

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ**

**KLIMATIZACE HOTELOVÉHO OBJEKTU  
DIPLOMOVÁ PRÁCE**



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Johánek** Jméno: **Marek** Osobní číslo: **408882**  
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**  
 Studijní program: **Strojní inženýrství**  
 Studijní obor: **Technika životního prostředí**

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Klimatizace hotelového objektu**

Název diplomové práce anglicky:

**Air-Conditioning of a Hotel Building**

Pokyny pro vypracování:

Výpočet tepelné zátěže, tepelných ztrát, průtoku vzduchu. Návrh větracího a klimatizačního systému, dimenzování prvků zařízení, vzduchovodů, distribučních prvků. Funkční schéma automatické regulace. Dokumentace na úrovni ke stavebnímu řízení s podrobnějším řešením vybraných částí.

Seznam doporučené literatury:

1) SCHRAMEK, E.R. Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München: Oldenburg Industrieverlag, 2009. ISBN 978-3-8356-3134-2. 2) ASHRAE Handbook 2012 HVAC Systems and Equipment. Atlanta: ASHRAE, Inc., 2012. ISBN 978-1-936504-26-8. 3) DRKAL, F.; ZMRHAL, V. Větrání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2013. ISBN 978-80-01-05181-8 4) DRKAL, F.; LAIN, M.; ZMRHAL, V. Klimatizace. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2015. ISBN 978-80-01-05652-3. 5) KOLEKTIV AUTORŮ. Chladicí technika: Sborník SCHKT. Praha 2011.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**prof. Ing. František Drkal, CSc., ústav techniky prostředí FS**

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

**Ing. Jan Schwarzer, Ph.D., autorizovaný inženýr**

Datum zadání diplomové práce: **24.04.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **24.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce:

prof. Ing. František Drkal, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) konzultanty

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis (Marek)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

24. 4. 2019  
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## **SOUHRN**

Předmětem této diplomové práce je analýza a návrh klimatizačních systémů. Popsání stávajícího klimatizačního systému a použití vhodného nového klimatizačního systému pro část budovy hotelového objektu. Dokumentace je na úrovni ke stavebnímu řízení s podrobnějším řešením vybraných částí.

## **SUMMARY**

The purpose of this diploma thesis is analysis and design of the air conditioning systems. Describing the original air conditioning system and using appropriate new air conditioning system for part of the hotel building. This thesis is on the level for building permit with more detailed solution of selected parts.

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

V Praze dne 13. května 2019

Marek Johánek

## **Poděkování**

Děkuji prof. Ing. Františku Drkalovi, Csc. a Ing. Janu Schwarzerovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále děkuji rodině za podporu během studia na univerzitě.

# 1 Obsah

1	Obsah.....	6
	Seznam použitých veličin .....	8
	Seznam použitých indexů.....	9
2	Úvod.....	10
3	Popis současného stavu .....	11
4	Výpočet tepelné zátěže .....	16
4.1	Hodnoty pro výpočet tepelné zátěže.....	16
4.2	Příklad pro výpočet vnější tepelné zátěže .....	16
4.2.1	Výpočet polohy slunce: .....	16
4.2.2	Intenzita sluneční radiace .....	18
4.2.3	Intenzita sluneční radiace procházející standardním zasklením.....	20
4.2.4	Výpočet teploty venkovního vzduchu .....	20
4.2.5	Tepelná zátěž okny .....	21
4.3	Vnitřní tepelná zátěž .....	24
4.4	Vnější tepelná zátěž.....	25
5	Návrh klimatizačního systému .....	30
5.1	Variety řešení .....	30
5.1.1	Kopie původního návrhu .....	30
5.1.2	Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory (Fan-coil) .....	30
5.1.3	Vzduchový jednokanálový jednozónový systém .....	32
5.1.4	Vzduchový dvoukanálový vícezónový systém.....	34
5.1.5	Vzduchový jednokanálový vícezónový systém s proměnným průtokem vzduchu (VAV) .....	34
6	Vybrané řešení.....	36
6.1	Výpočet průtoku přiváděného vzduchu.....	36

---

6.2	Návrh klimatizačních jednotek.....	40
6.3	Navlhčení od lidí .....	41
6.4	Návrh výkonu chladiče vzduchu .....	41
6.5	Návrh výkonu ohřívače vzduchu.....	44
7	Návrh potrubní sítě.....	49
7.1	Dimenzování potrubní sítě .....	49
7.2	Distribuční prvky.....	50
7.3	Regulace .....	51
8	Závěr.....	53
9	Literatura .....	54
10	Přílohy .....	55
	Seznam příloh na CD .....	55

## Seznam použitých veličin

$U$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\dot{M}$	hmotnostní průtok	[kg/h]
$\dot{Q}$	tepelný tok, výkon	[W]
$\dot{V}$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> /h]
$c$	měrná tepelná kapacita	[J/kg.K]
$S$	plocha	[m <sup>2</sup> ]
$s$	stínící součinitel	[-]
$h$	entalpie	[kJ/kg]
$l$	měrné skupenské teplo vypařování	[J/kg]
$x$	měrná vlhkost	[g/kg]
$\Delta$	rozdíl	[-]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$I_0$	sluneční konstanta	[W/m <sup>2</sup> ]
$p$	tlak	[Pa]
$t$	teplota	[°C]
$\varphi$	relativní vlhkost	[%]
	teplotní účinnost ZZT	[%]



