

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

KLIMATIZACE ADMINISTRATIVNÍ BUDOVY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Souhrn

Tato diplomová práce se zabývá rozbořem koncepcí klimatizačních systémů vhodných pro administrativní budovu GACETA a následně samotným návrhem zvoleného klimatizačního systému na úrovni stavebního řízení. Dalším z cílů je stanovení tepelné bilance v letním i zimním období a s tím související návrh potřebných výkonů pro zvolená chladicí zařízení. Úkolem je také definování požadavků na související projektové práce, jako jsou regulace, hluk, vytápění a chlazení.

Summary

The main concern of this diploma thesis is to analyze the concept of air conditioning systems suitable for the office building GACETA followed by a design of a chosen air conditioning system on the level of building process. The text aim of the thesis is to determine thermal analysis in summer and also in wintertime and to design the necessary performance for chosen cooling systems. The task is also to define the requirements related to the designing part, such as regulations, noise, heating and cooling.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Klimatizace administrativní budovy“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Drkala, CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 19. 6. 2015

Pavel Liška

Soupis použitého značení

značení:	veličina:	jednotka:
A	amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu	[K]
C	korekce pro turbulentní proudění	[-]
H	výška zasklené části okna	[m]
H ₁	vzdálenost od stropu do obytné zóny	[m]
I _C	intenzita celkové sluneční radiace	[W/m ²]
I _D	intenzita přímé sluneční radiace	[W/m ²]
I _{DS}	intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orient. plochu	[W/m ²]
I _d	intenzita difúzní sluneční radiace	[W/m ²]
I ₀	sluneční konstanta	[W/m ²]
I _{0C}	celková intenzita slun. radiace procházející standard. zasklením	[W/m ²]
L	výška zasklené části okna	[m]
L _{WA}	hladina akustického tlaku	[dB]
M	číslo měsíce	[-]
M _s	hmotnost konstrukcí, u kterých přichází do úvahy akumulace	[kg]
M _w	množství vodní páry	[kg/hod]
O	obvod potrubí	[m]
P _d	dynamický tlak	[Pa]
Q _{EZ}	tepelné zátěž od elektronických zařízení	[W]
Q _{CHL,1IJ}	potřeba chladicího výkonu jedné indukční jednotky	[W]
Q _{CHL,vzt}	výkon chladiče ve vzduchotechnické jednotce	[W]
Q _{KZ}	výkon kompresorového chladicího zařízení	[W]
Q _L	tepelné zátěž od lidí	[W]
Q _P	tepelná zátěž od počítačů	[W]
Q _{SV}	tepelná zátěž vnitřním osvětlením	[W]
Q _T	tepelná zátěž od tiskáren	[W]
Q _{TZmax}	maximální tepelná zátěž budovy	[W]
Q _{VK}	tepelná zátěž vnitřními konstrukcemi	[W]
Q _{ges}	skutečný chladicí výkon indukční jednotky	[W]
Q _{mz}	měrná tepelná ztráta	[W/m ²]
Q _{ok}	tepelná zátěž okny - konvekcí	[W]
Q _{or}	tepelná zátěž radiací	[W]
Q _{orm}	průměrná tepelná zátěž v době provozu zařízení	[W]
Q _{or,max}	maximální tepelná zátěž v době provozu zařízení	[W]
Q _{ov}	tepelná zátěž odvedená čerstvým vzduchem	[W]
Q _{sec}	chladicí výkon indukční jednotky na sekundárním vzduchu	[W]
Q _{TZ}	tepelná zátěž v zóně	[W]
Q _w	výkon vyvíječe páry	[W]
Q _z ; Q _{zz}	tepelná ztráta	[W]
Q _{z,ges}	chladicí výkon dodaný do zóny	[W]
Q _{1P}	tepelný výkon jednoho počítače v provozu	[W]
Q _{1T}	tepelný výkon jedné tiskárny v provozu	[W]
R	tlakový spád	[Pa/m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	průřez potrubí	[m ²]

S_{ok}	plocha okna	$[m^2]$
S_{os}	osluněný povrch okna	$[m^2]$
S_{osv}	osvětlená plocha	$[m^2]$
S_{PDL}	plocha podlahy	$[m^2]$
S_{ST}	plocha odvodové stěny	$[m^2]$
S_Z	plocha podlahové plochy všech zón	$[m^2]$
T_D	celková poměrná propustnost přímé slun. radiace standardním sklem	$[-]$
T_d	celková propustnost difúzní sluneční radiace standardním sklem	$[-]$
U_{OK}	součinitel prostupu tepla okny	$[W/m^2K]$
U_{PDL}	součinitel prostupu tepla podlahou	$[W/m^2K]$
U_{ST}	součinitel prostupu tepla obvodovou konstrukcí	$[W/m^2K]$
X	horizontální vzdálenost od středu indukční jednotky ke stěně	$[m]$
a	vzdálenost mezi dvěma indukčními jednotkami	$[m]$
a_z	sluneční azimut	$[^\circ]$
a_1	šířka potrubí	$[m]$
b	výška potrubí	$[m]$
c	měrná tepelná kapacita	$[J/kgK]$
c_0	korekce na čistotu atmosféry	$[-]$
c_1	hloubka okna vzhledem k stínící horní desce	$[m]$
d	charakteristický rozměr potrubí	$[m]$
$d_{ekv.}$	ekvivalentní průměr potrubí	$[m]$
d_1	hloubka okna	$[m]$
$e_1; e_2$	délky stínů okenních otvorů od okraje slunolamů	$[m]$
f	odstup vodorovné části okna od slunolamů	$[m]$
g	odstup svislé části okna od slunolamů	$[m]$
h	výška slunce nad obzorem	$[^\circ]$
h_{Le}	návrhová entalpie letního vzduchu	$[kJ/kg]$
h_m	referenční nadmořská výška	$[m.n.m.]$
h_v	konstrukční výška místnosti	$[m]$
i	zvolený počet indukčních jednotek	$[-]$
l	délka potrubí	$[m]$
l_w	měrné skupenské teplo vody	$[kJ/kg]$
m	součinitel zmenšení teplotního kolísání při přestupu tepla stěnou	$[-]$
n	počet hodin provozu zařízení	$[hod]$
n_1	počet lidí	$[-]$
n_0	počet oken	$[-]$
q_{sv}	intenzita produkce tepla od zářivek	$[W/m^2]$
$S_{SV,SZ,JV,JZ}$	stínící součinitele SV, SZ, JV, JZ	$[-]$
$S_{OK,SZ,JV,JZ}$	celkový stínící součinitele oken	$[-]$
$S_{vž}$	stínící součinitel vnitřních žaluzií	$[-]$
t_{Le}	letní návrhová venkovní teplota	$[^\circ C]$
t_{PR}	teplota primárního vzduchu	$[^\circ C]$
t_{WR}	teplota odcházející vody z výměníku	$[^\circ C]$
t_{WV}	teplota přicházející vody do výměníku	$[^\circ C]$
t_{ze}	zimní návrhová venkovní teplota	$[^\circ C]$
t_{ze-vyt}	zimní návrhová venkovní teplota pro vytápění	$[^\circ C]$

t_e	teplota venkovního vzduchu	[°C]
$t_{e\max}$	maximální teplota v příslušném měsíci	[°C]
t_{gar}	teplota v prostoru garáží	[°C]
t_i	výpočtová teplota vnitřního vzduchu	[°C]
t_o^I	teplota odpadního vzduchu před výměníkem	[°C]
t_o^{II}	teplota odpadního vzduchu za výměníkem	[°C]
t_p^I	teplota primárního vzduchu před výměníkem	[°C]
t_p^{II}	teplota primárního vzduchu za výměníkem	[°C]
t_r	rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu	[°C]
t_{rm}	průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin	[°C]
$t_{r\psi}$	rovnocenná sluneční teplota v době o ψ dřívější	[°C]
t_τ	teplota rosného bodu	[°C]
v_{H1}	rychlost vzduchu v pracovní oblasti	[m/s]
w	rychlost vzduchu v potrubí	[m/s]
x	měrná vlhkost vzduchu	[g/kg]
x_o^I	měrná vlhkost odpadního vzduchu před výměníkem	[g/kg]
x_o^{II}	měrná vlhkost odpadního vzduchu za výměníkem	[g/kg]
x_p^I	měrná vlhkost primárního vzduchu před výměníkem	[g/kg]
x_p^{II}	měrná vlhkost primárního vzduchu za výměníkem	[g/kg]
z	součinitel znečištění atmosféry	[-]
ΔP_c	celková tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta P_{\text{ref.pří.}}$	externí tlaková ztráta – přívodní potrubí	[Pa]
$\Delta P_{\text{ref.odv.}}$	externí tlaková ztráta – odvodní potrubí	[Pa]
ΔP_t	tlaková ztráta na straně vzduchu	[Pa]
ΔP_w	tlaková ztráta na straně vody	[kPa]
$\Delta P_{z,m}$	celková tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
$\Delta P_{z,t}$	celková tlaková ztráta třením	[Pa]
ΔQ	snížení maximální hodnoty tepelných zisků od oslunění	[W]
ΔQ_z	rozdíl odvedeného tepelného výkonu ku tepelným ziskům v zóně	[W]
Δt	maximální připouštěné překročení požadované teploty v prostoru	[°C]
Δt_{H1}	rozdíl teploty mezi vzduchem v místnosti a přívodním vzduchem ve vzdálenosti H_1 výústě	[°C]
Δt_L	rozdíl teploty mezi vzduchem v místnosti a přívodním vzduchem ve vzdálenosti $H1$ od výústě	[°C]
ΣQ_{ri}	součet všech tepelných zisků v době provozu zařízení	[W]
τ	sluneční čas	[hod]
Φ_t	teplotní faktor výměníku	[-]
Φ_x	vlhkostní faktor výměníku	[-]
α	úhel stěny s vodorovnou rovinou na straně odvrácené od slunce	[°]
α_e	součinitel přestupu tepla na vnější straně stěny	[W/m ² K]
γ	azimutový úhel normály stěny od severu po směru hod. ručiček	[°]
δ	sluneční deklinace	[°]
δ_s	tloušťka stěny	[m]
ε	součinitel poměrné tepelné vodivosti pro sluneční radiaci	[-]
θ	úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků	[°]
λ	součinitel třecích ztrát	[-]

ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2/\text{s}]$
ξ	součinitel místních ztrát	$[-]$
ρ	hustota vzduchu	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
φ	relativní vlhkost vzduchu	$[\%]$
φ_{ze}	zimní návrhová venkovní relativní vlhkost	$[\%]$
ψ	fázové posunutí teplotních kmitů	$[-]$
$\dot{V}_{\text{cel.pří.}}$	celkové množství přiváděného vzduchu	$[\text{m}^3/\text{hod}]$
$\dot{V}_{\text{cel.odv.}}$	celkové množství odváděného vzduchu	$[\text{m}^3/\text{hod}]$
\dot{V}_{PR}	množství vzduchu procházející jednou indukční jednotkou	$[\text{m}^3/\text{hod}]$
\dot{V}_{PRIM}	množství čerstvého vzduchu přicházejícího do budovy	$[\text{m}^3/\text{hod}]$
\dot{V}_{W}	objemový průtok vody procházející výměníkem IJ	$[\text{l}/\text{hod}]$
\dot{V}_{min}	minimální množství čerstvého vzduchu na osobu	$[\text{m}^3/\text{hod}]$

Obsah

Úvod.....	12
1. Informace o budově.....	13
1.1. Identifikační údaje o budově.....	13
2. Klimatizační systémy.....	14
2.1. Třídění klimatizačních systémů.....	14
2.2. Ventilátorový konvektor (FAN – COIL).....	15
2.3. Chladivový VRV systém.....	15
2.4. Větrání s nočním vychlazením.....	17
2.5. Větrání s variabilním průtokem vzduchu.....	17
3. Volba klimatizačního systému a řešení vytápění.....	18
3.1. Souhrnná tabulka tepelných ztrát.....	19
4. Výchozí podklady a data.....	19
5. Výpočet tepelné zátěže.....	20
5.1. Obecné informace a vstupní údaje.....	20
5.2. Vlastnosti použitých konstrukcí.....	22
5.3. Základní výpočet tepelné zátěže pro zónu 1.01.....	22
5.3.1. Výpočet polohy slunce.....	23
5.3.2. Intenzita sluneční radiace.....	24
5.3.3. Intenzita sluneční radiace procházející standardním zasklením.....	25
5.3.4. Výpočet teploty venkovního vzduchu t_e	26
5.3.5. Výpočet tepelné zátěže okny konvekcí Q_{ok}	26
5.3.6. Osluněný povrch okna.....	27
5.3.7. Prostup tepla radiací Q_{or}	27
5.3.8. Snížení tepelných zisků od oslunění.....	28
5.3.9. Tepelné zisky stěnami.....	28
5.3.10. Výpočet tepelných zisků od vnitřních zdrojů tepla.....	30
5.3.11. Tepelná zátěž klimatizované zóny 1.01 $Q_{TZ 1.01}$	31
5.4. Souhrnná tabulka tepelných zisků.....	31
6. Stanovení množství větracího vzduchu.....	32
7. Volba indukčních jednotek.....	33
7.1. Návrh indukčních jednotek pro zónu 1.01.....	33
7.2. Návrh indukčních jednotek v zasedacích místnostech.....	36

8.	Návrh potrubní sítě	39
8.1.	Tlaková ztráta třením	39
8.2.	Místní tlaková ztráta.....	41
9.	Návrh vzduchotechnické jednotky	43
9.1.	Vstupní hodnoty pro návrh.....	43
9.2.	Popis a parametry vybraných prvků vzduchotechnické jednotky.....	43
10.	Návrh kompresorového chladicího zařízení	47
10.1.	Kompresorové chladicí zařízení pro indukční jednotky.....	47
10.2.	Kompresorové chladicí zařízení pro vzduchotechnická jednotka	48
11.	Vytápění indukčními jednotkami v zimním období	48
12.	Zakreslení stavů vzduchu v h-x diagramu	49
12.1.	Zimní období – úprava vzduchu ve vzduchotechnické jednotce.....	49
12.2.	Zimní období – IJ bez ohřevu vzduchu, budova neobsazená.....	53
12.3.	Zimní období – IJ s ohřevem vzduchu, budova neobsazená.....	54
12.4.	Zimní období – IJ, budova obsazená dle návrhových podmínek	55
12.5.	Letní období.....	57
13.	Zásady návrhu a montáže zařízení.....	60
14.	Popis jednotlivých vzduchotechnických zařízení	61
14.1.	Větrání a klimatizace kancelářských prostor.....	61
14.2.	Větrání hygienického zázemí	63
14.3.	Dveřní clona	63
14.4.	Větrání garáží - koncepce.....	64
14.5.	Požární větrání.....	65
15.	Hluk a chvění v administrativní budově	67
16.	Specifikace vzduchotechnických prvků, tabulka instalovaných výkonů.....	69
17.	Požadavky na ostatní profese.....	69
18.	Závěr	72
19.	Seznam příloh	74
20.	Seznam výkresové dokumentace	74
21.	Seznam použité literatury	75

Úvod

Vnitřní klima v budovách má naprosto zásadní vliv nejen na zdraví pobývajících osob, ale také na jejich pracovní výsledky. Proto je zcela nezbytné toto klima upravovat tak, aby tepelně-vlhkostní parametry vzduchu uvnitř budovy byly co nejpříznivější.

Dosažení příznivých parametrů vnitřního klima je však v dnešní době mnohdy velmi složité. Představy architektů se totiž velice často neshodují s představami projektantů TZB. Zimní období není zásadním problémem návrhu systémů vytápění díky stále se zlepšujícím tepelně-technickým vlastnostem obvodových konstrukcí. Problém však velmi často nastává při návrhu chlazení budovy v letním období. Architektonické řešení administrativních objektů je totiž v mnoha případech založeno na železobetonovém skeletu, u kterého je obvodová konstrukce tvořena skleněnými plochami po celém plášti budovy. To však přináší problémy ve formě vysoké tepelné zátěže budovy a následně v jejím problematickém odvedení některým z klimatizačních systémů.

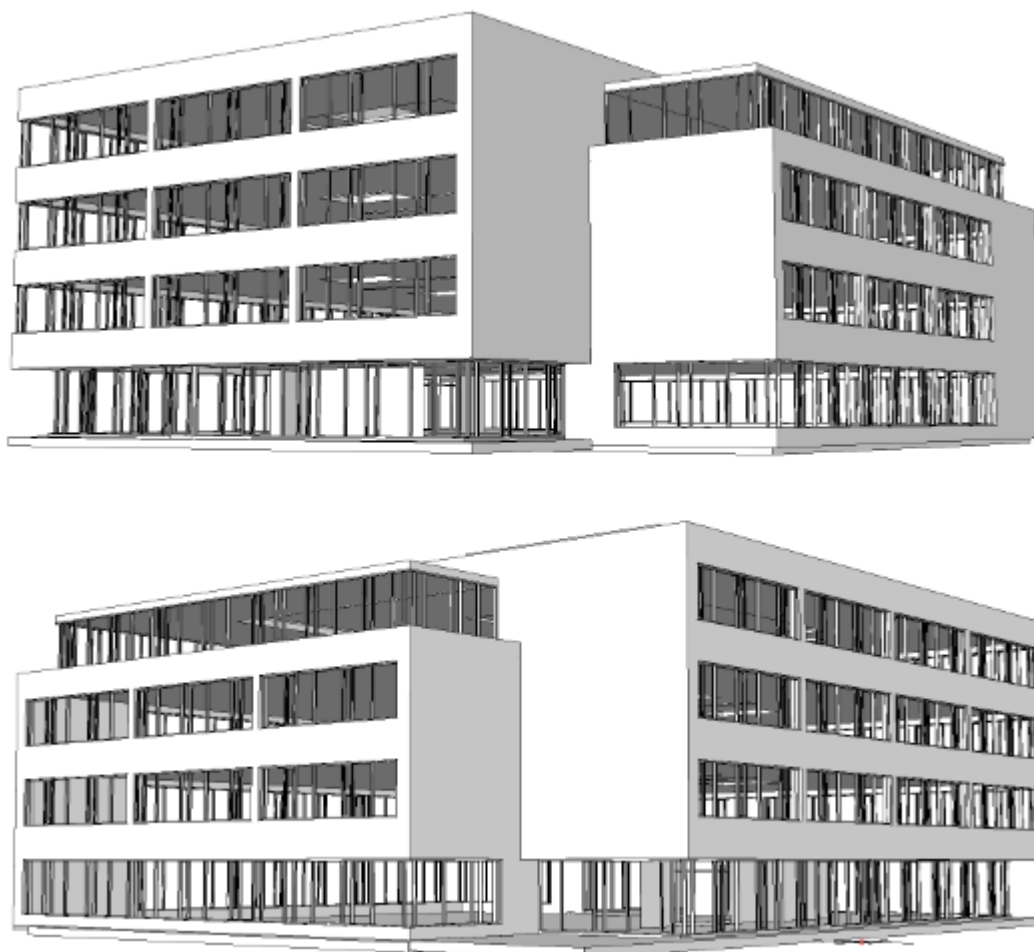
Možným řešením by bylo efektivnější zastínění prosklených ploch. To však znovu naráží na představy architektů, kteří považují stínící prvky budov za nevzhledné a za prvky narušující identitu budovy. Je proto nutné hledat kompromisy mezi jednotlivými profesemi s jediným cílem - minimalizace tepelné zátěže budovy.

