakovaní je nanášeno několik ochranných fotosférických vrstev, dno je opatřeno epoxidovým lakem a vše je zakryto dvěma nátery emalové barvy. * Vodní nádrž je vyrobena z tenkých ocelových panelů z dostatečnou silnou vrstvou galvanického pokovení sešroubovaných k sobě a utisňujících proti úniku kapaliny. Vany je vyspárována pro snadné vypouštění a eištění. * Vstupní mořiz je tvořena tvarovanými vakuovými PVC listy hustě zasazenými do ocelového rámu, který umožní její vysazení a snadný poístup k nádrži. Tento typ sítě zamezuje prostupu slunečního záření, a tím omezuje rust oas a jiných mikroorganismu. * Výplo chladicí víže je vyrobena z laminárního vakuem formovaného PVC materiálu, který je kořžení oazen a slepen dohromady. Zvolená dispozice zvišuje turbulenci vody i vzduchu, a tak zajistí vitiší vypaovací efekt. PVC materiál je samozhášecí, bez rizika koroze nebo biologické agrese. * Ventilátorová komora je složena z pozinkovaných ocelových plechu. Axiální ventilátory s peeliví vyváženým oběžným kolem a nastavitelným sklonem lopatek pro vysokou aerodynamickou úeininnost. Oběžné kolo je formováno ze speciálního polypropylenu zesíleného skelným vláknem, odolné proti odiru. Hoídel je vyrobena z hliníkových slitin. Oběžné kolo je napáímó napojeno na hoídel elektromotoru, eímž je poedejito problémum s poenosem energie. * Ochrana sí? ventilátor je vyrobeny z galvanicky pokovené oceli. * Toifázový elektrický motor Q (IC 418) se nerezovými šrouby a krytím IP55 (EN-60034-4). Napáímó spojen s vrtulí ventilátoru a vybaven vnitním vyhoiváním, které zabráni kondenzaci. Motor je konstruován speciální pro použití v chladicích vížích. Elektrická rozvodná skoío je na vnější strani chladicí víže. * Distribuční potrubí cirkulaení vody je vyrobena z pozinkované oceli a rozvádící potrubí je vyrobena z PVC (popoipadi z PP pro vyšší teploty kapaliny). * Rozstoikovací trysky jsou vyrobeny z pryže a jsou radiálního provedení s průmírem otvoru 15mm. * Eliminátory kapek jsou vyrobeny z vakuoví tvarovaných PVC listu o speciálním profilu se etyomí zminami smíru proudu vzduchu. Úeininnost eliminátoru je vyšší než 99,999 % zadržných kapek cirkulaení vody. 								