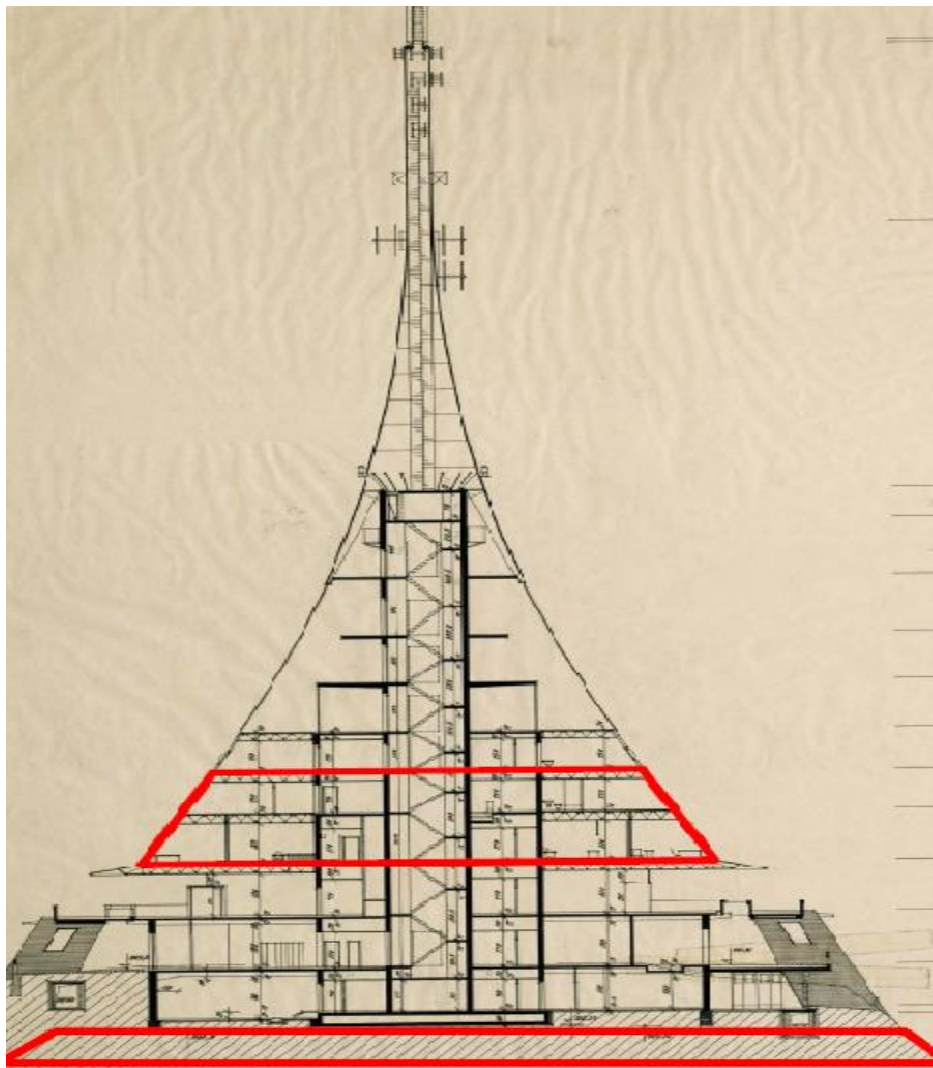
## Seznam použitých indexů

i	vnitřní
st	stěnou
e	venkovní
ch	chladiče
oh	ohříváče
pz	parního zvlhčovače
p	přiváděné
s	prostup stěnou konvekcí
ok	prostup oknem konvekcí
or	prostup oknem radiací
z	celková tepelná zátěž
os	osluněný povrch okna
zzt	zpětné získávání tepla
D	přímá sluneční radiace
DS	přímá sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu
d	difuzní sluneční radiace
c	celková sluneční radiace
r	rovnocenná sluneční
př	přívod
od	odvod

## 2 Úvod

Tato diplomová práce se týká části hotelového objektu vysílače. Cílem této práce je analýza jednotlivých klimatizačních systémů a vyhodnocení, zda je daný klimatizační systém vhodný pro hotelový objekt. Klimatizační systém bude navržen tak, aby byl schopný v létě odvést tepelnou zátěž objektu. Otopná soustava objektu je vyhovující a nebude předmětem řešení, tudíž budu řešit pouze letní provoz klimatizace.

Dle § 3 písm. n) vyhlášky č. 137/1998 Sb., o obecných technických požadavcích na výstavbu je hotel pobytový prostor, a proto je nutné při návrhu klimatizačních systémů dodržet legislativní předpisy, které jsou při projektování právně závazné, popřípadě normativní požadavky platné pro pobytové prostory.



Obr. 2.1 Řez vysílače a vymezení hotelové části a strojovny

### 3 Popis současného stavu

Venkovní konstrukce se skládá z tenkovrstvé omítky, dřevotřísky, fólie, PUR izolace a hliníkového plechu.

VZT zařízení byla osazena teplovodním výměníkem vzduch-voda a filtrací. Původní návrh uvažoval s nasáváním venkovního větracího vzduchu vzduchotechnickým kanálem. Pro snížení energetické náročnosti byla jednotlivá zařízení pro přívod a odvod vzduchu propojena by-passem, umožňující cirkulaci vzduchu.

V současné době je stav vzduchotechnického zařízení, vlivem zanedbané údržby a nevhodnému přístupu, zcela nevyhovující a hygienicky závadný.

Tím, že v zimním období nebylo možno využívat oběhového vzduchu, ale pouze venkovního, zvýšila se energetická náročnost na ohřev větracího vzduchu. Z toho důvodu:

- v zimním období jsou uzavírány otvory pro přívod venkovního vzduchu,
- bylo provedeno odstavení přívodu otopné vody do teplovodních výměníků.

V současné době je v zimním a přechodovém období nasáván větrací vzduch z prostoru technické místnosti. Místnost je v trvalém podtlaku a vzduch je nasáván z okolních místností netěsnostmi (infiltrací).

Veškeré nečistoty z technické místnosti a okolních prostorů se nasávají do vzduchotechnických jednotek a přivádí do obytných či jinak užívaných prostor. Navíc, v době místního šetření byl v technické místnosti nalezen uhynulý hlodavec.

Dalším problémem je historicky zanedbaná údržba filtrů. V současné době je filtrace zcela odstraněna a dochází k silnému zanášení teplovodních lamelových výměníků.



*Obr. 3.2 Nefunkční rozvody otopné vody*



*Obr. 3.3 Zanesený teplovodní výměník (chybějící filtrace)*

V rámci rekonstrukce objektu je třeba uvažovat s kompletní výměnou všech vzduchotechnických zařízení.



*Obr. 3.4 Sání vzduchu z technické místnosti (zakrytý přívod venkovního vzduchu)*

Přívod vzduchu do hotelových pokojů ve 3.NP a prostoru ubytovny ve 4.NP je proveden designovanými talířovými stropními ventily.

Odvod znehodnoceného vzduchu z jednotlivých pokojů je řešen:

- talířovými ventily,
- částečně i z WC a koupelen stropními či stěnovými mřížkami.





*Obr. 3.5 Talířové stropní ventily*

Rozvody vzduchu jsou vedeny v pozinkovaném hranatém potrubí v podhledu.