Cílem této diplomové práce je rozbor koncepcí klimatizačních systémů a následný návrh vhodného klimatizačního systému pro administrativní budovu GACETA na úrovni stavebního řízení, vypracování tepelných bilancí v zimním a letním období, návrh potřebného výkonu chladicího zařízení a definování požadavků na související projektové práce (vytápění, chlazení, regulace, hluk).

1. Informace o budově

1.1. Identifikační údaje o budově

Jak již bylo naznačeno výše, v této diplomové práci je řešené mikroklima novostavby GACETA. Tato administrativní budova bude umístěná v Bavorské ulici č. p. 2 Stodůlky, Praha 13. Investorem je firma GACETA s.r.o. se sídlem v Lidické ulici 710/57 v Brně – Veveří. Administrativní budova GACETA bude sloužit jako pražská pobočka brněnské firmy GACETA. Celý objekt je rozdělen na šest podlaží, přičemž dvě podlaží jsou vyhrazena pro garážová stání a zbývající čtyři podlaží budou využity jako administrativními prostory s nezbytnými hygienickými zařízeními. Budova je z velké části prosklená. Dá se tedy předpokládat, že tepelná zátěž budovy bude vysoká. Předpokládaná pracovní doba je od 8.00 h do 17.00 h.



Obr. 1. Vizualizace administrativní budovy GACETA – podklady architektonického řešení

2. Klimatizační systémy

Nejprve je dobré si připomenout, jaké klimatizační systémy rozeznáváme.

2.1. Třídění klimatizačních systémů

Klimatizační systémy můžeme rozdělit dle:

- a) tekutiny, která přenáší chlad nebo teplo. Jedná se o systémy:
 - *vzduchové*
 - *vodní*
 - *kombinované (voda / vzduch)*
 - *chladičové* [9]
- b) počtu zón, ve kterých se klimatizační systém upravuje a ve kterých dochází k individuálním změnám tepelné a vlhkostní zátěže. Jedná se o systémy:
 - *jednozónové*
 - *vícezónové* [9]

V dalším textu bude provedena analýza možného řešení klimatizačního zařízení pro administrativní budovu GACETA. Mezi možná řešení patří vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory (fan-coil), chladičový VRV systém, kombinovaný klimatizační systém voda / vzduch s indukčními jednotkami, větrání s nočním vychlazováním, větrání s variabilním průtokem vzduchu či chladičí stropy.

2.2. Ventilátorový konvektor (FAN – COIL)

Princip ventilátorových konvektorů:

Jedná se o cirkulační zařízení složené z filtru, vodního výměníku a ventilátoru. Primární čerstvý vzduch je do klimatizovaného prostoru přiváděn vzduchovým jednokanálovým klimatizačním systémem nezávisle na ventilátorovém konvektoru. Sekundární vzduch je ve ventilátorovém konvektoru filtrován, teplotně upraven a následně ventilátorem vyfukován do klimatizovaného prostoru, kde je smísen s primárním vzduchem. Jako teplotné médium se pro chlazení používá voda o teplotách 7-15°C.

Výhody ventilátorového konvektoru:

- není závislý na přívodu čerstvého vzduchu – zařízení je schopno udržovat teplotu i v době, kdy neběží VZT jednotka zajišťující hygienické větrání

Nevýhody ventilátorového konvektoru:

- nutnost pohonu. Ventilátor každého ventilátorového konvektoru je poháněn elektromotorem o určitém příkonu. V případě administrativní budovy GACETA by součet všech příkonů ventilátorových konvektorů dosahoval hodnot v řádech desítek kilowatt
- vzhledem k teplotám chladicí vody dochází k odvlhčení vzduchu. Část chladicího výkonu se využije ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. Proto musíme počítat s navýšením potřebného chladicího výkonu.
- nutnost zajistit odvod kondenzátu

2.3. Chladivový VRV systém

Princip chladivového VRV systému

Chladivový VRV systém se skládá z venkovní jednotky a vnitřních jednotek. Venkovní jednotka obsahuje kompresorové chladicí zařízení, výměník tepla chladivo / venkovní vzduch a ventilátor venkovního vzduchu. Další součástí chladivových systémů jsou vnitřní jednotky, které jsou umístěné v klimatizovaných prostorech. Vnitřní jednotky obsahují filtr oběhového vzduchu, ventilátor oběhového vzduchu, výměník tepla chladivo/vnitřní vzduch a příváděcí vyústku.

Chladivové systémy jsou určeny především pro chlazení v letním období, ale mohou sloužit i jako ohřev v období zimním, kdy kompresorové chladicí zařízení pracuje stejně jako tepelné čerpadlo. Při chlazení se ve vnitřní jednotce, resp. jejím

výměníku, vypařují páry chladiva. Teplem potřebným k odpaření se ochlazuje vzduch, který proudí jednotkou. Z teorie tepelných strojů je zřejmé, že jednotka umístěná ve venkovním prostoru přebírá funkci kondenzátoru. Vnitřní jednotky jsou opatřeny škrtícími ventily pro řízení průtoku chladiva dle termostatů v příslušném klimatizovaném prostoru.

Výhody chladících VRV systémů jsou obdobné jako u ventilátorových konvektorů.

Velká nevýhoda chladících VRV systémů může nastat v zimním období. V této době totiž může být venkovní jednotka v odmrazovacím režimu. Ve chvíli, kdy venkovní jednotka odmrazuje, není možné vnitřními jednotkami vytápět. Může tedy nastat situace, kdy bude narušena tepelná pohoda lidí v uvažovaném prostoru.

Princip indukčních jednotek:

Jedná se o zařízení pracující na principu aerodynamické indukce. Přiváděný čerstvý vzduch je v jednotce vyfukován pomocí malých trysek do distribuční komory. V distribuční komoře se indukčním účinkem přisává vzduch z vnitřního klimatizovaného prostoru. Před smíšením sekundární vzduch z klimatizovaného prostoru prochází teplovodním výměníkem, kde je tento vzduch teplotně upraven. Následně je smíšený vzduch vyfukován do klimatizovaného prostoru. Indukční jednotky slouží zároveň jako distribuční prvek.

Jako teplonosná látka se pro chlazení používá voda o teplotě vyšší, než je teplota rosného bodu.

Výhody indukčních jednotek:

- nedochází k navýšení potřebného chladícího výkonu o výkon potřebný ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. S ohledem na použité teploty chladné vody totiž ke kondenzaci nedochází
- není požadován odvod kondenzátu
- indukční jednotka zároveň funguje zároveň jako distribuční prvek
- pohyb vzduchu není zajišťován ventilátorem. Indukční jednotka není napojena na elektrickou energii

Nevýhody indukčních jednotek:

- závislost na přívodu čerstvého vzduchu – zařízení není schopno udržovat teplotu v době, kdy neběží VZT jednotka zajišťující hygienické větrání.
- přiváděný vzduch je nutno upravovat na teplotu cca 17 °C

2.4. Větrání s nočním vychlazováním

Jednou z možných variant je i možnost větrání s nočním vychlazováním budovy formou akumulace chladu z venkovního prostředí do stavebních konstrukcí budov. Tato varianta je však naráží na řadu problému, protože noční vychlazování stavebních konstrukcí nepřináší v letních měsících požadovaný efekt. Teploty venkovního vzduchu se v teplých dnech mohou i v noci pohybovat nad hranicí 20 °C. Vychlazování konstrukcí má navíc výraznější efekt pouze u tzv. „těžkých“ budov. Konstrukce těžkých budov mají totiž výraznější schopnost akumulace a následný výraznější fázový posun, kdy je chlad z konstrukcí vyzařován zpět do prostoru. Řešený objekt díky své středně těžké konstrukci, absenci přiček apod. neodpovídá charakteru „těžké“ budovy. Tento způsob odvodu tepelné zátěže je pro administrativní budovu GACETA zcela nevhodný.

2.5. Větrání s variabilním průtokem vzduchu

Poslední možnou variantou je pak krytí veškeré tepelné zátěže pouze chlazeným větracím vzduchem. Tepelná zátěž administrativní budovy je ovšem natolik vysoká, že by bylo potřeba dopravovat velké množství větracího vzduchu. Z toho pak vyplývají prostorové nároky – velikost klimatizační jednotky, značné dimenze vzduchotechnického potrubí, velké množství distribučních elementů... Celý vzduchotechnický systém by pak byl provozně nevhodný. Díky fyzikálním vlastnostem je totiž vzduch pro přenos energií nevhodný. Například voda má víc jak čtyřnásobně větší měrnou tepelnou kapacitu, proto je pro přenos energie výhodnější. Tento klimatizační systém není pro administrativní budovu GACETA vhodný.

3. Volba klimatizačního systému a řešení vytápění

Z výkresové dokumentace je patrné, že administrativní budova má velké množství prosklených ploch. Dá se tedy předpokládat, že tepelná zátěž bude vysoká. Jako klimatizační systém, který bude odvádět tepelnou zátěž z klimatizovaného prostoru, byl zvolen **kombinovaný klimatizační systém – systém s indukčními jednotkami**. Volba typu indukčních jednotek a jejich vlastnosti budou popsány v dalším textu.

Je zjevné, že tepelnou pohodu lidí pobývajících v klimatizovaném prostoru musíme řešit nejen v letním, ale také v zimním extrémním klimatu. Konceptně je uvažováno, že tepelná ztráta budovy v zimním období bude hrazena indukčními jednotkami. Jelikož však předpokládáme, že tepelné ztráty rozhodně nebudou dosahovat velikosti tepelné zátěže, bude nutné zvolit jednotky v prostoru, ke kterým budou kromě dvoutrubkového rozvodu na chlazení přivedeny další trubky pro vytápění. Díky tomu, že klimatizační systém má za úkol hradit tepelné ztráty budovy, je nutné je stanovit. Jelikož však výpočet tepelných ztrát není předmětem této diplomové práce, oslovil jsem projekční kancelář, která prováděla návrh vytápění v reálném projektu, a požádal jsem ji o poskytnutí tepelných ztrát dle platné normy ČSN EN 12 831. Výsledkem spolupráce s projektantem vytápění je tabulka č. 1. Výpočet byl proveden pomocí programu PROTECH.

označení patra	Q_z
[-]	[W]
1.NP	14224
2.NP	14279
3.NP	13993
4.NP	17214

Tab. 1. Tepelné ztráty jednotlivých pater objektu GACETA

Z tabulky je patrné, že projektant vytápění vypočítal tepelné ztráty po jednotlivých patrech. My však máme prostor rozdělený na zóny. Toto rozdělení je naznačeno v příloze č. 1. Otázkou nyní je, jak účelně rozdělit vypočítané tepelné ztráty do jednotlivých zón tak, aby v nich byla dodržena tepelná pohoda pobývajících osob. V tomto projektu je tento problém řešen následovně: podílem celkové tepelné ztráty a podlahové plochy všech uvažovaných zón, které mají alespoň jednu stěnu společnou s venkovním prostředím, získáme měrnou tepelnou ztrátu. Takto získanou

měrnou tepelnou ztrátu budeme výsledně násobit plochou prosklených ploch, která se v dané zóně nachází. Výpočet bude proveden pro zónu 1.01.

Výpočet tepelné ztráty pro zónu 1.01

$$\text{Tepelná ztráta v 1.NP: } Q_{z-1NP} = 14224 \text{ W}$$

$$\text{Podlahová plocha všech zón v 1. NP: } S_z = 504 \text{ m}^2$$

$$\text{Měrná tepelná ztráta: } Q_{mz} = \frac{Q_{z-1NP}}{S_z} = \frac{14224}{504} = 28,22 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Prosklená část zóny 1.01: } S_{ok} = 14,6 \cdot 2,35 = 34,31 \text{ m}^2$$

$$\text{Tepelná ztráta zóny: } Q_{zz} = Q_{mz} \cdot S_{ok} = 28,22 \cdot 34,31 = 970 \text{ W}$$

3.1. Souhrnná tabulka tepelných ztrát

Následující tabulka ukazuje velikost tepelných ztrát v jednotlivých zónách:

Tab. 2. Tepelné ztráty jednotlivých zón v objektu

označení zóny	potřebný tepelný výkon Q_z	označení zóny	potřebný tepelný výkon Q_z	označení zóny	potřebný tepelný výkon Q_z	označení zóny	potřebný tepelný výkon Q_z
[-]	[W]	[-]	[W]	[-]	[W]	[-]	[W]
1.01	970	2.01	270	3.01	270	4.01	820
1.02	470	2.02	540	3.02	540	4.02	410
1.03	465	2.03	270	3.03	270	4.03	820
1.04	471	2.04	280	3.04	280	4.04	410
1.05	843	2.05	280	3.05	280	4.05	820
1.06	470	2.06	550	3.06	550	4.06	820
1.07	939	2.07	550	3.07	550	4.07	820
1.08	0	2.08	280	3.08	280	4.08	410
1.09	150	2.09	280	3.09	280		
		2.10	0	3.10	0		
		2.11	280	3.11	280		
		2.12	0	3.12	0		
		2.13	0	3.13	0		

4. Výchozí podklady a data

V této diplomové práci jsou dodrženy následující normy a podklady.

- podklady, požadavky a technické specifikace jednotlivých výrobců vzduchotechnických elementů
- Zákon č.258/2000 Sb. o ochraně veřejného zdraví a jeho prováděcí předpisy
- Nařízení vlády ze dne 29. února 2012, kterým se mění nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb. a č.93/2012 Sb.
- ČSN 73 0872 - Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízení

- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN 73 0802 - Požární bezpečnost staveb - nevýrobní objekty
- ČSN 73 6058 – Jednotlivé, řadové a hromadné garáže
- Nařízení vlády č.272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací

5. Výpočet tepelné zátěže

Výpočet tepelné zátěže byl proveden dle ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor [1]. Jelikož je celý administrativní prostor řešen jako openspace, bylo účelné rozdělit celý prostor na zóny dle umístění fasády (viz příloha č. 1). V následujícím textu budou uvedeny vztahy a praktický výpočet pro zónu 1.01. Samotné výpočty byly provedeny v programu vytvořeném na platformě excel, kde jsou uvažovány všechny zde uvedené vztahy. V těchto programech platí, že každá z vnějších fasád odpovídá jednomu souboru excel. V případě, že je zóna rohová, je její tepelná zátěž řešená jako superpozice dvou souborů. Soubory jsou přiloženy na CD, který je obsahem této diplomové práce. Ukázka výpočtu tepelné zátěže pro zónu 1.01 je k nahlédnutí v příloze č. 2.

5.1. Obecné informace a vstupní údaje

U výpočtu tepelné zátěže má velký vliv na výsledky zvolení základních podmínek, pro který bude celý výpočet prováděn. Základními podmínkami jsou zde myšleny například počty pracovníků, jakým způsobem bude prostor osvětlen, kolik je v daném prostoru umístěno počítačů či tiskáren. Pro tuto administrativní budovu je uvažováno, že na 10 m² podlahové plochy připadá jeden pracovník, k osvětlení je zde užito zářivek, jejichž intenzita tepelného výkonu je 8 W/m². Zasedací místnosti jsou osvětlovány po celé své stropní ploše, v openspace části je uvažováno s hygienickým minimem dle ČSN 73 0548 [1], která počítá s osvětlením ve vzdálenosti větší jak 5 metrů od plochy oken.

Výpočetní technika je nezbytnou součástí administrativních zařízení. V tomto projektu je tedy nezbytné se s těmito zisky také zabývat. Je uvažováno, že každý pracovník má svůj počítač. Počet počítačů tedy koreluje s počtem pracovníků v dané zóně. Tepelný výkon jednoho PC je dle [2] volen 200 W. V každém prostoru

je uvažováno také s tiskárnami. Jejich tepelný výkon je pak 50 W na jednu tiskárnu dle [2]. Další určující podmínky výpočtu určuje norma ČSN 73 0548 [1].

Dalšími neméně důležitými vstupními údaji jsou tyto data:

Pracovní doba: 8.00 hod – 17.00 hod

Sledovaný měsíc: červenec (vzhledem k orientaci budovy sice tento měsíc není nejzatíženějším měsícem (tím je květen). Rozdíl mezi květnem a červencem je však v řádu jednotek procent a s přihlédnutím na fakt, že extrémní teploty vzduchu jsou spíše v letních měsících, zvolil jsem jako sledovaný měsíc červenec)

Vnitřní výpočtová teplota: $t_i = 26 \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$

Oblast zástavby: průmyslová

5.2. Vlastnosti použitých konstrukcí

$$U_{st}: 0,3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\delta_s: 0,4 \text{ m}$$

$$U_{ok}: 1,15 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{stínící součinitele: SV, SZ: } s_{SV,SZ} = s_{ok\ SV,SZ} \cdot s_{vž} = 0,7 \cdot 0,65 = 0,455$$

$$\text{JV, JZ: } s_{JV,JZ} = s_{ok\ JV,JZ} \cdot s_{vž} = 0,37 \cdot 0,65 = 0,24$$

kde:

$s_{ok\ SV,SZ}$ stínící součinitel okna: severovýchod, severozápad [-];

$s_{ok\ JV,JZ}$ stínící součinitel okna: jihovýchod, jhozápad [-];

$s_{vž}$ stínící součinitel vnitřních žaluzií [-];

δ_s tloušťka stěny [m].

Plochy a rozměry jednotlivých konstrukcí, se kterými je uvažováno ve výpočtu tepelné zátěže byly odečteny v programu AutoCAD.

5.3. Základní výpočet tepelné zátěže pro zónu 1.01

orientace zóny: SV

určovaná hodina: 15.00 h

počet oken: 1

plocha okna S_{ok} : 14,6 x 2,35 m

konstrukční výška h_v : 3,5 m

5.3.1. Výpočet polohy slunce

Sluneční deklinace δ :

Sluneční deklinace je zeměpisná šířka, kde je daný den ve dvanáct hodin v poledne slunce kolmo nad obzorem. Počítá se pro každý 21. den v měsíci dle vztahu:

$$\delta = -23,5 \cos(30 \cdot M) = -23,5 \cos(30 \cdot 7) = 20,4^\circ$$

kde:

M číslo měsíce (1-12).

Výška slunce nad obzorem h

Určuje se pro 50° severní šířky (platí pro celou ČR) se určuje dle vztahu:

$$h = \arcsin(0,766 \sin \delta - 0,643 \cos \delta \cdot \cos(15\tau)) [^\circ]$$

$$h = \arcsin(0,766 \sin 20,4^\circ - 0,643 \cos 20,4^\circ \cdot \cos(15 \cdot 15)) = 44^\circ$$

kde:

δ sluneční deklinace pro daný měsíc [$^\circ$];

τ sluneční čas [h].

Sluneční azimut a_z

Sluneční azimut se určuje od severního směru po směru hodinových ručiček. Určení dle vztahu:

$$a_z = \arcsin\left(\frac{\sin(15\tau) \cdot \cos \delta}{\cos h}\right) = \arcsin\left(\frac{\sin(15 \cdot 15) \cdot \cos 20,4^\circ}{\cos 44^\circ}\right) = 247^\circ$$

kde:

δ sluneční deklinace pro daný měsíc [$^\circ$];

τ sluneční čas [h];

h výška slunce nad obzorem [$^\circ$].

Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků θ

$$\theta = \arccos(\sin h \cdot \cos \alpha + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot \cos (a_z - \gamma) \text{ [}^\circ\text{]})$$

$$\theta = \arccos(\sin 44^\circ \cdot \cos 90^\circ + \cos 44^\circ \cdot \sin 90^\circ \cdot \cos (247^\circ - 45^\circ) = 132^\circ$$

kde:

α úhel stěny s vodorovnou rovinou vzatý na straně odvrácené od slunce [°]
(kolmý směr - 90°, vodorovný 0°);

a_z sluneční azimut [°];

γ azimutový úhel normály stěny vzatý od směru sever po směru otáčení hodinových ručiček [°].

5.3.2. Intenzita sluneční radiace**Intenzita přímé sluneční radiace I_D**

Pro místa 300 m. n. m. (průměr měst v ČR) je intenzita sluneční radiace určena dle vztahu:

$$I_D = I_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$I_D = 1350 \cdot \exp[-0,097 \cdot 5 \cdot (\sin 44^\circ)^{-0,8}] = 704 \text{ W/m}^2$$

kde:

I_0 sluneční konstanta [W/m²];

z součinitel znečištění atmosféry [-].

Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu I_{DS}

$$I_{DS} = I_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] \cos \theta \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$I_{DS} = 1350 \cdot \exp[-0,097 \cdot 5 \cdot (\sin 44^\circ)^{-0,8}] \cos 132^\circ = -471 \text{ W/m}^2 \\ \rightarrow 0 \text{ W/m}^2$$

kde:

I_0 sluneční konstanta [W/m²];

z součinitel znečištění atmosféry [-];

θ úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [°].

Intenzita difuzní sluneční radiace I_d

$$I_d = \left[1350 - I_D - (1080 - 1,4 \cdot I_D) \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \frac{\sin h}{3} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$I_d = \left[1350 - 704 - (1080 - 1,4 \cdot 704) \sin^2 \frac{90^\circ}{2} \right] \frac{\sin 44^\circ}{3} = 138 \text{ W/m}^2$$

kde:

I_D intenzita přímé sluneční radiace [W/m²];

α úhel stěny s vodorovnou rovinou, vzatý na straně odvrácené od slunce [°];

h výška slunce nad obzorem [°].

Intenzita celkové sluneční radiace

$$I_c = I_{DS} + I_d = 0 + 138 = 138 \text{ W/m}^2$$

kde:

I_d intenzita difuzní sluneční radiace [W/m²];

I_{DS} intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu [W/m²].

5.3.3. Intenzita sluneční radiace procházející standardním zasklením

Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem T_D

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100} \right)^5 = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{180^\circ - 132^\circ}{100} \right)^5 = 0,83$$

kde:

θ úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [°].

Celková propustnost difúzní sluneční radiace standardním sklem T_d

$$T_d = 0,85 \text{ [-]}$$

Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením I_{0c}

$$I_{0c} = I_{DS} \cdot T_D + I_d \cdot T_d = 0 \cdot 0,83 + 138 \cdot 0,85 = 118 \text{ W/m}^2$$

kde:

I_{DS} intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu [W/m^2];

T_D celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem [-];

I_d intenzita difúzní sluneční radiace [W/m^2];

T_d celková propustnost difúzní sluneční radiace standardním sklem [-].

5.3.4. Výpočet teploty venkovního vzduchu t_e

$$t_e = t_{e\max} - A[1 - \sin(15\tau - 135)] = 30 - 7[1 - \sin(15 \cdot 15 - 135)] \\ = 30^\circ\text{C}$$

kde:

A amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu [K];

τ sluneční čas [h];

$t_{e\max}$ maximální teplota v příslušném měsíci [$^\circ\text{C}$].

5.3.5. Výpočet tepelné zátěže okny konvekcí Q_{ok}

$$Q_{ok} = U_{ok} \cdot S_{ok} \cdot (t_e - t_i) = 1,15 \cdot 14,6 \cdot 2,35 \cdot (30 - 26) = 170 \text{ W}$$

kde:

U_{ok} součinitel prostupu tepla okna [$\text{W/m}^2\text{K}$];

S_{ok} plocha okna [m^2];

t_e teplota venkovního vzduchu [$^\circ\text{C}$];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [$^\circ\text{C}$].

5.3.6. Osluněný povrch okna

$$e_1 = d \cdot |\tan(a - \gamma)| = 0,1 \cdot |\tan(247^\circ - 45^\circ)| = 0,04 \text{ m}$$

$$e_2 = c_1 \cdot \left| \frac{\tan h}{\cos(a - \gamma)} \right| = 0,1 \cdot \left| \frac{\tan 44^\circ}{\cos(247^\circ - 45^\circ)} \right| < 0 \rightarrow 2,35 \text{ m}$$

$$S_{os} = [L - (e_1 - f)] \cdot [H - (e_2 - g)] \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{os} = [14,6 - (0,04 - 0)] \cdot [2,35 - (2,35 - 0)] = 0 \text{ m}^2$$

kde:

L šířka zasklené části okna [m];

H výška zasklené části okna [m];

f odstup vodorovné části okna od slunolamů [m];

g odstup svislé části okna od slunolamů [m];

e_1, e_2 délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů [m];

c_1 hloubka okna vzhledem k horní stínící desce [m];

d_1 hloubka okna [m].

5.3.7. Prostup tepla radiací Q_{or}

$$Q_{or} = [S_{os} \cdot I_0 \cdot c_o + (S_{ok} - S_{os}) \cdot I_{od}] \cdot s \cdot n_0 \text{ [W]}$$

$$Q_{or} = [0 \cdot 118 \cdot 0,85 + (14,6 \cdot 2,35 - 0) \cdot 118] \cdot 0,455 \cdot 1 = 1843 \text{ W}$$

kde:

S_{os} osluněný povrch okna [m²];

I_0 celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m²];

c_o korekce na čistotu atmosféry [-];

S_{ok} celkový povrch okna [m²];

I_{od} intenzita difúzní radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m²];

s stínící součinitel [-];

n_0 počet oken [-].

5.3.8. Snížení tepelných zisků od oslunění

$$\Delta Q = 0.05 \cdot M \cdot \Delta t = 0.05 \cdot 17246 \cdot 2 = 1725 \text{ W}$$

kde:

ΔQ snížení maximální hodnoty tepelných zisků od oslunění oken [W];

M_s hmotnosti obvodových stěn (bez vnější stěny), podlahy a stropu, které přicházejí do úvahy pro akumulaci [kg];

Δt maximální přípouštěné překročení požadované teploty v klimatizovaném prostoru [K].

Hodnota maximálních tepelných zisků radiací snižena o část, která se akumuluje do vnitřních stěn se následně porovná s průměrnými tepelnými zisky radiací v době provozu zařízení.

$$Q_{orm} = \frac{\sum Q_{ri}}{n} = \frac{32951}{9} = 3661 \text{ W}$$

kde:

Q_{orm} průměrná tepelná zátěž v době provozu zařízení [W];

$\sum Q_{ri}$ součet všech tepelných zisků v době provozu zařízení [W];

n počet hodin provozu zařízení [h].

Následuje porovnání výsledku rozdílu maximální tepelné zátěže zóny Q_{ormax} a hodnoty snížení maximální hodnoty tepelných zisků od oslunění oken ΔQ s hodnotou průměrné tepelné zátěže v době provozu zařízení. Při porovnání této nerovnice vybereme pro další výpočty vyšší z hodnot.

$$Q_{ormax} - \Delta Q <, > Q_{orm} \rightarrow 4702 - 1725 = 2977 < 3661 \text{ W} \rightarrow \text{dále } Q_{orm}$$

5.3.9. Tepelné zisky stěnami

Tloušťka obvodových stěn administrativní budovy GACETA je jednotná pro všechny nadzemní podlaží a je rovna $\delta=0,4$ m. Dle teorie popsané v normě ČSN 73 0548 [1] se tedy jedná o středně těžkou stěnu, u které musíme respektovat kolísání teplot v důsledku nestacionárního vedení tepla.

Fázové posunutí teplotních kmitů ψ

$$\psi = 32 \cdot \delta_s - 0,5 = 32 \cdot 0,4 - 0,5 = 12,3 \rightarrow 12$$

kde:

δ_s tloušťka stěny [m].

Součinitel zmenšení teplotního kolísání při přestupu tepla stěnou m

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot \delta_s}{2500^{\delta_s}} = \frac{1 + 7,6 \cdot 0,4}{2500^{0,4}} = 0,18$$

Rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu t_r

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot I_C}{\alpha_e} = 30 + \frac{0,6 \cdot 134}{15} = 35,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde:

t_e teplota venkovního vzduchu [$^\circ\text{C}$];

α_e součinitel přestupu tepla na vnější straně stěny = 15 [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

ε součinitel poměrné tepelné vodivosti pro sluneční radiaci = 0,6 [-];

I_C intenzita celkové sluneční radiace dopadající na stěnu [W/m^2].

Tepelný zisk stěnami je pak dán vztahem:

$$Q_S = U_{st} \cdot S_{st} \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})] \text{ [W]}$$

$$Q_S = 0,3 \cdot [(3,5 - 2,35) \cdot 14,6] \cdot [(28 - 26) + 0,18 \cdot (16 - 28)] = -1 \text{ W}$$

kde:

U_{st} součinitel prostupu tepla obvodových konstrukcí [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

S_{st} plocha obvodové stěny (délka okna = délka fasády \rightarrow světlá výška – výška okna) [m^2];

t_{rm} průměrná rovníková sluneční teplota vzduchu za 24 hodin (excel) [$^\circ\text{C}$];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [$^\circ\text{C}$];

m součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou [-];

$t_{r\psi}$ rovníková sluneční teplota v době o ψ dřívější [$^\circ\text{C}$].

Tepelná ztráta vnitřními konstrukcemi Q_{VK}

V prvním nadzemním podlaží musíme počítat i s tepelnou ztrátou, která probíhá v důsledku rozdílných teplot v klimatizovaném prostoru a prostoru parkoviště. V letním extrému je uvažováno, že teplota v prostoru garážových stání je konstantní a udržuje se na teplotě 20 °C. Vztah pro výpočet tepelné ztráty vnitřními konstrukcemi je pak:

$$Q_{VK} = U_{pdl} \cdot S_{pdl} \cdot (t_{gar} - t_i) = 0,3 \cdot 138 \cdot (20 - 26) = -248 \text{ W}$$

kde:

U_{pdl} součinitel prostupu tepla podlahy [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

S_{pdl} plocha podlahy [m^2];

t_{gar} teplota v prostoru garáží [$^{\circ}\text{C}$];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$].

4.3.10. Výpočet tepelných zisků od vnitřních zdrojů tepla

Tepelné zisky od lidí

V tomto projektu je uvažováno, že na každých 10 m^2 podlahové plochy připadá jeden člověk. Počet lidí v jednotlivých zónách tedy určuje plocha podlahové plochy.

$$Q_L = 6.2 \cdot n_L \cdot (36 - t_i) = 6.2 \cdot 14 \cdot (36 - 26) = 855 \text{ W}$$

kde:

n_L počet lidí [-];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$].

Tepelné zisky od osvětlení

$$Q_{SV} = q_{SV} \cdot S_{OSV} = 8 \cdot 59 = 473 \text{ W}$$

kde:

q_{SV} intenzita produkce tepla od zářivek [W/m^2];

S_{OSV} osvětlená plocha [m^2].

Tepelná zátěž od elektronického zařízení

$$Q_{EZ} = Q_P + Q_T = I_P \cdot Q_{1P} + I_T \cdot Q_{1T} = 14 \cdot 200 + 3 \cdot 50 = 2950 \text{ W}$$

kde:

Q_P tepelná zátěž od počítačů v provozu [W];

Q_T tepelná zátěž od tiskáren v provozu [W];

I_P počet počítačů v provozu [-];

I_T počet tiskáren v provozu [-];

Q_{1P} tepelný výkon jednoho počítače v provozu [W];

Q_{1T} tepelný výkon jedné tiskárny v provozu [W]

5.3.11. Tepelná zátěž klimatizované zóny 1.01 $Q_{TZ 1.01}$

Celková tepelná zátěž zóny je tedy dána součtem jednotlivých, výše uvedených tepelných zátěží působících na řešenou zónu.

$$Q_{TZ 1.01} = Q_{ok} + Q_{orm} + Q_S + Q_{VK} + Q_L + Q_{SV} + Q_{EZ} \text{ [W]}$$

$$Q_{TZ 1.01} = 170 + 3661 - 1 - 248 + 855 + 473 + 2950 = 7860 \text{ W}$$

5.4. Souhrnná tabulka tepelných zisků

V tabulce č. 3 je shrnuto, jakou tepelnou zátěž musíme z jednotlivých zón odvádět.

Tab. 3. Tepelné zátěže jednotlivých zón v objektu

označení zóny	potřebný chladicí výkon Q_{TZ} [W]	označení zóny	potřebný chladicí výkon Q_{TZ} [W]	označení zóny	potřebný chladicí výkon Q_{TZ} [W]	označení zóny	potřebný chladicí výkon Q_{TZ} [W]
[-]		[-]		[-]		[-]	
1.01	7860	2.01	3077	3.01	3019	4.01	5697
1.02	3675	2.02	7671	3.02	7630	4.02	7519
1.03	3447	2.03	3922	3.03	4012	4.03	5079
1.04	3061	2.04	3129	3.04	3029	4.04	2990
1.05	4714	2.05	3069	3.05	2981	4.05	5252
1.06	3304	2.06	4304	3.06	4432	4.06	6092
1.07	5256	2.07	6241	3.07	6102	4.07	4533
1.08	1475	2.08	3062	3.08	2974	4.08	3760
1.09	472	2.09	3341	3.09	3422		
		2.10	660	3.10	660		
		2.11	3339	3.11	3364		
		2.12	1290	3.12	1290		
		2.13	1378	3.13	1378		

6. Stanovení množství větracího vzduchu

Stanovení množství větracího vzduchu se určuje dle nařízení vlády č. 93/2012 Sb. [3]. Toto nařízení stanovuje podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci. V tomto nařízení je stanoveno, že minimální množství přiváděného venkovního vzduchu pro administrativní budovy je $25 \text{ m}^3/\text{hod}$ na jednu pracující osobu. „*25 m³ /hod na jednoho zaměstnance vykonávajícího práci zařazenou do třídy I nebo IIa podle přílohy č. 1 k tomuto nařízení, části A, tabulky č. 1 na pracovišti bez přítomnosti chemických látek, prachů nebo jiných zdrojů znečištění*“ [3], přičemž „*Třída I odpovídá práci v sedě s minimální celotělovou pohybovou aktivitou, kancelářské administrativní práce, kontrolní činnost v dozornách a velínech, psaní na stroji, práce s PC, laboratorní práce, sestavování nebo třídění drobných lehkých předmětů*“ [3]. V technické praxi však tato hodnota není vždy zcela dostačující. Pokud zvolíme jako klimatizační zařízení kombinovaný systém v podobě indukčních jednotek, je třeba si uvědomit, že množství čerstvého vzduchu přímo ovlivňuje dodaný chladicí výkon do prostoru, jelikož množství primárního objemového průtoku vzduchu je přímo úměrné sekundárnímu objemovému průtoku vzduchu. Dle [4] je reálná hodnota pro administrativní budovy $36 \text{ m}^3/\text{hod}$.

V tomto projektu administrativní budovy je tedy jako minimální množství přiváděného vzduchu pro jednu pracující osobu počítáno s $36 \text{ m}^3/\text{hod}$. Toto množství však může být uměle navyšováno dle potřeby chladicího výkonu v zónách, kde tepelná zátěž není pokryta. Toto umělé navyšování se týká především rohových zón.

7. Volba indukčních jednotek

Vzhledem k velikosti tepelné zátěže v řešené administrativní budově jsou navrženy indukční jednotky od společnosti TROX Austria GmbH, typ DID632 s oboustranným výfukem vzduchu. „Aktivní chladicí indukční jednotky typu DID632 jsou systémy voda-vzduch zajišťující příjemnou klimatizaci místností s vysokým chladicím zatížením. Spojují aerodynamické vlastnosti stropních vyústí s energetickými přínosy odvodu tepelné zátěže pomocí vody. Vzhledem ke své konstrukci s nízkou výškou je typ DID632 mimořádně vhodný pro nízké mezistropy v nových budovách a pro modernizaci stávajících budov se světlou výškou místnosti přibližně 2,6 až 4m“ [5]. Z uvedeného vyplývá, že vzhledem k světlé výšce podlaží řešené budovy (2,8 m) je tento systém zcela ideální. Samostatný návrh byl proveden podle návrhového programu firmy TROX Easy Product Finder 2. Program s navrženými indukčními jednotkami pro tento projekt je obsahem CD, který je součástí diplomové práce. Indukční jednotka typu DID 632 je znázorněna na obr. č. 2. Pro výše vypočtenou zónu 1.01 zde bude proveden návrh indukčních jednotek do tohoto prostoru.

Indukční jednotky nejsou jen funkční zařízení, ale také zařízení, která určují podobu pracovního prostředí. Proto je důležité jejich rozmístění v pracovním prostoru tak, aby nenarušovaly představy architektů. V administrativní budově GACETA jsou indukční jednotky umístěny do podhledu. Jejich vzájemnou vzdálenost určují moduly, které mají rozměr 600 x 600 mm.



Obr. 2. Zvolená indukční jednotka TROX DID 632 [5]

7.1. Návrh indukčních jednotek pro zónu 1.01

Nejprve je důležité je shrnout předchozí získané informace o zóně 1.01:

tepelná zátěž zóny (tab. 3.): $Q_{TZ} = 7860 \text{ W}$

tepelná ztráta zóny (tab. 2.): $Q_Z = 970 \text{ W}$

počet lidí v zóně: $n_l = 14$

zvolený počet indukčních jednotek: $i = 8$

Množství čerstvého vzduchu přivedeného do zóny:

$$V_{prim} = n_l \cdot V_{min} = 14 \cdot 36 = 504 m^3/hod$$

kde:

V_{min} minimální množství čerstvého vzduchu pro jednu osobu [m^3/hod].

Množství čerstvého vzduchu na jednu indukční jednotku:

$$V_{Pr} = \frac{V_{prim}}{i} = \frac{504}{8} = 63 m^3/hod$$

kde:

V_{prim} množství čerstvého vzduchu přivedeného do zóny [m^3/hod];

i počet indukčních jednotek [-].

Nyní tedy víme, kolik čerstvého vzduchu potřebujeme dopravit do klimatizovaného prostoru jednou indukční jednotkou.