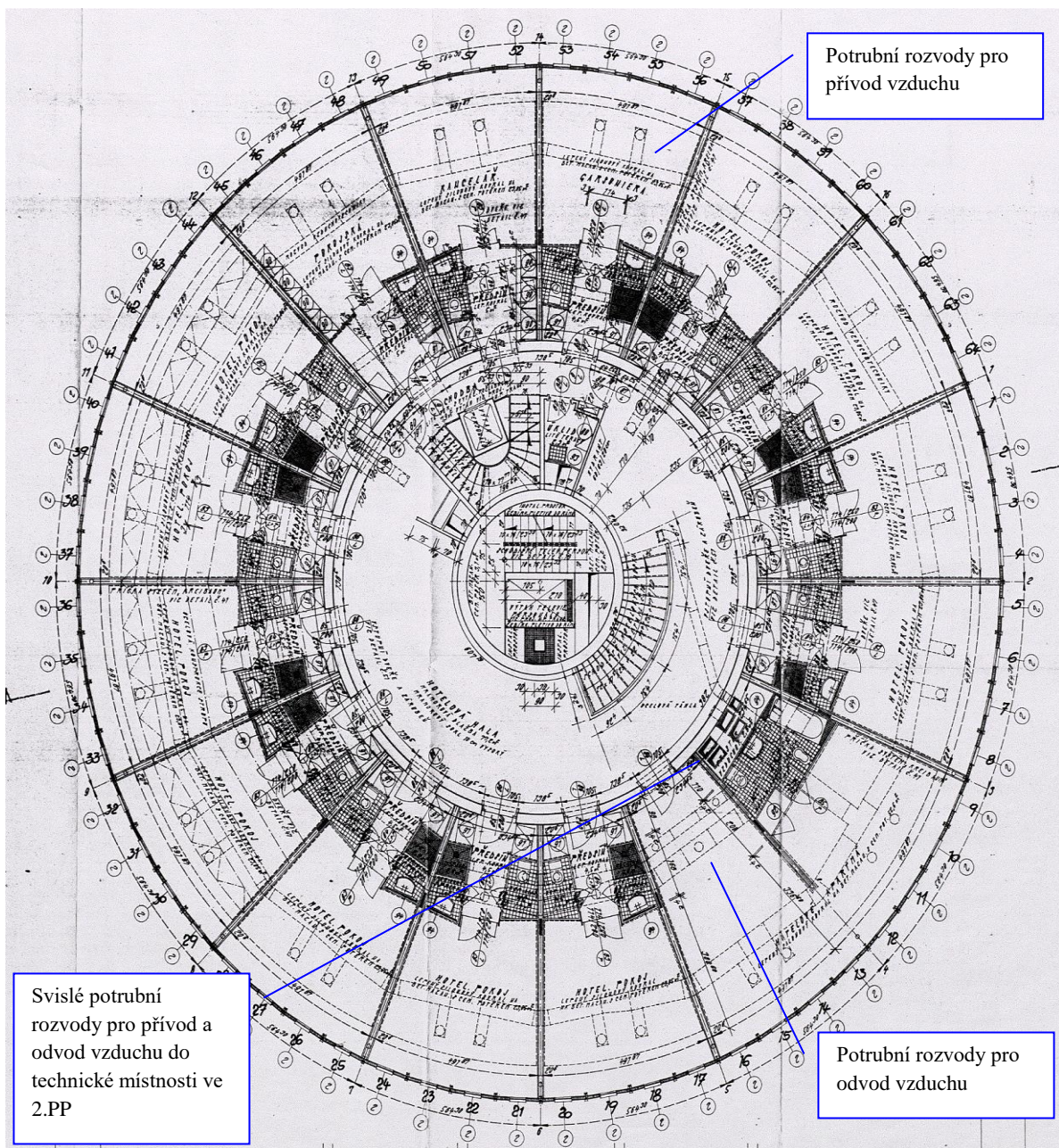


*Obr. 3.7 Vnitřní betonový kanál pro centrální přívod vzduchu*

K jednotlivým vzduchotechnickým zařízením jsou umístěny horizontální otvory.

V případě rekonstrukce je třeba nové vzduchotechnické jednotky situovat nad současné otvory pro přívod vzduchu.

Zásah do původní betonové konstrukce není možný.



Obr. 3.6 Půdorys 3. NP s vyznačenými potrubními rozvody

## 4 Výpočet tepelné zátěže

Podle normy ČSN 73 0548 – výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor [1] byla vypočtena tepelná zátěž od osob, sluneční radiace a zátěž z rozdílných teplot vzduchu vnějšího a vnitřního prostředí. Pro výpočet tepelné zátěže byl zvolen měsíc červenec. Ve výpočtu řeším pouze hotelové pokoje, což je třetí a čtvrté nadzemní podlaží. Soubor s podrobným výpočtem tepelných zisků vytvořený v programu Microsoft Excel bude nahrán na CD přiložené k diplomové práci.

### 4.1 Hodnoty pro výpočet tepelné zátěže

$t_i = 26 \text{ °C}$  ..... vnitřní výpočtová teplota pro léto

#### Parametry konstrukce budovy:

$U_{st} = 0,4 \text{ [W/ m}^2 \cdot \text{K]}$  ..... součinitel prostupu tepla obvodovou stěnou

$U_{ok} = 1,2 \text{ [W/ m}^2 \cdot \text{K]}$  ..... součinitel prostupu tepla oknem

$d_{st} = 0,125 \text{ [m]}$  ..... tloušťka obvodové stěny

$s = 0,7 \text{ [-]}$  ..... stínící součinitel oken

Rozměry stěn a oken byly odměřeny v programu AutoCAD.

### 4.2 Příklad pro výpočet vnější tepelné zátěže

Výpočet vnější tepelné zátěže pro konkrétní hodnoty si ukážeme pro hotelový pokoj č. 4.13, který je orientovaný na západ. Maximum tepelné zátěže pro tento pokoj v červenci je v 15 hodin. Jedná se o dvoulůžkový pokoj s dvěma stejnými průsvitnými plochami.

#### 4.2.1 Výpočet polohy slunce:

##### Sluneční deklinace $\delta$ :

Je zeměpisná šířka, kde je v daný den ve dvanáct hodin v poledne slunce kolmo nad obzorem.  
[2]

$$\delta = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot M) = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot M) = 20,4 \text{ °} \quad (4.1)$$



kde

M je číslo měsíce [1-12].

Tab. 4 - 1 Sluneční deklinace v jednotlivých měsících (vždy k 21. dnu v měsíci) [2]

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
$\delta$ [°]	0,0	11,8	20,4	23,5	20,4	11,8	0,0	-11,8

### Výška slunce nad obzorem h:

Určuje se v ČR pro 50 ° severní šířky,

$$\sin h = 0,766 \sin \delta - 0,643 \cos \delta \cdot \cos (15 \tau) \quad (4.2)$$

$$h = \arcsin . [0,766 \sin 20,4 - 0,643 \cos 20,4 \cdot \cos (15 \cdot 15)] = 43,8 ^\circ,$$

kde

$\tau$  je sluneční čas [h],

$\delta$  je sluneční deklinace pro daný měsíc [°].

### Sluneční azimut a:

Určuje se od směru sever po směru otáčení hodinových ručiček. [2]

$$\sin a = \frac{\sin(15 \tau) \cdot \cos \delta}{\cos h} \quad (4.3)$$

$$a = \arcsin . \left[ \frac{\sin(15 \cdot 15) \cdot \cos 20,4}{\cos 43,8} \right] = 246,8 ^\circ,$$

kde

$\tau$  je sluneční čas [h],

h je výška slunce nad obzorem [°],

$\delta$  je sluneční deklinace pro daný měsíc [°].

**Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků  $\theta$ :**

$$\cos \theta = \sin h \cdot \cos \alpha + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\alpha - \gamma) \quad (4.4)$$

$$\theta = \arccos . [\sin 43,8 \cdot \cos 62 + \cos 43,8 \cdot \sin 62 \cdot \cos(246,8 - 270)] = 24,4^\circ,$$

kde

$\alpha$  je úhel stěny s vodorovnou rovinou, vzatý na straně odvrácené od slunce [ $^\circ$ ],

$\gamma$  je azimutový úhel normály stěny, vzatý od směru sever po směru otáčení hodinových ručiček [ $^\circ$ ],

Tab. 4 - 2 Hodnoty azimutu stěny  $\gamma$  pro jednotlivé světové strany [2]

Světová strana	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SZ
$\gamma$ [ $^\circ$ ]	0	45	90	135	180	225	270	315

#### 4.2.2 Intenzita sluneční radiace

Intenzitu sluneční radiace určuje poloha slunce k danému místu na zeměkouli. Sluneční radiace se dělí na přímou a nepřímou (difúzní). [2]

**Intenzita přímé sluneční radiace  $I_D$ :**

$$I_D = I_0 \cdot \exp [-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}], \quad (4.5)$$

$$I_D = 1350 \cdot \exp [-0,097 \cdot 5 \cdot (\sin 43,8)^{-0,8}] = 704 \text{ W/m}^2,$$

kde

$I_0$  je sluneční konstanta ...  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$ ,

$z$  je součinitel znečištění atmosféry pro daný měsíc [-],

$h$  je výška slunce nad obzorem [ $^\circ$ ],

Tab. 4 - 3 Součinitel znečištění atmosféry v jednotlivých měsících [2]

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
z [°]	3	4	4	5	5	4	4	3

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

$$I_{DS} = I_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] \cdot \cos \theta, \quad (4.6)$$

$$I_{DS} = 1350 \cdot \exp[-0,097 \cdot 5 \cdot (\sin 43,8)^{-0,8}] \cdot \cos 24,4 = 641 \text{ W/m}^2,$$

kde

$I_0$  je sluneční konstanta ...  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$ ,

z je součinitel znečištění atmosféry pro daný měsíc [-],

h je výška slunce nad obzorem [°],

$\theta$  je úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [°].