Potřeba chladicího výkonu jedné jednotky

$$Q_{CHL,1IJ} = \frac{Q_{TZ-1.01}}{i} = \frac{7860}{8} = 983 W$$

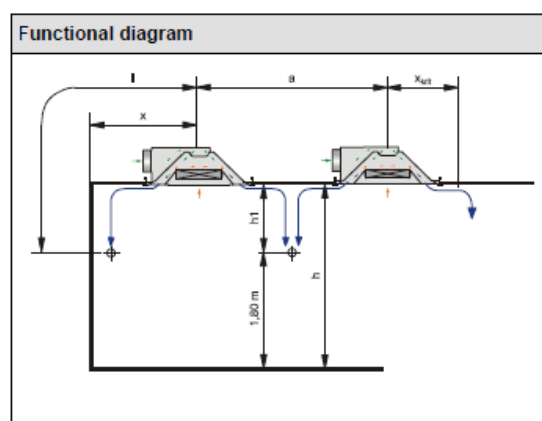
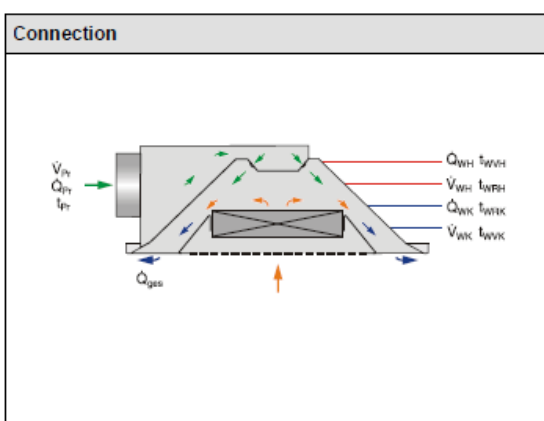
kde:

$Q_{TZ-1.01}$ tepelná zátěž zóny [W];

i počet indukčních jednotek [-].

Na obr. č. 3 jsou znázorněny podrobnosti o indukčních jednotkách zóny 1.01 z návrhového programu Easy Product Finder 2 společnosti TROX.

DID632-DE-LR-4-Z-LR-0-A1/1800x1800x598/0/RAL 9010/0/LE		
Induction grille	LR	round perforated sheet metal
Coil	4	four-pipe
Nozzle options	Z	midsize
Casing arrangement and water connections	LR	round perforated sheet metal
Arrangement of extract air spigot	0	without
Connection	A1	external thread connection G1/2"
Size	1800	Total length
Size	1800	Nominal length
Size	598	Width
Surface	0	Standard finish RAL 9010 (Pure white) Gloss level 50%
Coil finish	0	Standard
Air leading blades	LE	with
Total amount	8	



Performance data	Cooling
Primary air temperature (t_{pT})	17,0 °C
Water flow temperature (t_{wV})	17,0 °C
Water volume flow (V_W)	200 l/h
Room air temperature (t_R)	26,0 °C
Humidity (ϕ)	56 %
Total thermal capacity ($Q_{ges.}$)	-1061 W
Water capacity ($Q_{sec.}$)	-871 W
Water pressure drop (Δp_W)	12,4 kPa
Water return temperature (t_{WR})	20,7 °C
Dew point ($t_{Tau.}$)	16,6 °C

$a = 3,00 \text{ m}$, $H1 = 1,00 \text{ m}$, $x = 1,80 \text{ m}$

Aerodynamic Data	
Volume flow (V_{pT})	63 m ³ /h
Air velocity at H1 (v_{H1})	0,18 m/s
Temperature difference at H1 (Δt_{H1})	0,8 K
Air velocity at L (v_L)	0,26 m/s
Temperature difference at L (Δt_L)	2,0 K

Acoustic Data - Supply air		
Δp_t	132	Pa
L_{WA}	24	dB(A)
L_{WNC}	19	

Obr. 3. Podrobnosti o navržené indukční jednotce DID 632 v zóně 1.01

Navrženými indukčními jednotkami do zóny 1.01 jsou tedy jednotky typu DID632 (tento typ indukční jednotky shodné velikosti je instalován v celém objektu s výjimkou zasedacích místností). Velikost indukčních jednotek je jednotná, a to 1800x1800x598 mm.

Čtyřtrubkový rozvod je určen pouze pro indukční jednotky, které se nacházejí v blízkosti prosklených ploch (protože hodnotu tepelných ztrát určuje velikost prosklených ploch v jednotlivých zónách), ostatní jednotky jsou pouze s dvoutrubkovým rozvodem pro chlazení.

Důležitými parametry, které je třeba při návrhu indukčních jednotek kontrolovat, jsou především rychlost vzduchu v pracovní oblasti osob a tlaková ztráta na straně vzduchu (na obr. 3. v_{H1} a Δp_t). Rychlost vzduchu v pracovní oblasti osob nesmí být větší než 0,2 m/s. Tato rychlost je dodržena ve všech zónách řešené budovy. Tlaková ztráta indukční jednotky na straně vzduchu je v tomto případě $\Delta p_t = 132$ Pa. Je zřejmé, že hodnota tlakové ztráty na straně vzduchu není pro všechny zóny konstantní (kvůli různým objemovým průtokům čerstvého vzduchu v jednotlivých zónách). V praxi je snahou vyrovnávat tlakové rozdíly mezi jednotlivými indukčními jednotkami kvůli minimalizaci tlakových rozdílů v jednotlivých větvích vzduchotechnického potrubí. Tlakové diference mezi indukčními jednotkami je možné snižovat použitím rozdílných typů trysek. V tomto projektu je užito pouze Z – trysek. Hydraulického vyrovnání jednotlivých větví vzduchotechnického potrubí je dosaženo regulátory průtoku vzduchu.

7.2. Návrh indukčních jednotek v zasedacích místnostech

Problémovým prostorem jsou z hlediska návrhu odvedení tepelné zátěže zasedací místnosti. V malých prostorech, kam je třeba přivést relativně velké množství vzduchu, je problémem dodržet rychlost vzduchu v pracovní oblasti osob v_{H1} na maximální hodnotě 0,2 m/s. Druhým problémem v takovémto prostoru může být to, že chladicí výkon instalovaných jednotek značně převyšuje tepelnou zátěž prostoru. Řešení problémů v zasedacích místnostech je vysvětleno na zasedací místnosti v zóně 1.08.

Informace o zóně 1.08:

tepelná zátěž zóny (tab. 3.): $Q_{TZ} = 1475$ W

tepelná ztráta zóny (tab. 2.): $Q_{ZZ} = 0$ W

počet osob v zóně: $n_l = 12$

zvolený počet indukčních jednotek: $i = 4$

Množství čerstvého vzduchu přivedeného do zóny:

$$V_{prim} = n_l \cdot V_{min} = 12 \cdot 36 = 432 \text{ m}^3/\text{hod}$$

Množství čerstvého vzduchu na jednu indukční jednotku:

$$V_{Pr} = \frac{V_{prim}}{i} = \frac{432}{4} = 108 \text{ m}^3/\text{hod}$$

Potřeba chladicího výkonu jedné jednotky

$$Q_{CHL,1IJ} = \frac{Q_{TZ}}{l_{IJ}} = \frac{1475}{4} = 369 \text{ W}$$

S přihlédnutím na výše uvedená úskalí návrhu pro zasedací místnosti jsem se rozhodl problém řešit následujícím způsobem: Instalované indukční jednotky do této zasedací místnosti budou ve velikosti 1800x1200x598 mm. Velikost výměníku je tedy 1200 mm, zbylých 600 mm délky indukční jednotky zaujímá hrdlo přívodního vzduchu. Celkové množství čerstvého vzduchu na jednu indukční jednotku se rozdělí v poměru 2:3 (45m³/hod: 63 m³/hod), přičemž menší z uvedených hodnot je přiváděno do indukční jednotky konstantním průtokem.

V zasedací místnosti bude instalováno čidlo CO₂. Toto čidlo bude dávat informaci o nutnosti výměny vzduchu v místnosti za čerstvý vzduch variabilnímu regulátoru průtoku v případě, že v zasedací místnosti bude větší počet osob. Každá z navržených indukčních jednotek v zasedacích místnostech dodá v extrémním případě hrdlem přívodního vzduchu 63 m³/hod čerstvého vzduchu.

V tabulce č. 4 jsou uvedeny výkony indukčních jednotek, které budou instalovány v administrativní budově GACETA.

Tab. 4. Údaje o indukčních jednotkách instalovaných v administrativní budově GACETA

označení zóny	průtok primárního vzduchu na 11J	rychlost vzduchu v pracovní oblasti	obj. průtok chladicí vody výměníkem LJ	skutečný výkon chladicí jednotky	tlaťková ztráta na straně vody	tlaťková ztráta na straně vzduchu	počet indukčních jednotek	Výkon dodaný do zóny	tepelná zátěž v zóně (tab. 3)	$\Delta Q = Q_{Zges} - Q_{TZ}$	předpokládaný počet lidí v zóně	poznámka
-	V_{PR}	v_{HI}	V_w	Q_{ges}	Δp_w	Δp_t	i	Q_{Zges}	Q_{TZ}	ΔQ_z	n_t	-
[-]	[m ³ /hod]	[m/s]	[l/hod]	[W]	[kPa]	[kPa]	[-]	[W]	[W]	[W]	[-]	[-]
1.01	63	0,18	200	1061	12,4	0,132	8	8488	7860	628	14	částečné krytí 1.07
1.02	60	0,17	250	1069	18,5	0,12	4	4276	3675	601	6	krytí 1.05
1.03	63	0,18	200	1061	12,4	0,132	4	4244	3447	797	7	částečné krytí 1.07
1.04	54	0,15	150	885	7,4	0,097	4	3540	3061	479	6	
1.05	60	0,17	280	1089	22,7	0,12	4	4356	4714	-358	5	
1.06	45	0,12	280	856	22,7	0,067	4	3424	3304	120	5	
1.07	60	0,17	300	1099	25,7	0,12	4	4396	5256	-860	6	
1.08	45	0,2	30	391	0,3	0,157	4	1564	1475	89	12	*
1.09	36	0,1	100	540	3,6	0,043	1	540	472	68	1	
2.01	45	0,12	200	814	12,4	0,067	4	3256	3077	179	5	
2.02	63	0,18	150	986	7,4	0,132	8	7888	7671	217	14	
2.03	70	0,2	150	1055	7,4	0,163	4	4220	3922	298	8	
2.04	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	3129	167	6	
2.05	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	3069	227	6	
2.06	60	0,17	300	1099	25,7	0,12	4	4396	4304	92	6	
2.07	54	0,15	120	824	5	0,097	8	6592	6241	351	12	
2.08	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	3062	234	6	
2.09	54	0,15	170	914	9,3	0,097	4	3656	3341	315	6	
2.10	45	0,18	100	649	2,6	0,157	1	649	660	-11	3	*
2.11	54	0,15	170	914	9,3	0,097	4	3656	3339	317	6	
2.12	45	0,18	30	391	0,3	0,157	3	1173	1290	-117	8	*
2.13	45	0,18	30	391	0,3	0,157	4	1564	1378	186	12	*
3.01	45	0,12	200	814	12,4	0,067	4	3256	3019	237	5	
3.02	63	0,18	150	986	7,4	0,132	8	7888	7630	258	14	
3.03	70	0,2	150	1055	7,4	0,163	4	4220	4012	208	8	
3.04	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	3029	267	6	
3.05	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	2981	315	6	
3.06	65	0,19	300	1165	25,7	0,14	4	4660	4432	228	6	
3.07	54	0,15	120	824	5	0,097	8	6592	6102	490	12	
3.08	54	0,15	120	824	5	0,097	4	3296	2974	322	6	
3.09	54	0,15	170	914	9,3	0,097	4	3656	3422	234	6	
3.10	45	0,18	100	649	2,6	0,157	1	649	660	-11	3	*
3.11	54	0,15	170	914	9,3	0,097	4	3656	3364	292	6	
3.12	45	0,18	30	391	0,3	0,157	3	1173	1290	-117	8	*
3.13	45	0,18	30	391	0,3	0,157	4	1564	1378	186	12	*
4.01	70	0,2	300	1227	25,7	0,163	4	4908	5697	-789	6	
4.02	54	0,13	300	1013	25,7	0,097	8	8104	7519	585	12	částečné krytí 4.01
4.03	70	0,2	300	1227	25,7	0,163	4	4908	5079	-171	6	
4.04	54	0,15	125	836	5,4	0,097	4	3344	2990	354	6	krytí 4.03
4.05	70	0,2	300	1227	25,7	0,163	4	4908	5252	-344	6	
4.06	54	0,15	120	824	5	0,097	8	6592	6092	500	12	krytí 4.05
4.07	65	0,19	300	1165	25,7	0,14	4	4660	4533	127	6	
4.08	54	0,15	300	1013	25,7	0,097	4	4052	3760	292	6	

*Jedná se o zasedací místnost. Indukční jednotka je opatřena nástavcem vzduchu pro přívod vzduchu a výkon je stanoven mimo návrhový program společnosti TROX. Uvedené chladicí výkony platí pro dobu, kdy místnost nebude plně obsazená. Abychom dostali skutečný chladicí výkon, musíme přičíst ke každé z označených indukčních jednotek 190 W

8. Návrh potrubní sítě

Správný návrh potrubní sítě je nezbytnou součástí řešení vzduchotechniky. Od tohoto návrhu se odvíjí volba dopravního tlaku jak příváděcího, tak odváděcího ventilátoru, který bude umístěn ve vzduchotechnické jednotce. Návrh v tomto projektu je proveden dle [6] metodou rychlostí. Referenční rychlost vzduchu je zvolená dle [6], kde se pro kancelářské prostory doporučuje rychlost $w_{opt} = 5 - 6 \text{ m/s}$. Číselné označení úseků včetně výpočtu tlakových ztrát jednotlivých úseků jsou uvedeny v příloze č. 3.

Celková tlaková ztráta větve je dána součtem tlakové ztráty třením a místních tlakových ztrát. Výpočet tlakové ztráty třením a místních tlakových ztrát budou uvedeny v dalším textu.

$$\Delta p_c = \Delta p_{z,t} + \Delta p_{z,m} [\text{Pa}]$$

kde:

$\Delta p_{z,t}$ tlaková ztráta třením [Pa];

$\Delta p_{z,m}$ místní tlaková ztráta [Pa].

8.1. Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_{z,t} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot p_d = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = R \cdot l [\text{Pa}]$$

kde:

λ součinitel třecích ztrát [-];

l délka potrubí [m];

d charakteristický rozměr potrubí – pro kruhové potrubí průměr, u čtyřhranného ekvivalentní průměr [m];

p_d dynamický tlak [Pa];

w rychlost vzduchu v potrubí [m/s];

ρ hustota vzduchu [kg/m^3];

R tlakový spád [Pa/m].

Výpočet součinitele třecích ztrát

$$\lambda = \frac{0,0812}{Re^{0,125} \cdot d^{0,11}} [-]$$

Pro výpočet součinitele třecích ztrát pro čtyřhranné potrubí se provede korekce dle vztahu:

$$\lambda = C \cdot \lambda_0 [-]$$

kde:

Re Reynoldsovo číslo [-];

d charakteristický rozměr potrubí – pro kruhové potrubí průměr, u čtyřhranného ekvivalentní průměr [m];

C korekce pro turbulentní proudění $C = 1,1 - 0,1 \cdot \frac{b}{a}$ [-];

λ_0 součinitel tření pro kruhové potrubí [-].

Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} [-]$$

kde:

w rychlost vzduchu v potrubí [m/s];

d charakteristický rozměr potrubí – pro kruhové potrubí průměr, u čtyřhranného ekvivalentní průměr [m];

ν kinematická viskozita [m²/s].

Výpočet ekvivalentního průměru potrubí

$$d_{ekv} = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot a_1 \cdot b}{2 \cdot (a_1 + b)} = \frac{2 \cdot a_1 \cdot b}{a_1 + b} [m]$$

kde:

S průřez potrubí [m²];

O obvod potrubí [m];

a_1 šířka potrubí [m];

b výška potrubí [m].

8.2. Místní tlaková ztráta

$$\Delta p_{z,m} = \sum \xi \cdot p_d = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

kde:

ξ součinitel místních ztrát [-] dle [7] a [8];

p_d dynamický tlak [Pa];

w rychlost vzduchu v potrubí [m/s];

ρ hustota vzduchu [kg/m³].

V tab. 5 jsou souhrnně ukázány tabulky tlakových ztrát jednotlivých uzlů. Hydraulické vyrování bude zajištěno osazenými regulátory průtoku vzduchu. Nejvyšší hodnota tlakových ztrát je dle této tabulky $\Delta p = 381$ Pa. Ventilátor ve vzduchotechnické jednotce pak dokáže pokrýt tlakovou ztrátu $\Delta p = 400$ Pa. V této tabulce jsou též uvedeny čísla úseků. Výkres se značením jednotlivých úseků se nachází v příloze č. 3.

označení úseku	o.ú.	hydraulické vyrovnání vzduchotechnických rozvodů (přívod vzduchu) 3.NP - označení	označení úseku
		-	Δp_c
		[-]	[Pa]
A3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50	378
B3		145, 146, 40, 41, 107	118
C3		145, 146, 40, 41, 106	116
D3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 60, 61, 62	304
E3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 57, 58, 59	196
F3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 96, 97, 98	297
G3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 54, 55, 56	265
H3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50	378
CH3		145, 146, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 51, 52, 53	336
I3		145, 146, 40, 80, 81, 89, 90, 91, 92	273
J3		145, 146, 40, 80, 81, 89, 93, 94, 95	282
K3		145, 146, 40, 80, 81, 82, 83, 84, 85	308
L3		145, 146, 40, 80, 81, 83, 86, 87, 88	328
M3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70	325
N3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 67, 71, 72, 73	258
O3		145, 146, 40, 80, 63, 77, 78, 79	288
P3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 74, 75, 76	294
Q3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 104, 105	188
R3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 99, 100, 101	254
S3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 99, 102	253
T3		145, 146, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 103	136

Tab. 5. Tlakové ztráty jednotlivých úseků

označení úseku	o.ú.	hydraulické vyrovnání vzduchotechnických rozvodů (přívod vzduchu) 2.NP - označení	označení úseku
		-	Δp_c
		[-]	[Pa]
A2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49	381
B2		145, 146, 147, 40, 41, 107	121
C2		145, 146, 147, 40, 41, 106	119
D2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 60, 61, 62	308
E2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 57, 58, 59	199
F2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 96, 97, 98	301
G2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 54, 55, 56	269
H2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49	381
CH2		145, 146, 147, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 51, 52	339
I2		145, 146, 147, 40, 80, 81, 89, 90, 91, 92	277
J2		145, 146, 147, 40, 80, 81, 89, 93, 94, 95	285
K2		145, 146, 147, 40, 80, 81, 82, 83, 84, 85	311
L2		145, 146, 147, 40, 80, 81, 83, 86, 87, 88	331
M2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70	329
N2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 67, 71, 72, 73	262
O2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 77, 78, 79	292
P2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 74, 75, 76	297
Q2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 104, 105	191
R2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 99, 100, 101	257
S2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 99, 102	256
T2		145, 146, 147, 40, 80, 63, 64, 65, 66, 103	140

označení úseku	o.ú.	hydraulické vyrovnání vzduchotechnických rozvodů (odvod vzduchu) - označení	označení úseku
		-	Δp_c
		[-]	[Pa]
1.NP		149, 150, 151, 152	111
2.NP		149, 150, 151, 153	116
3.NP		149, 150, 153	114
4.NP		149, 154	109

označení úseku	o.ú.	hydraulické vyrovnání vzduchotechnických rozvodů (přívod vzduchu) 1.NP - označení	označení úseku
		-	Δp_c
		[-]	[Pa]
A1		145, 146, 147, 148, 106, 107, 115, 119, 120, 121	252
B1		145, 146, 147, 148, 106, 107, 115, 116, 117, 118	308
C1		145, 146, 147, 148, 106, 107, 108, 109, 110, 111	280
D1		145, 146, 147, 148, 106, 107, 108, 112, 113, 114	306
E1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 123, 124, 125	174
F1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 126, 127, 128, 129	332
G1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 126, 130	257
H1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 126, 131, 132, 133	358
CH1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 126, 131, 135, 136	323
I1		145, 146, 147, 148, 106, 122, 126, 131, 135, 139	368

označení úseku	o.ú.	hydraulické vyrovnání vzduchotechnických rozvodů (přívod vzduchu) 4.NP - označení	označení úseku
		-	Δp_c
		[-]	[Pa]
A4		145, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7	348
B4		145, 1, 2, 3, 4, 8, 9, 10	287
C4		145, 1, 2, 14, 15, 16, 17	273
D4		145, 1, 2, 14, 18, 19, 20	313
E4		145, 1, 2, 3, 11, 12, 13	287
F4		145, 1, 2, 1, 37, 38, 39	269
G4		145, 1, 2, 1, 22, 30, 31, 32, 33	273
H4		145, 1, 2, 1, 22, 30, 34, 35, 36	343
CH4		145, 1, 2, 1, 22, 23, 24, 25, 26	348
I4		145, 1, 2, 1, 22, 23, 27, 28, 29	278

9. Návrh vzduchotechnické jednotky

Větrání kancelářských prostor čerstvým vzduchem bude zajištěno sestavnou vzduchotechnickou jednotkou od společnosti FläktWoods, která je umístěna na střeše administrativní budovy. Je tedy uzpůsobená svému umístění na střeše administrativní budovy (stříška). Vzduchotechnická jednotka bude obsahovat:

- **přívod vzduchu:** koncový připojovací kabel (manžeta, uzavírací klapka se servopohonem), filtr 1, filtr 2, rotační ZZT, směšovací komora, ventilátor, vodní ohřivač, parní zvlhčovač, vodní chladič, připojovací díl (pružná manžeta)
- **odvod vzduchu:** připojovací díl (manžeta), filtr 3, směšovací komora, rotační ZZT, uzavírací klapka se servopohonem, připojovací díl (pružná manžeta)

9.1. Vstupní hodnoty pro návrh

- množství přiváděného vzduchu: $V_{cel.při.} = 11800 \text{ m}^3/\text{hod}$
- množství odváděného vzduchu: $V_{cel.odv.} = 9404 \text{ m}^3/\text{hod}$
- externí tlaková ztráta přívodu: $\Delta p_{ref.-při.} = 400 \text{ Pa}$
- externí tlaková ztráta odvodu: $\Delta p_{ref.-odv.} = 200 \text{ Pa}$

Parametry venkovního vzduchu:

- referenční hustota vzduchu: $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$
- referenční nadmořská výška: $h_m = 200 \text{ m. n. m.}$
- **LÉTO:** $t_{Le} = 32 \text{ }^\circ\text{C}; h_{Le} = 58 \text{ kJ/kg}$
- **ZIMA:** $t_{Ze} = -15 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_{Ze} = 98 \%$

pozn: při návrhu vytápění je venkovní výpočtová teplota pro Prahu v zimním období $t_{Ze-vyt} = -12 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro návrh vzduchotechniky počítáme s teplotou o $3 \text{ }^\circ\text{C}$ nižší.

9.2. Popis a parametry vybraných prvků vzduchotechnické jednotky

Více informací o navržené vzduchotechnické jednotce jsou uvedeny v návrhovém listu (příloha č. 4).

Koncový připojovací panel

Koncový připojovací panel je vlastně pružný prvek ve formě manžety, který brání rozšíření chvění do potrubí. Tento připojovací panel je i na konci přívodní části vzduchotechnické jednotky. Uzavírací klapka v zimním období slouží k uzavření přívodu vzduchu, protože zimní provoz je realizován jen cirkulačním vzduchem.

- velikost klapky: 140 x 80 cm
- typ klapky: 200 mm listy
- materiál klapky: galvanizovaný ocelový plech
- připojení klapky: přípojovací rámeček
- tlaková ztráta prvku: 5 Pa

Filtr 1, filtr 2

Jedná o dvojici filtrů, které mají za úkol zbavit venkovní vzduch nežádoucích prachových částic.

- označení filtru: filtr 1 (filtr 2)
- třída filtrace: M5 (F7)
- typ filtru: vložkový, kapsový
- rám filtru: galvanizovaný ocelový plech (plastový)
- počet a velikost: 4 x 392 x 792 mm
- tlaková ztráta prvku: 95 Pa

Zpětné získávání tepla - rotační výměník

- typ kola: hygroskopický
- pohon/napětí: měnitelné otáčky/ 230V
- teplotní faktor: 66 %
- vlhkostní faktor: 40,6 %
- tlaková ztráta – př.: 143 Pa
- teplota vzduchu: -15 / 9,4 °C
- relativní vlhkost: 98 / 35,5 %
- tlaková ztráta – od.: 119 Pa
- teplota vzduchu: 22 / -7,1 °C
- relativní vlhkost: 30 / 100 %

Ventilátor - přívodní vzduch

- otáčky: 1896 Rpm
- nárůst tlaku: 959 Pa
- nárůst teploty: 1,1 °C
- frekvenční měnič

Vodní ohřivač

- teplota vzduchu: 10,5 / 22 °C
- teplotní spád: 70 / 50 °C
- regulace ohřivače: řízení průtoku vody
- výkon ohřivače: 45,7 kW
- tlaková ztráta: 19 Pa

Vodní chladič

- teplota vzduchu: 33,3 / 17 °C
- teplotní spád: 7 / 13 °C
- regulace chladiče: řízení průtoku vody
- výkon chladiče: 66,1 kW
- tlaková ztráta: 98 Pa
- relativní vlhkost: 32,6/80,9 %

Odvod vzduchu:

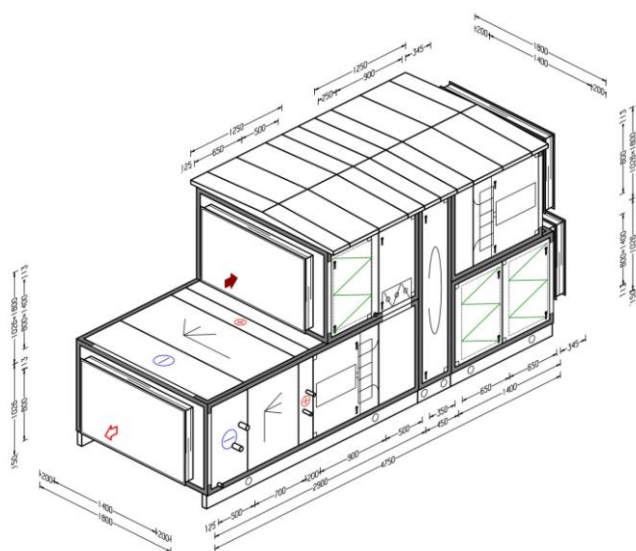
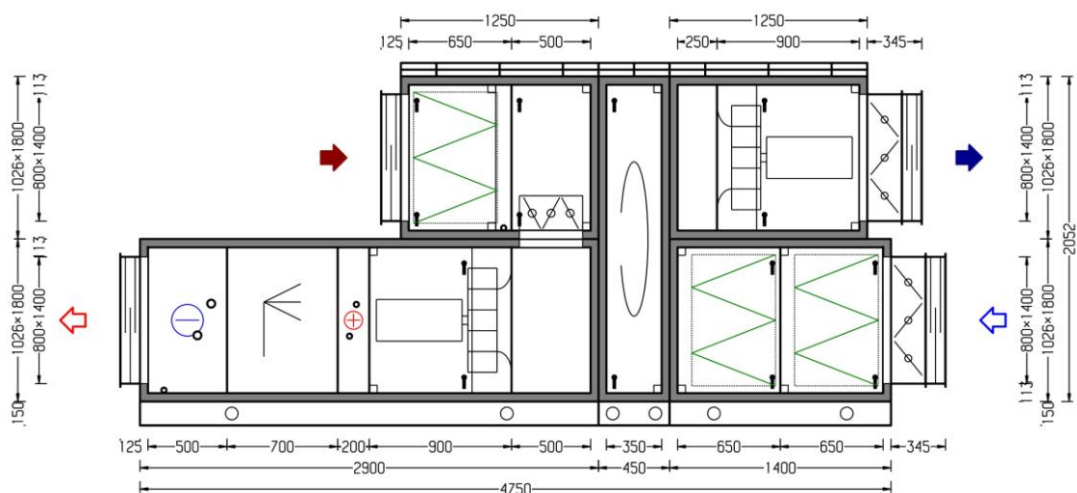
Na vstupu odvodního potrubí do vzduchotechnické jednotky se znovu nachází pružná manžeta, která zabraňuje přenosu chvění do potrubí. Za manžetou se nachází filtr odvodního vzduchu stejných parametrů jako výše zmíněný předfiltr. Následuje směšovací komora. Tato komora ve vzduchotechnické jednotce slouží k cirkulaci vzduchu v zimním období v nočních hodinách a o víkendovém provozu.

Ventilátor - odvodní vzduch

- otáčky: 1460 Rpm
- nárůst tlaku: 560 Pa
- nárůst teploty: 0,7 °C
- frekvenční měnič

Za ventilátorem odvodního vzduchu se nachází uzavírací klapka s manžetou. Tato dvojice prvků je shodná s již popsanou uzavírací klapkou a manžetou, které se nachází na přívodu.

Ve stati „Zakreslení stavů vzduchu do h-x diagramu“ jsou výkony stanovené návrhovým programem společnosti FläktWoods početně zkontrolovány.



Obr. 4. Schéma navržené vzduchotechnické jednotky

10. Návrh kompresorového chladicího zařízení

Je uvažováno, že v prostoru střechy se budou nacházet dva chladicí stroje. Jeden z nich bude zajišťovat přípravu chladné vody, která bude vedena k výměníkům v indukčních jednotkách, druhý pak bude připravovat chladnou vodu pro chlazení ve vzduchotechnické jednotce.

hodina	suma
[hod]	[W]
8	134552
9	132301
10	131197
11	133519
12	136306
13	137716
14	138592
15	141255
16	143611
17	138576

10.1. Kompresorové chladicí zařízení pro indukční jednotky

Pro návrh chladicího zařízení pro přípravu chladné vody, která bude vedena k indukčním jednotkám, je nutné počítat s hodinovými daty tepelných zátěží u jednotlivých zón. Maxima tepelné zátěže, na které jsou navrženy indukční jednotky, totiž nenastávají v jeden okamžik a jsou spojitě rozloženy podle pohybu slunce po obloze. Hodnoty tepelných zátěží pro jednotlivé zóny a příslušný čas jsou uvedeny v příloze č. 5. Z přílohy, respektive z tab. č. 6 vyplývá, že největší tepelná zátěž budovy připadá v červenci na 16. hodinu, kdy je tepelná zátěž: $Q_{TZmax} = 143,61 \text{ kW}$.

Tab. 6. Maxima tep. zátěží.

Dále pak musíme uvažovat, že část tepelné zátěže odvedeme čerstvým vzduchem, který přivádíme do prostoru budovy. Takto odvedená zátěž se určí ze vztahu:

$$Q_{ov} = V_{cel.pří} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{PR} - t_i) = 3,277 \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (17 - 26) = -35,75 \text{ kW}$$

kde:

$V_{cel.pří}$ celkový objemový průtok primárního vzduchu do budovy [m^3/s];

ρ hustota vzduchu [kg/m^3];

c měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$];

t_{prim} teplota primárního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$];

t_i teplota vzduchu v klimatizovaném prostoru [$^{\circ}\text{C}$].

Výkon chladicího zařízení, který bude připravovat studenou vodu pro indukční jednotky, se stanoví dle:

$$Q_{chzIJ} = Q_{TZmax} + Q_{ov} = 143,61 + (-35,75) = 107,9 \text{ kW}$$

10.2. Kompresorové chladicí zařízení pro vzduchotechnická jednotka

Čerstvý vzduch se při průchodu ventilátorem ohřeje o 1,1 °C. Musíme proto tuto hodnotu přičíst k návrhové letní extrémní teplotě 32 °C. Vodní chladič musí být schopen zchladit primární vzduch na 17 °C. Výkon chladiče klimatizační jednotky je tedy dán vztahem:

$$Q_{CHL.vzt.} = V_{cel.pří.} \cdot \rho \cdot (h_e - h_i) = 3,277 \cdot 1,2 \cdot (59,1 - 42,3) = 66,1 \text{ kW}$$

kde:

$V_{cel.pří.}$ celkový objemový průtok primárního vzduchu do budovy [m^3/s];

h_e entalpie vzduchu před chlazením [kJ/kg];

h_i entalpie vzduchu po chlazení [kJ/kg].

Hodnoty entalpií byly odečteny z h-x diagramu.

Chladicí kompresorové zařízení, které připravuje studenou vodu pro vzduchotechnickou jednotku, bude mít výkon $Q_{CHL.VZT.} = 66,1 \text{ kW}$.

11. Vytápění indukčními jednotkami v zimním období

Jak již bylo zmíněno výše, budou tepelné ztráty v zimním období krýt indukční jednotky, které budou instalovány po obvodu jednotlivých pater budovy. V zimním období mohou nastat tři stavy.

- útlumový provoz (noční provoz, víkendy, svátky)
- budova je v zimním provozu obsazena dle návrhových podmínek
- budova je v zimním provozu neobsazena (dovolené pracovníků) – není však zcela prázdná

Útlumový provoz (noční provoz, víkendy, svátky)

V této době nejsou požadavky na výměnu vzduchu, protože se v budově nikdo nenachází. Vzduchotechnickou jednotkou se bude vzduch pouze cirkulovat. Tepelnou ztrátu budou krýt indukční jednotky, které jsou umístěny po obvodu jednotlivých pater. Požadovaná teplota v jednotlivých patrech bude v noci, o víkendech či svátcích 20 °C.

Budova je v zimním provozu obsazena dle návrhových podmínek:

V době, kdy je budova obsazena dle návrhových podmínek nastává situace, kdy tepelná zátěž v každé ze zón objektu převyšuje tepelnou ztrátu. Ve vyhláškách zohledňujících vytápění v zimních měsících však není stanovena maximální teplota ve vnitřním prostoru. Je zde uvedena pouze teplota minimální. Pokud je požadavkem

vyrovnání tepelných bilancí, je zapotřebí snížit teplotu primárního vzduchu přiváděného do prostoru. V tomto projektu je uvažováno, že v případě stížností pracovníků na velké horko je povoleno snížit teplotu primárního vzduchu.

Budova je v zimním provozu neobsazena (dovolené pracovníků) – není však zcela prázdná

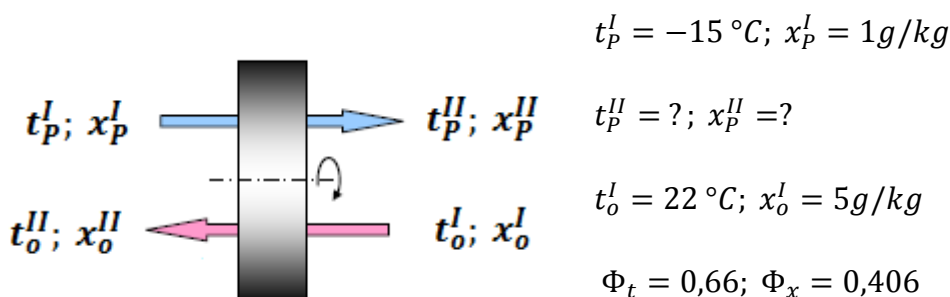
Při těchto okrajových podmínkách je do jednotlivých pater přiváděn vzduch o teplotě 22°C a relativní vlhkosti 30%.

12. Zakreslení stavů vzduchu v h-x diagramu

12.1. Zimní období – úprava vzduchu ve vzduchotechnické jednotce

Vzduch o návrhových zimních parametrech $t_{ze} = -15\text{ °C}$; $\varphi_{ze} = 98\%$ je přiveden do vzduchotechnické jednotky. Dle podkladů výrobce je čerstvý vzduch po průchodu vzduchu rotačním výměníkem ohřán na $t_p^{II} = 9,4\text{ °C}$ při výrobcem daném teplotním faktoru $\Phi_t = 0,66$. Vlhkostní faktor je $\Phi_x = 0,406$. Čerstvý vzduch je zvlhčen na $x_p^{II} = 2,624\text{ g/kg}$.

Kontrola teploty a vlhkosti vzduchu za výměníkem



Obr. 5. Funkční schéma ZZT

$$\Phi_t = \frac{t_p^{II} - t_p^I}{t_o^I - t_p^I} \rightarrow t_p^{II} = \Phi_t \cdot (t_o^I - t_p^I) + t_p^I = 0,66 \cdot (22 + 15) - 15 = 9,4\text{ °C}$$

$$\Phi_x = \frac{x_p^{II} - x_p^I}{x_o^I - x_p^I} \rightarrow x_p^{II} = \Phi_x \cdot (x_o^I - x_p^I) + x_p^I = 0,406 \cdot (5 - 1) + 1 = 2,624\text{ g/kg}$$

Při průchodu čerstvého vzduchu ventilátorem se tento vzduch ohřeje o 1,1 °C na teplotu $t_{2L} = 10,5\text{ °C}$. Poté musí být vodním ohříváčem dohřán na teplotu $t_{3L} = 22\text{ °C}$.

Kontrola výkonu vodního ohříváče:

$$Q_{ohř} = V_{cel.pří} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{3L} - t_{2L}) = 3,277 \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (22 - 10,5) = 45,7 \text{ kW}$$

kde:

$V_{cel.pří}$ celkový objemový průtok primárního vzduchu do budovy [m^3/s];

ρ hustota vzduchu [m^3/kg];

c měrná tepelná kapacita [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$],

t_{3L} teplota vzduchu za vodním ohříváčem [$^{\circ}\text{C}$],

t_{2L} teplota vzduchu před vodním ohříváčem [$^{\circ}\text{C}$].

Čerstvý vzduch je následně zvlhčen parou. Změna trendu se provádí po konstantní teplotě vzduchu, roste entalpie, měrná a relativní vlhkost.

Volba způsobu zvlhčování

Zvlhčování vzduchu je z energetického hlediska velmi náročný proces. V zimním extrémním období je zapotřebí čerstvý vzduch zvlhčovat, aby byl splněn alespoň minimální požadavek na relativní vlhkost v klimatizovaném prostoru φ_e . Minimálním požadavkem je v tomto případě $\varphi_e = 30 \%$. Návrh zvlhčovače je proto zcela nezbytný. Existuje parní a vodní zvlhčování. Pro tento projekt bylo vybráno parní zvlhčování.

Zvlhčování parou

Základem této varianty řešení zvlhčování vzduchu je instalace elektrických vyvíječů páry, které produkují vodní páru. Pára je pak do proudu větracího vzduchu distribuována pomocí distribučních trubic s parními tryskami. Distribuční trubice mohou být instalovány do přívodních vzduchovodů nebo do speciálních zvlhčovacích komor, osazených do sestavy klimatizační jednotky.

Během zvlhčovacího procesu se mění entalpie vzduchu a jeho teplota zůstává prakticky stejná (resp. nepatrně stoupá – pro dimenzování vzduchotechnického zařízení lze zanedbat).

Výhodou této varianty je poměrně přesná a jednoduchá regulovatelnost výkonu zvlhčovačů. Nevýhodou této varianty je pak náročnost na elektrickou energii.