**Intenzita difuzní sluneční radiace:**

$$I_d = \left[ I_0 - I_D - (1080 - 1,4 \cdot I_D) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sin h}{3}, \quad (4.7)$$

$$I_d = \left[ 1350 - 704 - (1080 - 1,4 \cdot 704) \cdot \sin^2 \frac{62}{2} \right] \cdot \frac{\sin 43,8}{3} = 144 \text{ W/m}^2,$$

kde

$I_0$  je sluneční konstanta ...  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$ ,

$I_D$  je intenzita přímé sluneční radiace  $[\text{W/m}^2]$ ,

$\alpha$  je úhel stěny s vodorovnou rovinou, vzatý na straně odvrácené od slunce [°],

h je výška slunce nad obzorem [°].

**Intenzita celkové sluneční radiace:**

$$I_C = I_{DS} + I_d = 641 + 144 = 785 \text{ W/m}^2, \quad (4.8)$$

kde

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

$I_d$  je intenzita difuzní sluneční radiace [ $W/m^2$ ].

#### 4.2.3 Intenzita sluneční radiace procházející standardním zasklením

**Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace  $T_D$  standardním sklem:**

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100}\right)^5 = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{24,4}{100}\right)^5 = 0,87, \quad (4.9)$$

kde

$\theta$  je úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [ $^\circ$ ].

**Celková propustnost difuzní sluneční radiace  $T_d$  standardním sklem:**

$$T_d = 0,85$$

**Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením:**

$$I_{0C} = I_{DS}T_D + I_dT_d = 641 \cdot 0,87 + 143 \cdot 0,85 = 679 \text{ W/m}^2, \quad (4.10)$$

kde

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

$I_d$  je intenzita difuzní sluneční radiace [ $W/m^2$ ].

$T_D$  je celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem [-],

$T_d$  je celková propustnost difuzní sluneční radiace standardním sklem [-].

#### 4.2.4 Výpočet teploty venkovního vzduchu

$$t_e = t_{emax} - A \cdot [1 - \sin(15\tau - 135)], \quad (4.11)$$

$$t_e = 30 - 7 \cdot [1 - \sin(15 \cdot 15 - 135)] = 30 \text{ }^\circ\text{C},$$

kde

$A$  je amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu,  $A = 7$  [K],

$t_{\text{max}}$  je maxiální teplota v příslušném měsíci [°C],

$\tau$  je sluneční čas [h].

Tab. 4 - 4 Doporučované maximální teploty vzduchu v jednotlivých měsících [2]

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
$t_{\text{max}}$ [°C]	19,0	22,0	26,5	28,5	30,0	30,0	27,5	23,5

#### 4.2.5 Tepelná zátěž okny

**Prostup tepla oknem konvekcí:**

$$\dot{Q}_{ok} = U_{ok} S_o \cdot (t_e - t_i) = 1,2 \cdot 4 \cdot 0,352 \cdot (30 - 26) = 7 \text{ W}, \quad (4.12)$$

kde

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

$S_o$  je plocha okna [ $\text{m}^2$ ],

$t_e$  je venkovní výpočtová teplota vzduchu v létě [°C],

$t_i$  je vnitřní výpočtová teplota vzduchu v létě [°C].

**Prostup tepla oknem radiací:**

Osluněný povrch okna

$$e_1 = e_2 = 0$$

$$S_{os} = [L - (e_1 - f)] \cdot [H - (e_2 - g)], \quad (4.13)$$

$$S_{os} = [0,44 - (0 - 0)] \cdot [0,8 - (0 - 0)] = 0,352 \text{ m}^2,$$

kde

$L$  je šířka zasklené části okna [m].

$H$  je výška zasklené části okna [m].

$f$  je odstup vodorovné části okna od slunolamů [m].

$g$  je odstup svíslé části okna od slunolamů [m].

$e_1, e_2$  jsou délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů [m].

U oken neuvažujeme s žádnými slunolamami, proto se plocha okna rovná osluněné ploše okna ( $S_o = S_{os}$ )

$$\dot{Q}_{or} = [S_{os} \cdot I_{0C} \cdot c_0 + (S_o - S_{os}) \cdot I_{0d}] \cdot s \cdot n_0, \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{or} = [0,352 \cdot 679 \cdot 0,85 + 0 \cdot 122] \cdot 0,7 \cdot 4 = 569 \text{ W},$$

kde

$S_{os}$  je osluněný povrch okna [m<sup>2</sup>].

$I_{0C}$  je celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m<sup>2</sup>].

$I_{0d}$  je intenzita difuzní sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m<sup>2</sup>].

$n_0$  je počet oken [-].

$s$  je stínící součinitel [-].

$c_0$  je korekce na čistotu atmosféry [-].

Tab. 4 - 5 Korekce na čistotu atmosféry  $c_0$  [2]

oblast	venkovská	průmyslová
$C_0$ [-]	1,15	0,85

Snížení tepelných zisků od oslunění jsou zanedbatelné. Korekci na čistotu atmosféry volím 0,85 z důvodu nižší tepelné zátěže.

### Tepelné zisky stěnami:

Stěny vystavené účinku slunečního záření vykazují na osluněné straně vysoké povrchové teploty. [2]

Rovnocennou sluneční teplotu venkovního vzduchu stanovíme podle vztahu:

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon I_C}{\alpha_e} = 30 + \frac{0,7 \cdot 785}{15} = 66,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.14)$$

Podle tloušťky obvodové stěny  $d_{st} = 0,125$  m jsou všechny stěny uvažovány jako středně těžké, takže musíme respektovat ovlivnění prostupu tepla kolísáním teplot. Tepelný tok se určuje podle vztahu:

$$\dot{Q}_s = U_{st} \cdot S_{st} \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})], \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_s = 0,4 \cdot 12,3 \cdot [(33,6 - 26) + 0,73 \cdot (66,6 - 33,6)] = 156 \text{ W},$$

kde

$t_{rm}$  je průměrná rovnícná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin [ $^\circ\text{C}$ ],

$t_r$  je rovnícná sluneční teplota venkovního vzduchu [ $^\circ\text{C}$ ],

$t_{r\psi}$  je rovnícná sluneční teplota v době o  $\Psi$  dřívější [ $^\circ\text{C}$ ],

$m$  je součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou [-].

Pro součinitel teplotního kolísání  $m$  platí tento vztah:

$$m = \frac{1+7,6 \cdot d_{st}}{2500^{d_{st}}} = \frac{1+7,6 \cdot 0,125}{2500^{0,125}} = 0,73, \quad (4.16)$$

kde

$d_{st}$  je tloušťka obvodové stěny [m].

**Celková vnější tepelná zátěž:**

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{ok} + \dot{Q}_{or} + \dot{Q}_s = 7 + 569 + 156 = 732 \text{ W}, \quad (4.17)$$

kde

$\dot{Q}_{ok}$  je tepelná zátěž prostupem tepla oknem – konvekcí [W],

$\dot{Q}_{or}$  je tepelná zátěž prostupem tepla oknem – radiací [W],

$\dot{Q}_s$  je tepelná zátěž prostupem stěnou – konvekcí [W].

Byla stanovena celková vnější tepelná zátěž pro pokoj č. 4.13, orientovaný na západ, která činí 732 W.

### 4.3 Vnitřní tepelná zátěž

Zátěže od technologií a osvětlení jsou téměř zanedbatelné, proto budeme počítat s vnitřními zisky pouze od osob.