Výpočet potřebného výkonu a délky parního zvlhčovače:

Jelikož z návrhového programu společnosti FläktWoods není znám potřebný výkon, resp. spotřeba páry parního zvlhčovače, bude výpočet proveden samostatně v této stati.

Množství vodní páry M_w , která je potřebná na zvlhčení primárního vzduchu se stanoví ze vztahu:

$$M_w = V_{cel.pří.} \cdot \rho \cdot (x_{3L1} - x_{3L2}) = 11800 \cdot 1,2 \cdot (5 - 2,624) = 33,6 \text{ kg/hod}$$

kde:

M_w spotřeba páry při parním vlhčení [kg/hod];

$V_{cel.pří.}$ celkový objemový průtok primárního vzduchu do budovy [m³/hod];

ρ hustota vzduchu [kg/m³];

x_{3L1} měrná vlhkost vzduchu po parním zvlhčování [g/kg];

x_{3L2} měrná vlhkost vzduchu před parním zvlhčováním [g/kg].

Potřebný výkon vyvíječe páry je tedy:

$$Q_w = M_w \cdot l_w = \frac{33,6}{3600} \cdot 2500 = 23,34 \text{ kW}$$

kde:

M_w spotřeba páry při parním vlhčení [kg/hod];

l měrné skupenské teplo vody [kJ/kg].

Navržený zvlhčovač **AT 3000/4564**

Navržený parní zvlhčovač bude umístěn v prostoru střechy do větraného a vytápěného boxu.

Délka parního zvlhčovače

Návrh délky parního zvlhčovače byl proveden pomocí softwaru společnosti NORDMANN, který je zhotoven na platformě excel. Tento excel je součástí CD.

Výpočet parního zvlhčovače NORDMANN AT 3000

Projekční informace:

Zákazník :	administrativní dům GACETA	Datum:	19.4.2015
Projekt :		Nabídka č.:	
Místo:	Praha	Registrační č.:	
Firma:	Diplomová práce	Jméno:	Pavel Liška

Výpočet:

Celkové množství vzduchu	11800 m ³ /h
Procento čerstvého vzduchu	100,0 %
Množství vzduchu ke zvlhčování	11800 m ³ /h
Venkovní teplota vzduchu	22 °C
Venkovní relativní vlhkost (RH)	16 % r.v.
Venkovní absolutní vlhkost	2,624 g/kg
Vnitřní teplota vzduchu	22 °C
Vnitřní relativní vlhkost (RH)	30 % r.v.
Vnitřní absolutní vlhkost	5 g/kg
Nárůst vlhkosti Δx	2,38 g/kg
Zvlhčovací výkon	33,6 kg
Napájecí napětí	400 V
Počet fází	3 f

Navržený zvlhčovač

AT 3000/4564

Zvlhčovací dráha a potrubí:

Teplota vzduchu před zvlhčovačem	22 °C	
Šířka potrubí	1000 mm	
Výška potrubí	1500 mm	
Rychlost vzduchu	2,19 m/s	
Vlhkost před zvlhčovačem	2,62 g/kg	
Nárůst vlhkosti Δx	2,38 g/kg	
Parní výkon	33,64 kg/h	
Délka parní distribuční trubice	600 mm	○ 35 mm
Počet parních distribučních trubic	2 ks	

Zvlhčovací dráha

0,33 m

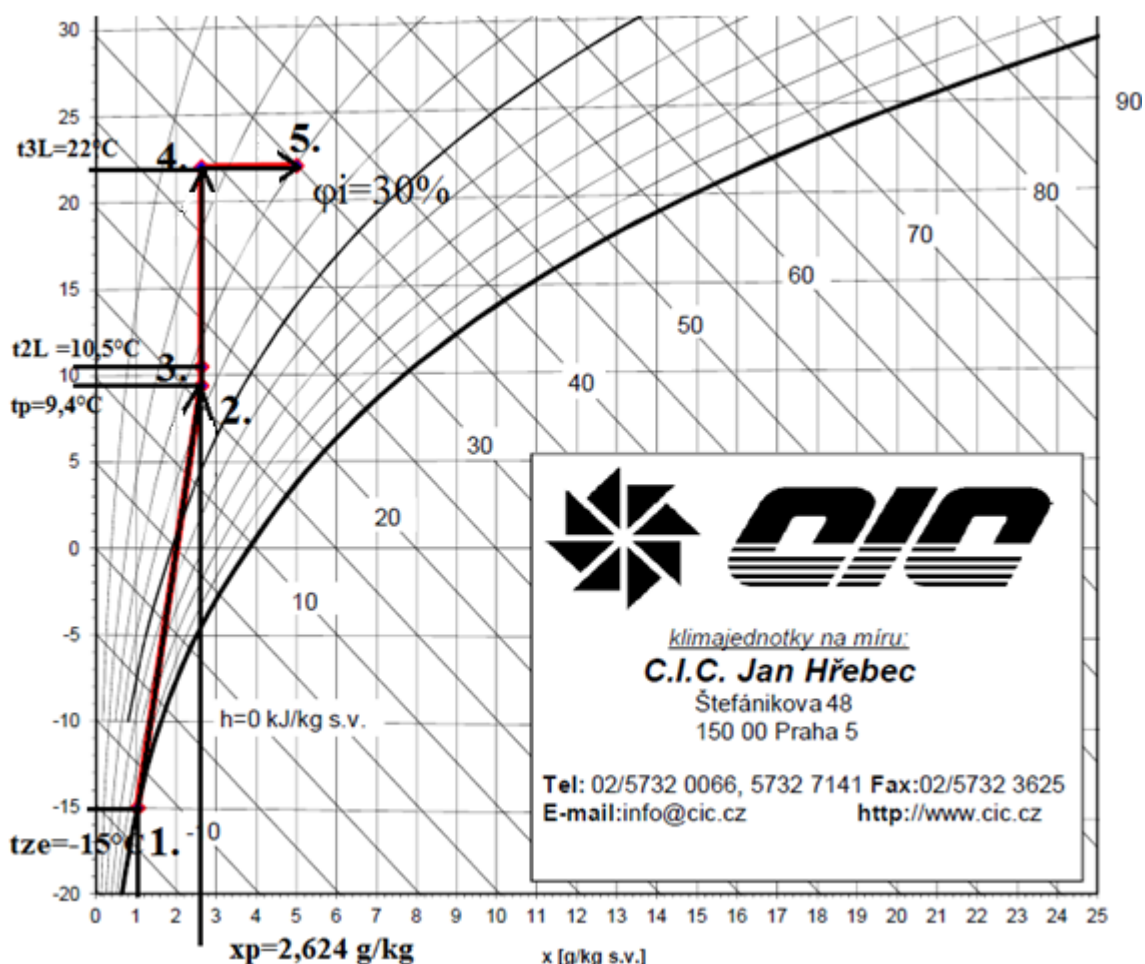
Výrobce:	NORDMANN ENGINEERING, Švýcarsko
Distributor:	Systemair a.s., Česká republika

Obr. 6. Návrh parního zvlhčovače vzduchu

Jak již bylo zmíněno, indukční jednotky ve vnitřním prostoru můžeme rozdělit na jednotky, které nemají za úkol krýt tepelnou ztrátu budovy a jednotky, které tento úkol naopak mají. V dalším textu budou označeny změny parametrů vzduchu h-x diagramech pro jednotlivé typy indukčních jednotek s přihlédnutím na typ provozu.

12.2. Zimní období – IJ bez ohřevu vzduchu, budova neobsazená

V případě, že bude budova neobsazená, avšak typ provozu bude odpovídat normálnímu pracovnímu dni, bude vzduchotechnická jednotka upravovat vzduch na parametry dle stati 12.1. Čerstvý vzduch o těchto parametrech je přiveden do indukční jednotky. Na obr. 7. jsou znázorněny trendy změn stavů vzduchu v obdobných indukčních jednotkách v zóně 1.01.



Obr. 7. Zimní období – úprava vzduchu, IJ bez ohřevu vzduchu, budova neobsazená

12.3. Zimní období – IJ s ohřevem vzduchu, budova neobsazená

Indukční jednotky, které se nacházejí u okenních konstrukcí, mají za úkol hradit tepelnou ztrátu příslušné zóny. Dle tab. 2 je tepelná ztráta zóny 1.01 $Q_Z = 970 \text{ W}$. V této zóně se nacházejí čtyři indukční jednotky se zapojeným teplovodním výměníkem. Vzduchotechnická jednotka upravuje venkovní vzduch stejným způsobem jako v předešlém případě.

Potřeba tepelného výkonu jedné jednotky

$$Q_{TZ,1IJ} = \frac{Q_{TZ-1.01}}{i} = \frac{970}{4} = 243 \text{ W}$$

kde:

$Q_{TZ-1.01}$ tepelná ztráta zóny [W];

i počet indukčních jednotek se zapojeným teplovodním výměníkem [-].

Teplota sekundárního vzduchu za výměníkem

$$Q_{sec} = \dot{V}_{sec} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{sec} - t_{3L}) \rightarrow t_{sec} = t_{3L} + \frac{Q_{sec}}{\dot{V}_{sec} \cdot \rho \cdot c} = 22 + \frac{243}{\frac{63 \cdot 6}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010} = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde:

Q_{sec} tepelný výkon IJ na sekundárním vzduchu [W];

\dot{V}_{sec} objemový průtok sekundárního vzduchu (indukční poměr) ($\dot{V}_{sec} = 6 \cdot \dot{V}_{PR}$) [m³/hod];

t_{3L} teplota vzduchu za vodním ohřivačem [°C];

t_{sec} teplota vzduchu po ohřevu v indukční jednotce [°C].

Výslednou teplotu po smíšení primárního a sekundárního vzduchu dostaneme z bilanční rovnice:

$$\dot{V}_{sec} \cdot t_{sec} + \dot{V}_{PR} \cdot t_{3L} = (\dot{V}_{sec} + \dot{V}_{PR}) \cdot t_{sm} \rightarrow t_{sm} = \frac{\dot{V}_{sec} \cdot t_{sec} + \dot{V}_{PR} \cdot t_{3L}}{(\dot{V}_{sec} + \dot{V}_{PR})} =$$

$$t_{sm} = \frac{6 \cdot 63 \cdot 23,9 + 63 \cdot 22}{(6 \cdot 63 + 63)} = 23,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

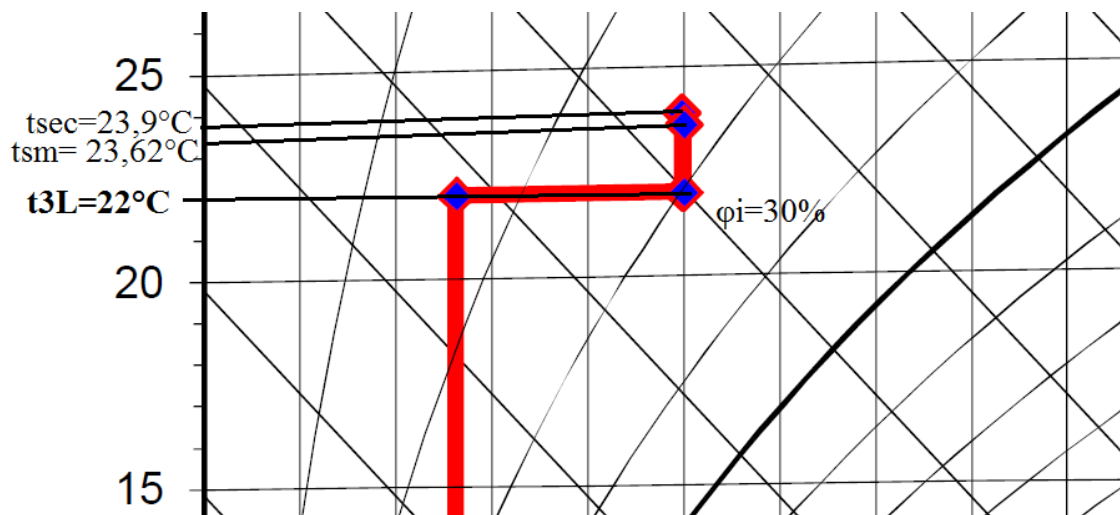
kde:

\dot{V}_{sec} objemový průtok sekundárního vzduchu (indukční poměr), ($\dot{V}_{sec} = 6 \cdot \dot{V}_{PR}$) [m³/hod];

t_{sec} teplota sekundárního vzduchu po ohřevu v indukční jednotce [°C];

\dot{V}_{PR} množství primárního vzduchu procházející indukční jednotkou [m³/hod];

t_{3L} teplota vzduchu za vodním ohřevačem [°C].



Obr. 8. Zimní období – úprava vzduchu, IJ s ohřevem vzduchu, budova neobsazená

12.4. Zimní období – IJ, budova obsazená dle návrhových podmínek

V zimním období, kdy je administrativní budova obsazena dle návrhových podmínek, nebude rozlišováno mezi jednotkami, jelikož je tepelná ztráta zóny hrazena z tepelné zátěže vnitřního prostoru.

Jak lze vyčíst v příloze č. 2, zónu 1.01 v zimě tepelně zatěžuje především přítomnost lidí, osvětlení, chod tiskáren a počítačů. S přihlédnutím na fakt, že tepelnou ztrátu hradíme tepelnou zátěží, stanovíme novou celkovou velikost tepelné zátěže prostoru dle vzorce:

$$Q_{TZ\ 1.01} = Q_L + Q_{SV} + Q_{EZ} - Q_Z = 855 + 473 + 2950 - 970 = 3308\ W$$

kde:

Q_L tepelné zisky od lidí [W];

Q_{SV} tepelná zátěž od osvětlení [W];

Q_{EZ} tepelná zátěž od elektronických zařízení [W];

Q_Z tepelná ztráta zóny [W].

Novou teplotu v zóně 1.01 můžeme nyní stanovit dle vztahu:

$$Q_{TZ\ 1.01} = i \cdot \dot{V}_{celk} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{inew} - t_i) \rightarrow t_{inew}$$

$$t_{inew} = t_i + \frac{Q_{TZ\ 1.01}}{i \cdot \dot{V}_{celk} \cdot \rho \cdot c} = 22 + \frac{3308}{8 \cdot \frac{63 \cdot 7}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010} = 24,8\ ^\circ\text{C}$$

kde:

$Q_{TZ\ 1.01}$ tepelná zátěž zóny 1.01 v zimním období [W];

\dot{V}_{celk} součet primárního a sekundárního objemového průtoku procházející IJ [m³/hod];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [°C].

Jelikož v zóně 1.01 pracuje dle návrhu 14 osob, musíme počítat s navlhčením vzduchu. Při dýchání totiž plicní sklípky vzduch navlhčují. Dle [2] vyprodukuje jedna osoba 116 g/hod vodní páry. Produkce vodní páry v zóně 1.01 se stanoví ze vztahu:

$$M_S = n_l \cdot 116 = 14 \cdot 116 = 1624\text{ g/hod}$$

kde:

n_l předpokládaný počet lidí v zóně [-].

V h-x diagramu se tato změna měrné vlhkosti v dané zóně stanoví dle vztahu:

$$\Delta x = \frac{M_S}{i \cdot (\dot{V}_{sec} + \dot{V}_{PR}) \cdot \rho} = \frac{1624}{8 \cdot (6 \cdot 63 + 63) \cdot 1,2} = 0,284\ \text{g/kg}$$

kde:

M_S Produkce vodní páry [g/hod];

\dot{V}_{sec} objemový průtok sekundárního vzduchu ($\dot{V}_{sec} = 6 \cdot \dot{V}_{PR}$) [m³/hod];

\dot{V}_{PR} množství vzduchu procházející jednou indukční jednotkou [m³/hod];

i počet indukčních jednotek [-].

Z uvedených vztahů a výsledků vyplývá, že pokud bude z nějakého důvodu nutné udržovat konstantní teplotu vzduchu v zóně 1.01 na hodnotě $t_i = 22\ ^\circ\text{C}$, je možné snížit teplotu přiváděného vzduchu $t_{3L} = 19,2\ ^\circ\text{C}$.

Na obr. 10 je červeně znázorněn stav vzduchu, pokud není požadováno dodržení $t_i = 22\ ^\circ\text{C}$. Modročerveně je pak znázorněno snížení $t_{3L} = 19,2\ ^\circ\text{C}$, což má za následek následné dodržení požadované teploty v zóně 1.01.

12.5. Letní období

Jak je vidět z tab. 4, nejzatíženější místností je z hlediska tepelné zátěže i počtu osob zóna 1.01. Pro jednu indukční jednotku v této zóně budou zobrazeny zněny vzduchu v h-x diagramu.

Návrhovými parametry v letním období jsou $t_{Le} = 32\text{ °C}$; $h_{Le} = 58\text{ kJ/kg}$. Zpětné získávání tepla je v letním období mimo provoz. Dle podkladů výrobce (příloha č. 4) se vzduch průchodem přes ventilátor ohřeje o $1,1\text{ °C}$. Teplota vzduchu za ventilátorem je tedy $t_{vent.} = 33,1\text{ °C}$.

Vzduch poté musíme zchladit na teplotu primárního vzduchu $t_{PR} = 17\text{ °C}$. Teoretický trend změny úpravy vzduchu bychom v h-x diagramu získali spojením vzniklého bodu $t_{vent.}$ a střední teploty chladiče ve vzduchotechnické jednotce při stoprocentním nasycení vzduchu. V reálných případech je však tento trend změny odlišný. Z údajů výrobce (příloha č. 4) plyne, že po zchlazení vzduchu na $t_{PR} = 17\text{ °C}$ je vzduch nasycen vodní parou z $80,9\%$. Zobrazený stav tedy odpovídá reálným podmínkám.

Primární vzduch o teplotě $t_{PR} = 17\text{ °C}$ je přiveden do indukční jednotky, kde se směšuje se vzduchem sekundárním. Sekundární vzduch je však nejprve ochlazen. Z obr. 3. lze vyčíst, že chladicí výkon sekundárního vzduchu je $Q_{sec} = 871\text{ W}$. Z této hodnoty můžeme vypočítat, na jakou teplotu se sekundární vzduch z návrhové teploty $t_i = 26\text{ °C}$ a návrhové relativní vlhkosti $\varphi_i = 56\%$ ochladí dle vztahu:

$$Q_{sec} = \dot{V}_{sec} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{sec}) \rightarrow t_{sec} = t_i - \frac{Q_{sec}}{\dot{V}_{sec} \cdot \rho \cdot c} = 26 - \frac{871}{\frac{63 \cdot 6}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010} = 19,16\text{ °C}$$

kde:

Q_{sec} chladicí výkon IJ na sekundárním vzduchu [W];

\dot{V}_{sec} objemový průtok sekundárního vzduchu (indukční poměr) ($\dot{V}_{sec} = 6 \cdot \dot{V}_{PR}$) [m³/hod];

t_i výpočtová teplota vnitřního vzduchu [°C];

t_{sec} teplota vzduchu po chlazení v indukční jednotce [°C].