Tab. 4 - 1 Vnitřní tepelná zátěž

č. m.	počet osob	zisky (W)
3,1	2	124
3,2	2	124
3,3	2	124
3,4	2	124
3,5	2	124
3,6	2	124
3,7	2	124
3,8	2	124
3,9	2	124
3,10	2	124
3,11	2	124
3,12	2	124
3,13	2	124
3,14	2	124
3,15	2	124
3,16	2	124
4,1	2	124
4,2	2	124
4,3	2	124
4,4	2	124
4,5	2	124
4,6	2	124
4,7	2	124
4,8	2	124
4,9	2	124
4,10	2	124
4,11	2	124
4,12	2	124
4,13	2	124
4,14	2	124
4,15	2	124
4,16	2	124
Celkem (W)		<b>3968</b>



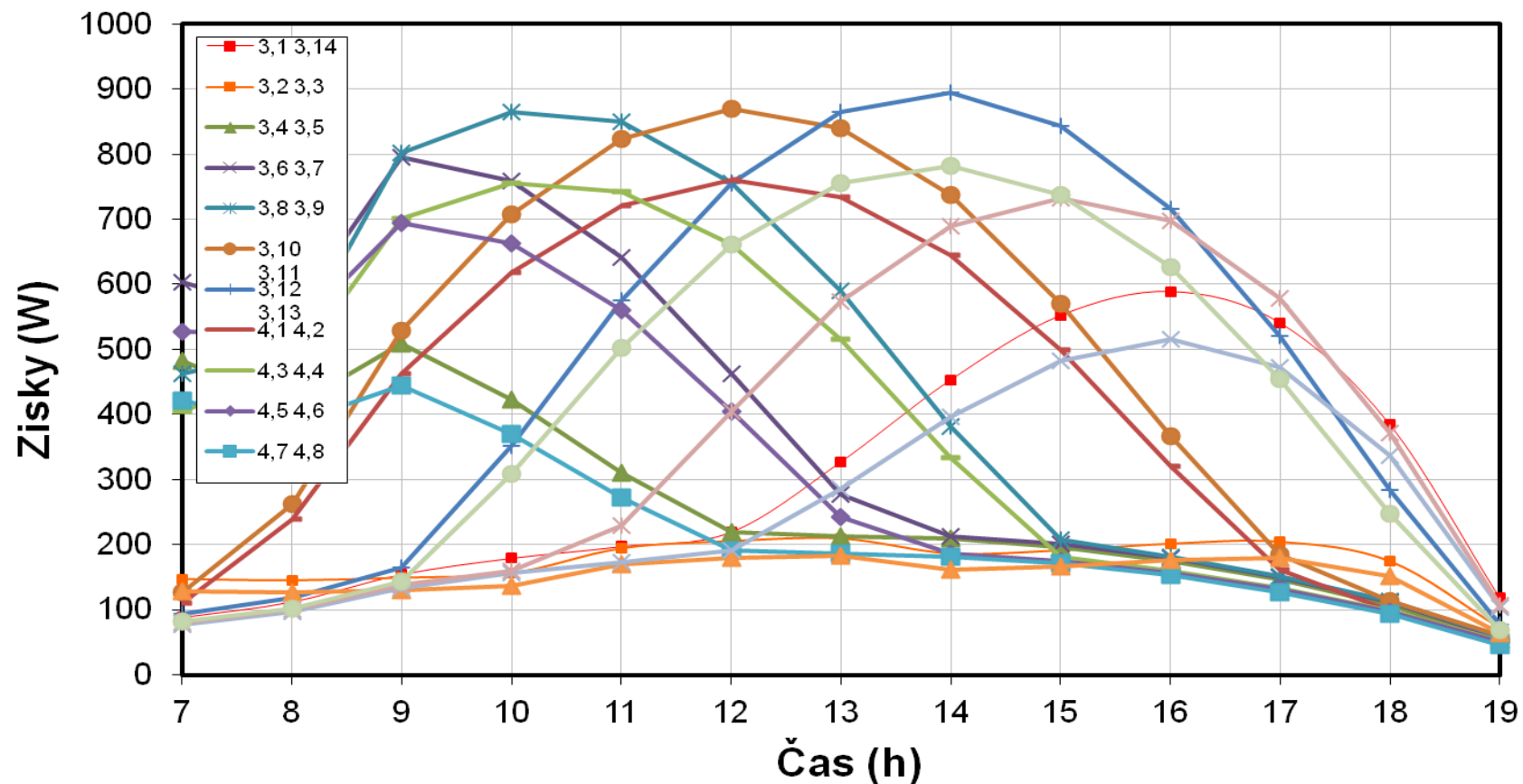
#### 4.4 Vnější tepelná zátěž

Tab. 4 - 2 Celková tepelná zátěž jednotlivých pokojů

č. m.	7h	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	19h
3,1	212	236	278	303	321	343	451	577	676	713	665	509	243
3,2	271	269	273	280	318	329	333	310	315	325	328	298	196
3,3	271	269	273	280	318	329	333	310	315	325	328	298	196
3,4	607	536	633	547	435	343	337	333	320	299	270	230	177
3,5	607	536	633	547	435	343	337	333	320	299	270	230	177
3,6	728	680	920	883	765	586	401	337	325	304	274	235	181
3,7	728	680	920	883	765	586	401	337	325	304	274	235	181
3,8	587	625	926	989	974	880	714	506	331	306	276	237	183
3,9	587	625	926	989	974	880	714	506	331	306	276	237	183
3,10	250	386	652	831	948	993	964	861	695	490	308	237	184
3,11	250	386	652	831	948	993	964	861	695	490	308	237	184
3,12	218	243	289	476	699	879	989	1019	968	840	645	408	201
3,13	218	243	289	476	699	879	989	1019	968	840	645	408	201
3,14	216	241	282	307	386	586	781	913	962	921	785	550	245
3,15	216	241	282	307	386	586	781	913	962	921	785	550	245
3,16	212	236	278	303	321	343	451	577	676	713	665	509	243
4,1	234	364	586	742	844	884	858	768	623	444	285	223	176
4,2	234	364	586	742	844	884	858	768	623	444	285	223	176
4,3	528	595	825	880	866	785	640	458	305	283	257	222	176
4,4	528	595	825	880	866	785	640	458	305	283	257	222	176
4,5	651	649	819	787	684	528	366	310	299	281	255	221	174
4,6	651	649	819	787	684	528	366	310	299	281	255	221	174
4,7	546	510	569	494	396	315	310	306	296	277	251	217	170
4,8	546	510	569	494	396	315	310	306	296	277	251	217	170
4,9	252	251	254	260	293	303	307	286	291	300	303	276	187
4,10	252	251	254	260	293	303	307	286	291	300	303	276	187
4,11	201	221	258	280	297	315	410	520	606	639	597	461	228

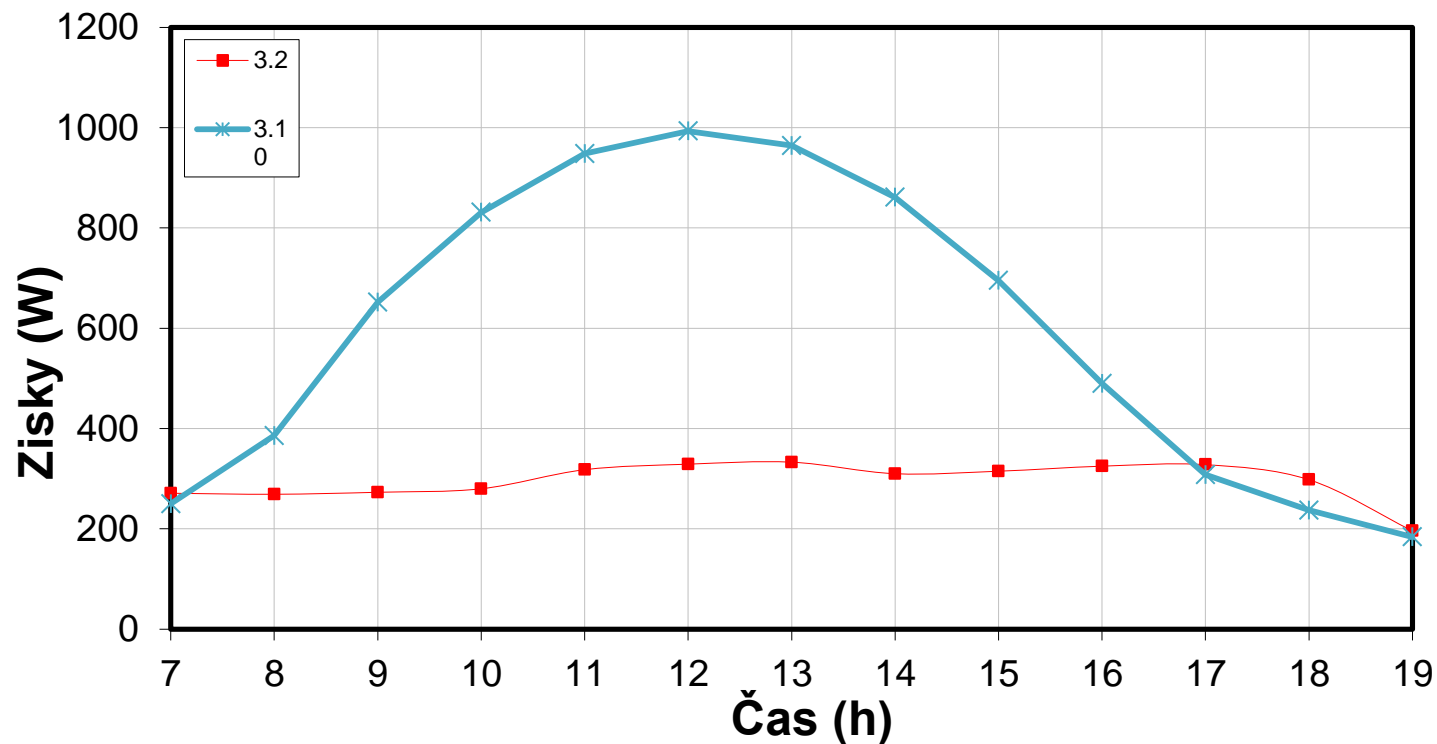
4,12	201	221	258	280	297	315	410	520	606	639	597	461	228
4,13	204	224	262	284	353	528	698	813	856	821	702	496	230
4,14	204	224	262	284	353	528	698	813	856	821	702	496	230
4,15	206	226	268	432	626	785	880	906	862	750	579	372	192
4,16	206	226	268	432	626	785	880	906	862	750	579	372	192
Celkem (W)	11822	12512	16188	17550	18410	18764	18878	18446	17460	15986	13560	10384	6286

Maximální tepelná zátěž byla stanovena v červenci ve 13 hodin a činí 18 878 W. Výpočet byl proveden v souboru EXCEL, přiloženého v CD. Hotelové pokoje během dne odvádí jinou tepelnou zátěž, ikdyž mají stejné dispozice, protože pokoje jsou orientovány na rozdílné světové strany.



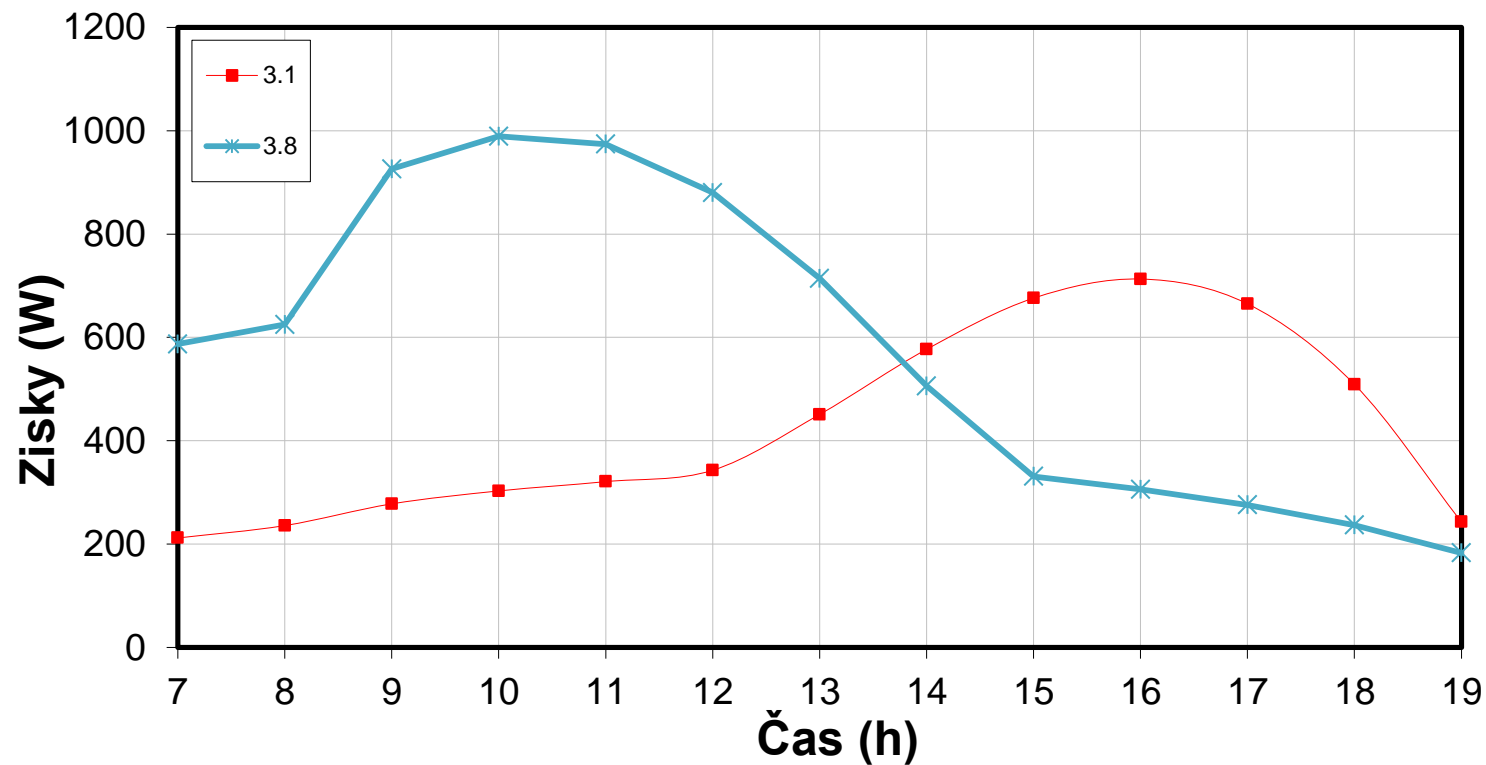
Graf 4 - 1 Závislost vnější tepelné zátěže na čase pro všechny místnosti

V grafu vidíme závislost vnější tepelné zátěže v jednotlivých hodinách v červenci pro všechny místnosti. Z grafu je patrné, že každá místnost má nejvyšší tepelnou zátěž v jinou hodinu podle orientace na světovou stranu.