Výslednou teplotu po smíšení primárního a sekundárního vzduchu dostaneme z bilanční rovnice:

$$\dot{V}_{sec} \cdot t_{sec} + \dot{V}_{PR} \cdot t_{PR} = (\dot{V}_{sec} + \dot{V}_{PR}) \cdot t_{sm} \rightarrow t_{sm} = \frac{\dot{V}_{sec} \cdot t_{sec} + \dot{V}_{PR} \cdot t_{PR}}{(\dot{V}_{sec} + \dot{V}_{PR})} =$$

$$t_{sm} = \frac{6 \cdot 63 \cdot 19,16 + 63 \cdot 17}{(6 \cdot 63 + 63)} = 18,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde:

\dot{V}_{sec} objemový průtok sekundárního vzduchu (indukční poměr), ($\dot{V}_{sec} = 6 \cdot \dot{V}_{PR}$)
[m³/hod];

t_{sec} teplota sekundárního vzduchu po chlazení v indukční jednotce [°C];

\dot{V}_{PR} množství primárního vzduchu procházející indukční jednotkou [m³/hod];

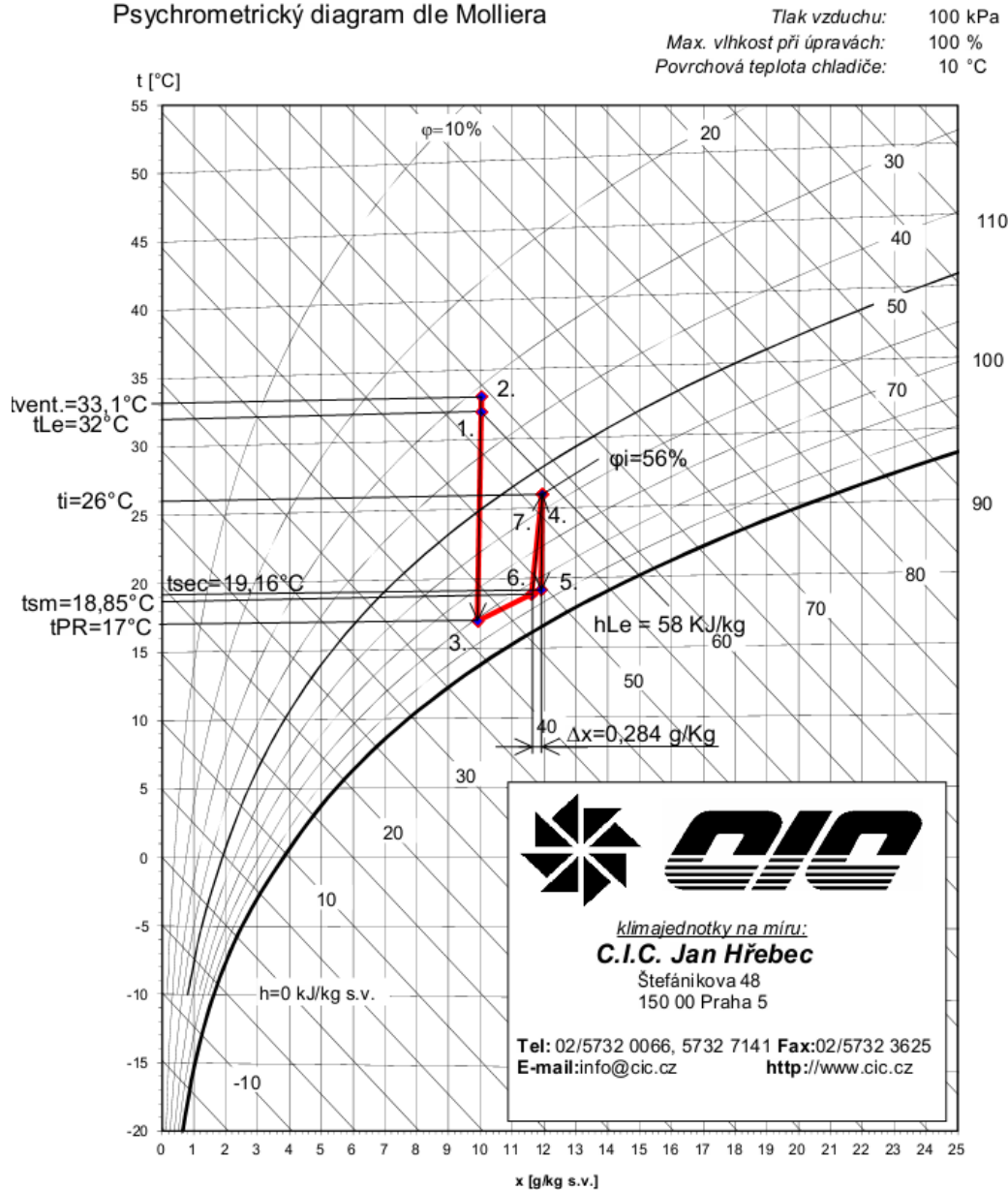
t_{PR} teplota primárního vzduchu [°C].

Zvlhčení vzduchu od osob

Řešíme shodně jako ve výše uvedeném zimním období.

Na obr. 9. jsou znázorněny trendy změn stavů vzduchu v zóně 1.01.

Psychrometrický diagram dle Molliera



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		vnějšek									
Teplota	t °C	32,0	33,1	17,0	17,0	19,2	18,9	26,0		26,0	19,2
rel. vlhkost	φ %	33%	31%	81%	81%	85%	84%	56%		56%	85%
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	10,0	10,0	9,9	9,9	11,9	11,6	11,9		11,9	11,9
entalpie	h kJ/kg s.v.	58,0	59,1	42,3	42,3	49,5	48,5	56,7		56,7	49,5
hustota	ρ kg/m ³	1,13	1,13	1,19	1,19	1,18	1,18	1,16		1,16	1,18
t vlhkého tepl.	t _v °C	20,0	20,3	14,8	14,9	17,4	17,1	19,6		19,6	17,6
Skut. průtok	V _s m ³ /h	12 604	12 650	11 982	0	0	0	0		0	0
Norm. průtok	V _n m ³ /h	11 800	11 800	11 800	0	0	0	0		0	0
Předaný výkon	P kW		4,5	-66,4		0,0		0,0		0,0	0,0
Odpařené vody	q _w kg/h		0,0	-1,8		0,0		0,0		0,0	0,0

Obr. 9. Úprava vzduchu v letním období

13.Zásady návrhu a montáže zařízení

- Pro dodržení stanovených hladin hluku jsou v potrubí navrženy tlumiče hluku, dále bude potrubí opatřeno hlukovou izolací, koncové elementy jsou napojeny ohebnými hadicemi s útlumem hluku
- Potrubí rozvody budou v nezbytném rozsahu opatřeny tepelnou a požární izolací, odpovídající třídě požadované odolnosti, izolace bude ve venkovním prostoru opatřena oplechováním
- Objektové požární klapky budou v provedení se servopohonem
- Provedení izolací bude provedeno způsobem, který vylučuje vznik tepelných mostů a lokálně ochlazovaných míst, na kterých by mohlo docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti, potrubí a armatury rozvodu chladu budou opatřeny parotěsnou izolací
- Vzduchotechnická jednotka a ostatní ventilátory budou pružně uloženy z důvodu zamezení přenosu vibrací do stavebních konstrukcí, připojení na potrubní rozvody bude provedeno pružnou manžetou, potrubí bude při uložení na ocelové nosníky podloženo rýhovanou pryží
- Provedení veškerého potrubí bude dle platných norem. Tvarovky budou opatřeny náběhovými plechy, rovné potrubí a tvarovky budou obsahovat vzpěry v dostatečném počtu zabraňující zborcení potrubí při působení přetlaku nebo podtlaku
- Veškeré zařízení bude dodáno s příslušenstvím, které je nezbytné k plné funkčnosti systému. Tzn. se servopohony, pružnými manžetami, základovými rámy popř. nožičkami nebo závěsovým a kotvicím materiálem, kuličkovými sifony, ochrannému pospojování, kabeláží k vlastním regulátorům a rozvaděčům vzduchotechnických zařízení a ostatním příslušenství

14. Popis jednotlivých vzduchotechnických zařízení

14.1. Větrání a klimatizace kancelářských prostor

Čerstvý vzduch bude do vzduchotechnické jednotky nasáván v prostoru střechy. Ve vzduchotechnické jednotce je vzduch filtrován, tepelně upraven, případně dovlhčen a veden stoupacím vedením do jednotlivých pater kancelářských prostor. Na každém patře budou ze stoupacího rozvodu osazeny odbočky opatřené požární klapkou a variabilním regulátorem průtoku vzduchu. Tento variabilní regulátor průtoku vzduchu bude pružně reagovat na jiné variabilní regulátory průtoku vzduchu, které jsou umístěny v jednotlivých zasedacích místnostech.

V zasedacích místnostech budou osazena čidla, která budou sledovat koncentraci CO₂ a teplotu vzduchu v prostorech. V případě, že bude koncentrace CO₂ nebo teplota vzduchu v zasedací místnosti narůstat, dá čidlo informaci příslušnému variabilnímu regulátoru průtoku vzduchu o tom, do jaké míry se má otevřít resp. jak velký objem čerstvého vzduchu se má přivést do prostoru, aby byla koncentrace CO₂ popřípadě teplota vzduchu minimalizována. Tyto variabilní regulátory průtoku vzduchu budou osazeny před hrdlem pro přívod vzduchu, o který je indukční jednotka rozšířena.

V rámci kanceláří bude upravený vzduch veden potrubním rozvodem, který je umístěn v podhledu a napojen přes hlukově a tepelně izolované ohebné hadice (SONOVAC) na koncové prvky – indukční jednotky. K indukčním jednotkám, které jsou umístěné po obvodu kancelářského prostoru, je přiveden rozvod chladné i teplé vody. Ve vnitřním prostoru je k indukčním jednotkám přiveden rozvod chladné vody. Množství primárního vzduchu přiváděné do jedné indukční jednotky bude v běžném provozu konstantní. Regulace výkonu indukční jednotky bude pouze na straně vody, popř. regulaci teploty primárního čerstvého vzduchu.

Znehodnocený vzduch z kanceláří bude odtahován přes mřížky do podhledu. V podhledu je podtlakem přiveden zpět ke stoupacímu potrubí. Odbočka odvodního potrubí je opatřena variabilním regulátorem průtoku vzduchu s tlumičem hluku. Část znehodnoceného vzduchu bude odvedena přes hygienické zázemí a poté nad střechu budovy. Detailněji viz větrání hygienického zázemí.

Zbýlý odpadní vzduch bude veden stoupacím potrubím zpět do vzduchotechnické jednotky pro zajištění rekuperace a následně vypouštěn do nadstřešního prostoru.

Zařízení budou řízena centrálním systémem MaR. Ventilátory vzduchotechnických jednotek budou osazeny frekvenčními měniči. MaR bude také řídit teplotu výstupního vzduchu ze vzduchotechnických jednotek. V zimním období bude teplota přírodního vzduchu udržována na 22 °C. V letním období bude teplota přírodního vzduchu závislá na venkovní teplotě.

V době, kdy nebudou kanceláře obsazeny (noční provoz, víkendy) nejsou požadavky na výměnu vzduchu. V zimním období bude tedy využito cirkulace vzduchu. Tepelnou ztrátu budou krýt indukční jednotky u obvodové konstrukce. Udržovaná teplota je v tomto provozu 20 °C. Jednotlivé teploty a parametry budou upřesněny na základě sledování provozu objektu, popř. upraveny tak, aby byla zajištěna tepelná pohoda pracujících.

Vzduchovody je nutné izolovat, aby v nich nedocházelo k ohřátí nebo ochlazení vzduchu. Dalším důvodem k izolaci vzduchovodů je zabránění kondenzace vodních par na jeho povrchu. Vzduchotechnické potrubí bude tedy kompletně tepelně izolováno. Tepelná izolace potrubí bude tloušťky minimálně 30 mm. Bude použita tepelná izolace VENTIZOL od společnosti ROCKWOOL. Ve venkovním prostředí bude na potrubí přívodu a odtahu použita tepelná izolace s oplechováním.

14.2. Větrání hygienického zázemí

Větrání hygienického zařízení je nedílnou součástí řešení projektů vzduchotechniky. Znehodnocený vzduch z kancelářských prostor je částečně veden do vzduchotechnické jednotky kvůli zpětnému získávání tepla a částečně odsáván přes hygienické zázemí. Množství odsávaného vzduchu přes hygienické zázemí je dán typem zdravotnického zařizovacího předmětu, který je v tomto prostoru instalován. Pro tento projekt je uvažováno s těmito hodnotami:

Zařizovací předmět	množství odváděného vzduchu
• záchodová mísa	50 m ³ /hod
• pisoár	25 m ³ /hod
• umyvadlo	30 m ³ /hod
• výlevka	25 m ³ /hod

V provozu nesmí dojít k úniku znehodnoceného vzduchu do prostoru kanceláří z hygienického zázemí a venkovního prostoru. Toho se v tomto projektu docílí mírným přetlakem vzduchu v kancelářském prostoru (5 % z hodnoty přívodu vzduchu do jednotlivých pater).

Pro odvod znehodnoceného vzduchu z prostoru hygienického zázemí byl navržen samostatný ventilátor na střeše. Bude připraveno stoupací potrubí s odbočkami. Každá odbočka bude osazena regulátorem konstantního průtoku a potrubním rozvodem zakončeným talířovými ventily do podhledu. Chod ventilátorů bude vázán na chod vzduchotechnické jednotky pro větrání kanceláří. V případě, že bude vzduchotechnická jednotka v útlumovém režimu, odtahový ventilátor pro odtah z hygienického zázemí nebude v provozu. V potrubí je na výfuku mechanická zpětná klapka pro zabránění proudění vzduchu při vypnutí zařízení. Aby byl zajištěn přívod vzduchu do prostor hygienického zázemí, budou zde instalovány anemostaty (viz PD).

14.3. Dveřní clona

Pro zabránění pronikání venkovního vzduchu do prostoru recepce 1.NP je navržena dveřní vzduchová clona. Clona bude pracovat s cirkulačním vzduchem, bude vybavena filtrem G2 a teplovodním ohříváčem. Umístění dveřní clony bude do podhledu. Pro hlavní vstup je uvažováno s instalací horizontální dveřní clony. V prostoru zádveří bude osazen regulátor clony.

14.4. Větrání garáží - koncepce

V administrativní budově GACETA se nacházejí dvě patra podzemních garáží o celkovém počtu 60. stání pro osobní vozidla. Jde tedy o garáže hromadné, samoobslužné, podzemní. Jelikož komplexní řešení větrání garáží není předmětem této diplomové práce, bude zde uveden pouze koncept možného větrání těchto garážových prostor. K výpočtu potřebného množství vzduchu větrání garáží bylo využito softwaru [10]. Výstup z tohoto návrhového softwaru je obsahem přílohy č. 6.

Prostor garáží bude větrán podtlakově s přirozeným přívodem čerstvého vzduchu a nuceným odtahem znečištěného vzduchu, přičemž přiváděný vzduch nebude filtrován ani ohříván. Průtok odváděného vzduchu je závislý na emisi určující škodliviny, která je přípustná pro omezenou dobu pobytu osob. Touto určující škodlivinou je oxid uhelnatý CO, který je produkován při chodu motoru vozidla. V případě, že je větrací zařízení dimenzováno dle emise CO, je zajištěno, že ostatní škodlivé látky (NO_x, karcinogenní organické látky, ...) jsou svými koncentracemi pod přípustnými hodnotami. Maximální přípustná koncentrace oxidu uhelnatého je dána normou ČSN 73 6058 a její hodnota je C_p= 50 ppm.

Odtah znehodnoceného vzduchu bude přes obdélníkové mřížky v potrubí, vzduch bude dále veden horizontálním rozvodem pod stropem garáže do stoupacího potrubí v šachtě a na střechu, kde bude osazena sestava ventilátoru s tlumiči na sání a výtlačku a uzavírací klapka se servopohonem.

Spínání zařízení bude na základě časového programu. V době od 7:00 do 9:00 a od 17:00 do 19:00, tzn. v době předpokládané největší výměny aut v garáži. V ostatních případech bude zařízení spouštěno na základě čidla koncentrace CO. Spuštění bude při překročení již zmíněné maximální povolené koncentrace 50 ppm. Vzhledem k frekvenci výměny aut v garážích pro obytné budovy může k překročení dojít pouze výjimečně a předpokládá se v pouze denní době.

Deficit odtahovaného vzduchu bude doplňován skrz otvory v obvodovém zdivu. Čerstvý vzduch se z venkovního prostředí bude nasávat přes anglické dvorky, které budou umístěny po obvodu obvodového zdiva v místech otvorů. Naznačení větrání garáží je součástí přílohy č. 8.

V prostoru garáží bude zakázán vjezd vozidel na CNG a LPG. Havarijní větrání nebude realizováno.

14.5. Požární větrání

V objektu administrativní budovy GACETA jsou dle návrhu specialisty požární bezpečnosti staveb navrženy chráněné únikové cesty (dále jen CHÚC) typu A a B.

CHÚC – A

Priváděné množství vzduchu bude v případě CHÚC-A odpovídat požadavku na provětrání, tedy desetinásobná výměna vzduchu. Dodávka vzduchu musí být zajištěna alespoň po dobu 10 minut.

Vzduch bude nasáván ventilátorem v prostoru první schodišťové podesty do prostoru schodiště. Odvod vzduchu bude proveden přetlakem do okolních prostor a uzavírací klapkou se servopohonem v nejvyšším patře chráněné únikové cesty. Uzavírací klapka bude otevírána současně s chodem ventilátoru této CHÚC. Napojení ventilátoru a servomotoru klapky bude provedeno z náhradního zdroje. Spouštění zařízení bude od požárního tlačítka. Tato tlačítka budou umístěna v každém patře schodiště.

Stanovení potřebného množství vzduchu CHUC - A

Objem CHÚC- A (autoCAD): $V_{CHUC-A} = 185 \text{ m}^3$

Intenzita výměny vzduchu: $I_{CHUC-A} = 10 \text{ hod}^{-1}$

Potřebný objemový průtok vzduchu:

$$I_{CHUC-A} = \frac{\dot{V}_{CHUC-A}}{V_{CHUC-A}} \rightarrow \dot{V}_{CHUC-A} = V_{CHUC-A} \cdot I_{CHUC-A} = 185 \cdot 10 = 1850 \text{ m}^3 / \text{hod}$$

Volím uzavírací klapku se servopohonem **MAICO RS – 450 x 450 mm**

S přihlédnutím na tlakové ztráty vzduchotechnického potrubí CHUC-A (příloha č.3) byl zvolen ventilátor HCBB/HCFT (návrhový list zvoleného ventilátoru je součástí přílohy č.7).

Evakuační výtah

V objektu se též nachází evakuační výtah (dále jen EV), který přiléhá k CHÚC-B. U těchto výtahů je požadavkem taktéž patnáctinásobná výměna vzduchu. V tomto

projektu je objemový průtok potřebný na větrání CHÚC a EV sečten a přiváděn do nejnižšího bodu schodiště.

CHÚC – B

V případě CHUC-B je požadavkem nejen patnáctinásobná výměna vzduchu, ale i dodržení přetlaku minimálně 25 Pa.

Vzduch bude nasáván na střeše budovy ventilátorem. Následně bude vzduch veden šachtou a bude rovnoměrně rozveden do prostoru CHÚC. Vyústění do prostoru CHUC bude provedeno na každém druhém patře (bráno od nejnižšího bodu schodiště - 2. PP) Odvod vzduchu bude proveden přetlakem do okolních prostor a přetlakovou klapkou ARK2 od společnosti TROX v nejvyšším patře chráněné únikové cesty. Klapka bude udržovat přetlak minimálně 60 Pa. Napojení ventilátoru bude provedeno z náhradního zdroje.