Graf 4 – 2 Závislost vnější tepelné zátěže na čase pro místnosti 3.2 a 3.10

Graf ukazuje závislost vnější tepelné zátěže místností 3.2 a 3.10 na čase. Místnost 3.2 je orientovaná na sever a místnost 3.10 je orientovaná na jih. Z toho důvodu je vnější tepelná zátěž pro obě místnosti velmi rozdílná. Zatímco pokoj 3.10 má nejvyšší tepelnou zátěž v poledne (kdy na něj dopadají přímé sluneční paprsky), takže v tuto dobu ho musíme nejvíce větrat, tak pokoj 3.2 má podle grafu tepelnou zátěž téměř konstantní.



Graf 4 – 1 Závislost vnější tepelné zátěže na čase pro místnosti 3.1 a 3.8

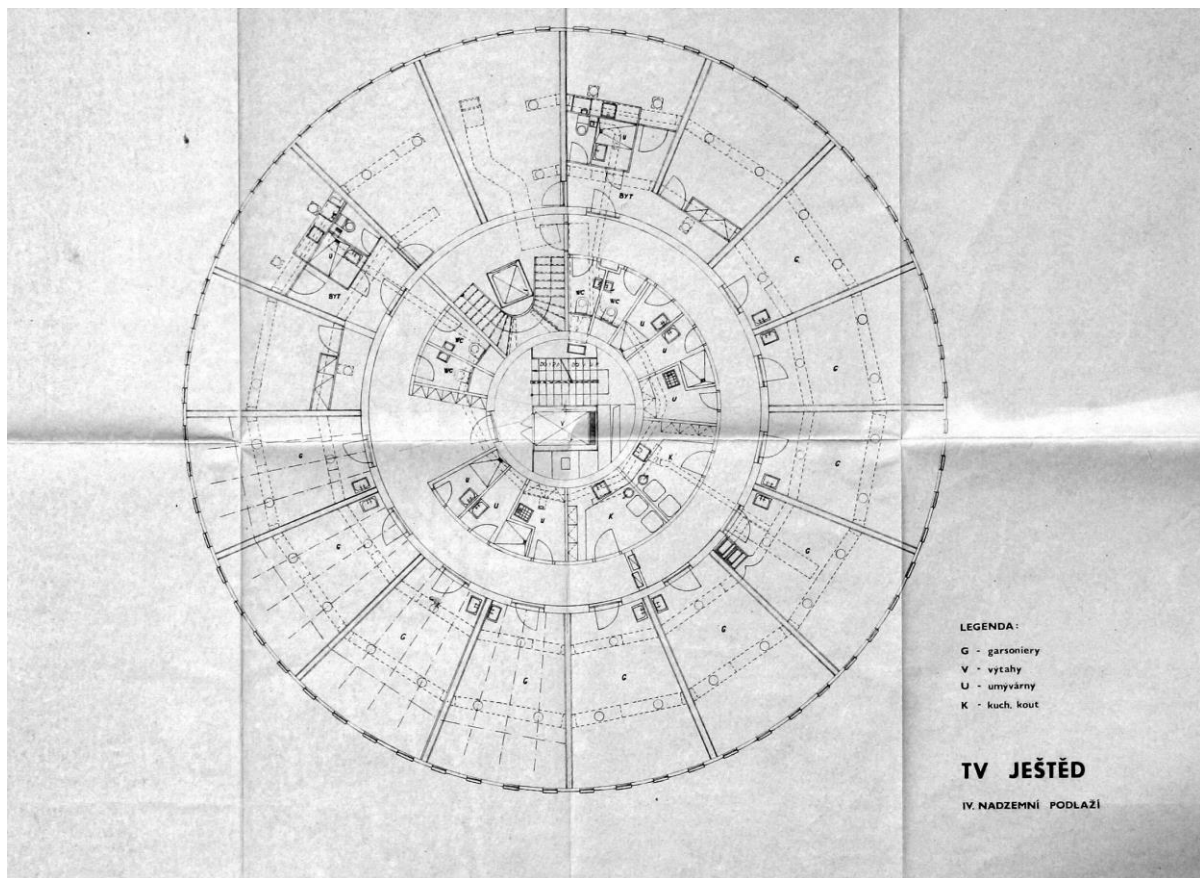
Graf ukazuje závislost vnější tepelné zátěže místností 3.1 a 3.8 na čase. Místnost 3.1 je orientovaná na severozápad a místnost 3.8 je orientovaná na jihovýchod. Z grafu vidíme, že pokoj 3.1 musíme nejvíce větrat v 16 hodin a pokoj 3.8 musíme nejvíce větrat v 10 hodin při jejich nejvyšší tepelné zátěži.

## 5 Návrh klimatizačního systému

V této kapitole bude provedena analýza jednotlivých klimatizačních systémů a návrh nového systému, který bude vhodný pro řešený hotelový objekt.

### 5.1 Varianty řešení

#### 5.1.1 Kopie původního návrhu



Obr. 5.1 Původní řešení vedení rozvodů vzduchotechniky – 4. NP

#### 5.1.2 Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory (Fan-coil)

Vodní vícezónový systém s ventilátorovými konvektory se používá pro komfortní klimatizaci objektů s místnostmi, u kterých se předpokládají odlišné (nikoliv však podstatné) požadavky na stav upravovaného vzduchu; převážně je to v kancelářských a hotelových objektech.

Systém tvoří dvě samostatná, nezávislá zařízení. Venkovní čerstvý vzduch o průtoku podle hygienických požadavků pro osoby, se upravuje vzduchovým jednonálovým klimatizačním zařízením, které dodává vzduch o stejných parametrech do všech místností v budově. Podle

velikosti objektu může být těchto zařízení více. Upravený venkovní vzduch v ústřední klimatizační jednotce se přivádí do klimatizovaných místností přes vnitřní klimatizační jednotky – ventilátorové konvektory (kde se směšuje se vzduchem oběhovým), nebo ústí do místností samostatnými vyústkami. Teplota přiváděného venkovního vzduchu se volí zpravidla blízká teplotě vnitřního vzduchu v místnostech. Odvod vzduchu je buď přímo z klimatizovaných místností, nebo se vzduch vede přetlakem do chodeb a odsává se přes hygienická zařízení, případně částečně i z chodeb. [7]

K individuální tepelné úpravě vzduchu v místnostech slouží ventilátorové konvektory. Základní prvky ventilátorového konvektoru: směšovací komora venkovního a oběhového vzduchu (pokud se venkovní vzduch přivádí do VK), filtr oběhového vzduchu, ventilátor, výměník pro ohřev a chlazení vzduchu. Na výměníky je napojen rozvod otopné/chlazené vody z centrálních zdrojů tepla/chladu. [7]

Rozvody otopné a chlazené vody mohou být v několika variantách, prakticky se uplatňuje dvoutrubkový nebo čtyřtrubkový rozvod. Dvoutrubkový nepřepínací rozvod slouží pouze k rozvodu chladné vody v létě, v zimě je zařízení mimo provoz (vytápění budovy je zajištěno samostatnou otopnou soustavou). Obvykle se takový systém používá při rekonstrukcích, kdy stávající otopná soustava se doplňuje chlazením objektu pro léto. Dvoutrubkový přepínací systém se provozuje v zimě (na vytápění) s otopnou vodou, v létě s chlazenou vodou. V přechodném období lze místnosti podle potřeby ohřívat, nebo chladit. [7]

Regulace tepelného výkonu ventilátorových konvektorů se provádí kvantitativně u každého konvektoru řízením průtoku otopné nebo chlazené vody podle termostatu v místnosti – u rozsáhlejších sítí trojcestným rozdělovacím ventilem (obtokem výměníku), u malých zařízení škrcením. Ventilátory konvektorů mohou být provozovány zpravidla na dvoje/troje různé otáčky (manuálním ovládním v místnosti), což umožňuje další regulaci tepelného výkonu změnou průtoku vzduchu. [7]

Tento klimatizační systém není možné použít, protože řešený hotelový objekt patří mezi památkově chráněné objekty.