Stanovení potřebného množství vzduchu CHUC - B

Objem CHÚC- B+ EV (autoCAD): $V_{CHUC-B} = 625 \text{ m}^3$

Intenzita výměny vzduchu: $I_{CHUC-B} = 15 \text{ hod}^{-1}$

Požadovaný přetlak v CHÚC-B: $\Delta p_{CHUC-B} = 25 \text{ Pa}$

Potřebný objemový průtok vzduchu:

$$I_{CHUC-B} = \frac{\dot{V}_{CHUC-B}}{V_{CHUC-B}} \rightarrow \dot{V}_{CHUC-B} = V_{CHUC-B} \cdot I_{CHUC-B} = 625 \cdot 15 \cong 9400 \text{ m}^3/\text{hod}$$

S přihlédnutím na tlakové ztráty vzduchotechnického potrubí CHUC-B (příloha č.3) byl zvolen ventilátor DIRECT-AIR-ILB/ILT (návrhový list zvoleného ventilátoru je součástí přílohy č.7).

Vyústění vzduchotechnického potrubí v nejnižším místě budovy je naznačen v příloze č. 8.

15. Hluk a chvění v administrativní budově

Studie hluku a chvění je nedílnou součástí projektů vzduchotechniky. Hluk a chvění od instalovaných zařízení v objektu totiž může způsobit zdravotní problémy zde pobývajících osob.

V administrativní budově GACETA bude instalováno několik protihlukových antivibračních opatření:

- Instalace variabilního regulátoru průtoku vzduchu s tlumičem hluku na každém odtahovém potrubí
- Instalace hlukově a tepelně izolované ohebné hadice (SONOVAC) před koncové prvky
- V prostoru střechy bude instalována protihluková stěna (viz PD)
- Vzduchotechnická jednotka a ostatní ventilátory budou pružně uloženy z důvodu zamezení přenosu vibrací do stavebních konstrukcí, připojení na potrubní rozvody bude provedeno pružnou manžetou, potrubí bude při uložení na ocelové nosníky podloženo rýhovanou pryží

Problémem je rovněž šíření hluku od ventilátorů umístěných ve vzduchotechnické jednotce do vnitřního chráněného prostoru. Dle [11] je hygienický limit maximální hladiny akustického tlaku $L_{PAmax} = 40$ dB. S přihlédnutím na korekci hygienických limitů hluku v chráněném vnitřním prostoru staveb (5 dB) je tedy nová maximální hladina akustického tlaku ve vnitřním prostoru $L_{PAmax} = 45$ dB.

V příloze č. 9 je uveden výpočet útlumu hluku. Tento výpočet byl proveden dle výpočtových postupů uvedených v [12]. Hladina akustického výkonu L_w ventilátoru přívodního vzduchu je uvedena v příloze č. 4.

Výpočet uvedený v příloze č. 9 je proveden pro nejbližší indukční jednotky ve 4.NP (viz výkres v této příloze). Je uvažováno s útlumem hluku a vlastním hlukem vzduchotechnických elementů. Ve výpočtech je uveden výsledný akustický výkon koncového elementu. Jelikož je vzdálenost čtveřice indukčních jednotek od ventilátoru shodná (shodný útlum a vlastní hluk elementů), je uvažováno, že jejich akustický výkon je stejný.

Abychom mohli posoudit výsledný akustický tlak v místě pobytu osob, byl zvolen kontrolní bod (dle výkresu v příloze). Předpokladem je, že v tomto místě bude

nejvyšší hladina akustického tlaku z celého objektu. Bližší informace o hluku by vyžadovala podrobnější studii, která však není obsahem této diplomové práce.

Je uvažováno, že na kontrolní bod akusticky působí jen čtyři okolní indukční jednotky. Je však zřejmé, že v openspace prostoru na kontrolní bod mohou akusticky působit i další zdroje hluku. Zahrnutí dalších zdrojů hluku do výpočtu by se řešilo stejným postupem jako v naznačeném případě.

Hodnoty činitelů pohltivosti a směrovosti jsou převzaty z [13].

První výpočet je proveden bez tlumiče hluku. Z přílohy č. 9 je patrné, že v kontrolním místě je hladina akustického tlaku $L_{PAmax} = 44$ dB. Tato hodnota je tedy dle [11] hodnotou takřka hraniční. Jelikož však jde o zidealizovaný případ (působení pouze čtyř indukčních jednotek), mohlo by se stát, že uvažováním dalších zdrojů hluku hygienický limit hladiny akustického tlaku překročíme. Je proto účelné použít tlumič hluku. Návrh tlumiče hluku byl proveden pomocí softwaru od společnosti Greif. (příloha č. 10)

Jak je vidět na druhém výpočtovém listu, kdy je do výpočtu zahrnut navržený tlumič hluku, je hladina akustického tlaku v kontrolním místě $L_{PAmax} = 30$ dB. Tato hodnota tedy bezpečně splňuje platné hygienické limity.

16. Specifikace vzduchotechnických prvků, tabulka instalovaných výkonů

Tab. 7. Specifikace hlavních vzduchotechnických prvků a tabulka instalovaných výkonů

Č. ZAŘÍZENÍ	specifikace hlavních vzduchotechnických prvků - POPIS ZAŘÍZENÍ	KS				
1.01	VENKOVNÍ VZDUCHOTECHNICKÁ JEDNOTKA FLAKTWOODS 4750x2052x1800, V _p =11800 m ³ /hod; V _o =9404 m ³ /hod	1				
1.02	KOMPRESOROVÉ CHLADÍČÍ ZAŘÍZENÍ - vzduchotechnická jednotka 7/13°C Q _{ch} =66,1 kW	1				
1.03	KOMPRESOROVÉ CHLADÍČÍ ZAŘÍZENÍ - indukční jednotky 17/20°C Q _{ch} =107,9 kW	1				
1.04	VYVÍJEČ PÁRY NORDMANN AT 3000 Q _p =23,4 kW; M=9-45 kg/hod	1				
1.05	VENTILÁTOR - ODTAH OD WC - HCTB/HCTT V=2050 m ³ /hod	1				
1.06	VENTILÁTOR - VĚTRÁNÍ GARÁŽÍ - DIRECT-AIR ILB/ILT V=3528 m ³ /hod	1				
1.07	VENTILÁTOR - CHUC - B - DIRECT-AIR ILB/ILT V=9375 m ³ /hod	1				
1.08	VENTILÁTOR - CHUC - A - HCBB/ HCFT V=1850 m ³ /hod	1				
1.09	INDUKČNÍ JEDNOTKA - ZASEDACÍ MÍSTNOST DID 632 1800x1200x598 mm	20				
1.10	INDUKČNÍ JEDNOTKA - OPEN SPACE DID 632 1800x1800x598 mm	169				
1.11	DVEŘNÍ CLONA T-HC-P-100-3	1				
1.12	STACIONÁRNÍ KOTEL - 70/50°C - vzt.; 40/30°C -U; Q _t = 45,7 + 21 (vzt. jednotka + indukční jednotky)	1				
TABULKA INSTALOVANÝCH VÝKONŮ						
Potřeba elektro	zařízení	U [V]	příkon[kW]	Potřeba tepla	zařízení	výkon[kW]
	Větrání garáží	230	1,31		vodní ohřivač	45,7
	CHUC - A	230	0,083	Potřeba chladu	vodní chladič- vzt	66,1
	CHUC - B	3x400	5,14		vodní chladič- U	107,9
	Odtah WC	3x400	1,27		parní zvlhčovač	23,4
	ventilátor - přívod	3x400	4,11			
	ventilátor - odvod	3x400	2,06			
	parní zvlhčovač	3x400	25,5			

17. Požadavky na ostatní profese

Stavba

- Provedení stavebních prací pro instalace vzduchotechnických zařízení (potrubí), provedení prostupů, jejich pružné usazení, oplechování po montáži ...
- Prostupy stavební konstrukcí pro vzduchotechnické potrubí musí být minimálně o 100 mm větší, než je skutečný rozměr potrubí.
- Po montáži vzduchotechnických zařízení provést zčištění prostupů. Utěsnění prostupů musí zabezpečovat pružné uložení vzduchovodů vůči stavební konstrukci.
- Zajistit elektrické. přípojky 3x230/400 V pro napájení ručního náradí.
- Před zahájením montáží vzduchotechnických zařízení musí být dodržena požadovaná stavební připravenost.
- Zajistit prostupy na střechu pro vzduchotechnické potrubí.
- Zajistit revizní otvory k jednotlivým zařízením
- Zajistit, aby střešní plášť nemohl šířit požár.

- Zajistit podříznutí dveří, popř. osadit dvevní mřížku do hygienického příslušenství v zázemí

Elektro

- Vzduchotechnické zařízení napojit na el. rozvodnou soustavu 3x230/400V.
- Napojení spotřebičů řešit ve smyslu požadavků jednotlivých výrobců zařízení.
- Zajistit napojení čerpadel vodních okruhů ohřivačů při ovládní ve vazbě na vzduchotechnická zařízení.
- Zajistit uzemnění vzduchotechnických zařízení včetně potrubních rozvodů, které jsou vodivě propojeny.
- Hromosvod – zapojení nástřešních jednotek a ventilátorů na zemnicí síť pro ochranu před vlivy atmosférické elektřiny.
- U každého elektromotoru bude instalován blokovací vypínač umožňující vypnutí zařízení při opravách.

Měření a regulace

- Zajistí ovládní zařízení (součinnost profesí)
- Protimrazová ochrana vodních ohřivačů v jednotce na straně zpětné vody z ohřivače.
- Na odsávání vzduchu z kanceláří osadit kouřové čidlo do sání čerstvého vzduchu, které zajistí odstavení zařízení v případě indikace kouře.
- Hlásit zanesení filtrů.
- Zajistit ochranu výměníků proti namrzání (u výměníku zpětného získávání tepla na základě měření tlakové diference).
- Zajistit osazení uzavíracích klapek u jednotky a v potrubí servopohony.
- Zajistit signalizaci polohy požárních klapek na ovládacím panelu.
- Automatická regulace bude pracovat podle časového programu podle využití daného klimatizovaného nebo větraného prostoru.
- Zajistí napojení ovládní požárních klapek a klapek na uzavření hasebních úseků.
- Připojení kabeláže MaR zajistí profese MaR.

Elektrický požární systém

- Napojení a ovládní požárních klapek a předání informace u stavu klapky systému MaR.

- Zajistit spouštění požárního větrání.
- V CHÚC-A bude chod požárního ventilátoru spřažen s otevřením uzavírací klapky v nejvyšším patře budovy.

Zdravotní technika

- Vzduchotechnické stoupačky napojit na odpad přes kuličkový sifon.
- Vzduchotechnické jednotky napojit na odpad kondenzátu.
- Zajistit přívod vody pro zvlhčovače.

Vytápění

- Zajistí napojení topných výměníků na topnou vodu 70/50°C.
- Voda pro výměníky nesmí obsahovat nečistoty způsobující zanášení.
- Rozvody médií nesmí být vedeny podél obslužné strany vzduchotechnické jednotky (nesmí být zamezen přístup k ventilátorům, filtrům atd.) Současně musí být respektovány trasy vzduchovodů.
- Při zajišťování a vlastní realizaci vodních rozvodů je nutné vřadit do sítě filtry.
- Před a za výměník tepla osadit teploměry a odběrová místa pro měření teploty a tlakových poměrů.
- Respektovat profesní vazby na el. silnoproud a MaR, především v části protimrazové ochrany vodních ohříváčů.
- Respektovat předepsaný tlak výměníků dle norem výrobce.
- Zabezpečit přístupy k regulačním armaturám.

18. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvoření komplexního řešení klimatizace administrativní budovy GACETA.

Nejprve byly nastíněny možné varianty řešení systémů odvodu tepelné zátěže administrativní budovy. Následně byl z těchto variant vybrán kombinovaný klimatizační systém – systém s indukčními jednotkami. Tento systém byl zvolen z důvodu předpokládané vysoké tepelné zátěže. Poté byla stanovena tepelná zátěž dle normy ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor. Pro výpočet tepelné zátěže byly vytvořeny programy fungující na platformě excel. Tyto programy jsou součástí CD této diplomové práce. Kvůli výpočtu tepelné zátěže byl celý prostor účelně rozdělen za zóny. Rozdělení administrativní budovy na zóny je zobrazeno v příloze č. 1. Výpočty tepelných zátěží byly využity při návrhu indukčních jednotek.

Navrženy byly indukční jednotky od společnosti TROX Austria GmbH, typ DID632. Velikost indukčních jednotek a typ trysek v nich umístěných jsou jednotné v celém objektu kromě zasedacích místností. V zasedacích místnostech je navržena indukční jednotka DID632 v rozměrech 1800x1200x598 mm s hrdlem přívodního vzduchu. Funkce indukční jednotky je blíže popsána ve stati *Návrh indukčních jednotek v zasedacích místnostech*. Indukční jednotky v openspace prostorech jsou 1800x1800x598 mm. Ve všech indukčních jednotkách je užito trysek typu Z. Indukční jednotky kryjí také tepelné ztráty v zimním období.

Ve spolupráci s projektantem vytápění reálného projektu byla zjištěna velikost tepelných ztrát. Dále bylo rozhodnuto, že tepelnou ztrátu jednotlivých zón budou kryt pouze indukční jednotky přilehlé k obvodovému zdivu. Hygienické minimum čerstvého vzduchu na osobu bylo stanoveno na 36 m³/hod dle [4]. Je nutné si však uvědomit, že chladicí výkon indukčních jednotek je přímo závislý na množství čerstvého vzduchu. Z tohoto důvodu bylo množství čerstvého vzduchu na jednu osobu uměle navýšeno.

Návrh vzduchotechnického potrubí byl navržen dle [6] metodou rychlostí. Rychlost čerstvého vzduchu směrem od vzduchotechnické jednotky klesá. V prostoru budovy bylo navrženo jak čtyřhranné potrubí tak spiro potrubí. Před každou indukční jednotkou je část potrubí z ohebné hadice. Vodorovné potrubí je vedeno v podhledech, svislé je vedeno v šachtě. Na každém patrovém odbočení je umístěna požární klapka a

variabilní regulátor průtoku. Znehodnocený vzduch je částečně odsáván z podhledů a částečně odsáván z hygienického zázemí.

Následně byl proveden návrh vzduchotechnické jednotky a kompresorových chladících zařízení. Všechna tato zařízení budou umístěna v prostoru střechy. Z návrhového softwaru vzduchotechnické jednotky lze vyčíst především výkonové nároky vodního chladiče a ohřívače či teplotní a vlhkostní faktory zpětného získávání tepla. Bylo však účelné provést kontrolní výpočty, které se musí rovnat údajům uvedených v příloze 4. Navržen byl taktéž parní zvlhčovač. Po stanovení všech parametrů vzduchotechniky byly změny stavů vzduchu zaznačeny v h-x diagramech jak pro letní, tak zimní extrémy.

Následně byl proveden výpočet útlumu hluku do vnitřního chráněného prostoru. Taktéž byl navržen tlumič hluku.

Poté byly uvedeny popisy všech hlavních vzduchotechnických zařízení s jejich případnými výkony a příkony. Dále byly uvedeny požadavky na související profese.

19. Seznam příloh

PŘÍLOHA č. 1 – ROZDĚLENÍ OBJEKTU NA ZÓNY

PŘÍLOHA č. 2 – UKÁZKA VÝPOČTU TEPELNÉ ZÁTĚŽE (ZÓNA 1.01)

PŘÍLOHA č. 3 – OZNAČENÍ ÚSEKŮ VZDUCHOTECHNICKÉHO
POTRUBÍ A VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT
POTRUBNÍ SÍTĚ

PŘÍLOHA č. 4 – NÁVRHOVÝ LIST VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY

PŘÍLOHA č. 5 – HODNOTY TEPELNÝCH ZÁTĚŽÍ PRO JEDNOTLIVÉ
ZÓNY A PŘÍSLUŠNÝ ČAS

PŘÍLOHA č. 6 – STANOVENÍ VĚTRACÍHO VZDUCHU GARÁŽÍ

PŘÍLOHA č. 7 – NÁVRH VENTILÁTORŮ

PŘÍLOHA č. 8 – PŮDORYS GARÁŽÍ (1.PP A 2.PP)

PŘÍLOHA č. 9 – ÚTLUM HLUKU

PŘÍLOHA č. 10 – NÁVRH TLUMIČE HLUKU

20. Seznam výkresové dokumentace

VZT 01 - 1. NP A2 1:100

VZT 02 - 2. NP A2 1:100

VZT 03 - 3. NP A2 1:100

VZT 04 - 4. NP A2 1:100

VZT 05 - STŘECHA A2 1:100

VZT 06 - ŘEZY A2 1:100

21. Seznam použité literatury

- [1] **ČSN 73 0548.** *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů.* Praha: Vydavatelství ÚNM, 1985. 32 s.
- [2] **Zmrhal, Vladimír.** *Popis výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor dle ČSN.* [Online] 2015. [Citace: 19.červen 2015.] Dostupné z: http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf
- [3] **Česká republika, Nařízení vlády č. 93,** *kterým se mění nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb.* In Sběrka zákonů, Česká republika 2012, částka 37, s. 5086-5229. ISSN 1211-1244.
- [4] **Zmrhal, Vladimír.** *Technické aspekty navrhování komfortní klimatizace.* [Online] 2015. [Citace: 19.červen 2015.] Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Prednasky/Zmrhal_SOKRA.pdf
- [5] **TROX TECHNIK.** *Stropní indukční výústě.* [Online] 2015. [Citace: 19.červen 2015.] Dostupné z: http://www.trox.cz/cz/service/download_center/nstructure/technical_documents/air_water_systems/leaflets/T2_4_12_DID_632.pdf
- [6] **Zmrhal, Vladimír.** *Návrh potrubní sítě.* [Online] 2015. [Citace: 19.červen 2015.] Dostupné z: http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/04_Navr%20potrubni%20site.pdf
- [7] **Szekyová, Marta; Ferstl, Karol; Nový, Richard.** *Větrání a klimatizace.* 1. České vyd. Bratislava; JAGA GROUP, 2006. 359 s. ISBN 80-8076-037-3
- [8] **ASHRAE** *ASHRAE Handbook Fundamentals 2001.* Atlanta , 2001. 359 s. ISBN-1-883413-87-7
- [9] **Drkal, František; Lain, Miloš; Schwarzer, Jan; Zmrhal, Vladimír.** *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika.* Praha; Evropský sociální fond, 2009. 139 s.
- [10] **Společnost pro techniku prostředí.** *Výpočet provozního větrání garáží dle ČSN 73 6058.*[Online] 2015. [Citace: 19. Červen 2015.] Dostupné z: <http://www.stpcr.cz/?page=cz,osl>
- [11] **Česká republika, Nařízení vlády č. 272,** *o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací* In Sběrka zákonů, Česká republika 2011, částka 97, s. 5086-29. ISSN 1211-1234.
- [12] **Zmrhal, Vladimír.** *Šíření hluku v potrubní síti.* [Online] 2015. [Citace: 19.červen 2015.] Dostupné z: http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/05_Sireni%20hluku%20potrubni%20siti.pdf
- [13] **Nový, Richard.** *Hluk a chvění.* Praha; Nakladatelství ČVUT, 2009. 400 s. ISBN 978-80-01-04347-9