### 5.1.3 Vzduchový jednokanálový jednozónový systém

Podle požadavků na stav upravovaného vzduchu může systém pracovat s celoroční úplnou úpravou vzduchu nebo s omezenou úpravou vzduchu v létě (pokud tepelné ztráty hradí pouze otopná soustava. [7])

Přes frekvenční měnič se bude nastavovat proměnný průtok na vzduchotechnické jednotce. Provedeme analýzu dvou variant, kdy budeme nastavovat buď maximální, nebo minimální průtok vzduchu. Maximální průtok přiváděného vzduchu byl vypočten ve 14 hodin v místnosti 3.12 a 3.13 a činí 360 m<sup>3</sup>/h, viz tabulka 6-1. Pro tento maximální průtok byla stanovena teplota přiváděného vzduchu 17,6 °C.

#### a) Varianta s maximálním průtokem vzduchu

Tab. 5 - 1 Stanovení vnitřní teploty místností podle maximálních průtoků vzduchu

č. m.	Var.1	t <sub>i 14.00</sub> (°C)
3,1	252	24,4
3,2	118	25,4
3,3	118	25,4
3,4	224	22,0
3,5	224	22,0
3,6	325	20,7
3,7	325	20,7
3,8	349	21,9
3,9	349	21,9
3,10	351	24,9
3,11	351	24,9
3,12	360	26,0
3,13	360	26,0
3,14	340	25,6
3,15	340	25,6
3,16	252	24,4
4,1	312	24,9
4,2	312	24,9
4,3	311	22,0
4,4	311	22,0
4,5	289	20,8
4,6	289	20,8
4,7	201	22,1
4,8	201	22,1
4,9	108	25,4
4,10	108	25,4
4,11	226	24,4
4,12	226	24,4
4,13	302	25,6
4,14	302	25,6



4,15	320	26,0
4,16	320	26,0

## b) Varianta s minimálním průtokem vzduchu

Tab. 5 - 2 Stanovení vnitřní teploty místností podle minimálních průtoků vzduchu

č. m.	Var.2	$t_{i 14.00}$ (°C)
3,1	75	40,5
3,2	69	30,9
3,3	69	30,9
3,4	63	33,4
3,5	63	33,4
3,6	64	33,2
3,7	64	33,2
3,8	65	40,8
3,9	65	40,8
3,10	65	56,9
3,11	65	56,9
3,12	71	60,2
3,13	71	60,2
3,14	76	53,1
3,15	76	53,1
3,16	75	40,5
4,1	62	54,3
4,2	62	39,5
4,3	62	39,5
4,4	62	32,4
4,5	61	32,6
4,6	61	32,4
4,7	60	32,7
4,8	60	31,7
4,9	66	30,5
4,10	66	41,0
4,11	71	39,3
4,12	71	51,6
4,13	72	51,1
4,14	72	54,9
4,15	68	57,3
4,16	68	17,6

Obě varianty nebude možné použít. V první variantě s maximálním průtokem jsou místnosti podchlazované a v druhé variantě s minimálním průtokem vzduchu jsou místnosti naopak přehřívány, takže nejsme schopni dodržet hygienický požadavek pro parametry vzduchu

v místnostech. Pokoje mají velmi rozdílné teploty vnitřního vzduchu vlivem jiné orientace na světovou stranu.

#### *5.1.4 Vzduchový dvoukanálový vícezónový systém*

Vzduch se upravuje v ústřední strojovně v klimatizační jednotce na dva rozdílné stavy – teplý a chladný vzduch. Rozvod vzduchu je zpravidla vysokorychlostní (12 až 20 m/s). Systém využívá i oběhový vzduch, průtok venkovního vzduchu je dán hygienickými požadavky. Budovou prochází dva samostatné vzduchovody, před vyústěním do místnosti je připojena na oba rozvody směšovací skříň. Termostat v místnosti řídí poměr směšování teplého a chladného vzduchu. Celkový průtok přiváděného vzduchu se udržuje na konstantní hodnotě. Teplota chladného vzduchu se udržuje obvykle na hodnotě 10 až 13 °C. Teplý vzduch je zpravidla teplejší než oběhový vzduch – v létě o 1 až 3 °C, v zimě o 10 až 15 °C. [7]

Tento klimatizační systém není možné použít kvůli omezeným prostorovým dispozicím strojovny.

#### *5.1.5 Vzduchový jednonálový vícezónový systém s proměnným průtokem vzduchu (VAV)*

Vzduch je upravován v centrální klimatizační jednotce (provozované buď v režimu vytápění, nebo chlazení) a rozváděn hlavním vzduchovodem po budově. Před každou místností je na hlavní vzduchovod připojen regulátor průtoku vzduchu (krátký vzduchovod se škrťací klapkou ovládanou servopohonem, řízeným termostatem v místnosti). Pokud termostat v místnosti zaznamená odchylku od požadované teploty, změní se poloha klapky, a tím i průtok vzduchu do místnosti (průtok nesmí poklesnout pod hygienické minimum). Při poklesu teploty v režimu vytápění se klapka otevře, obdobně při režimu chlazení. Odvod vzduchu z místností se provádí rovněž přes regulátory průtoku. [7]

Provoz centrální jednotky (vytápění, chlazení) se řídí ústředním regulátorem, který vyhodnocuje potřebu vytápění, resp. chlazení v zónách (podle údajů teplotních čidel) a volí optimální provoz centrální jednotky. Při větším počtu seškrcených klapek sníží automatická regulace průtok vzduchu v síti buď obtokem přiváděcího ventilátoru, nebo regulací jeho otáček. Odváděcí ventilátor bývá rovněž vybaven regulací otáček. [7]

Regulace tepelného a chladícího výkonu je kvantitativní, výkon se mění změnou průtoku vzduchu přiváděného do místnosti – teplota vzduchu se nemění. [7]

Tato varianta by měla splňovat hygienické parametry vnitřního vzduchu hotelového objektu a zároveň nezasahovat do stávajících distribučních prvků pro přívod větracího vzduchu.

## 6 Vybrané řešení

Po předchozích analýzách jsem se rozhodl pro variantu vzduchového jednokanálového vícezónového systému s proměnným průtokem vzduchu (systém VAV boxů).

### 6.1 Výpočet průtoku přiváděného vzduchu

Po vypočtení tepelné zátěže provedeme bilanci přiváděného vzduchu. Přívod čerstvého venkovního vzduchu na osobu byl stanoven  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ , takže pro jeden hotelový pokoj pro dvě osoby je hygienický požadavek na přívod čerstvého vzduchu  $70 \text{ m}^3/\text{h}$ . Tabulky pro výpočet průtoku přiváděného vzduchu dle množství na osobu jsou přiloženy v příloze.

Dále byl proveden výpočet průtoku přiváděného vzduchu na odvod tepelné zátěže pro letní období podle vztahu:

$$\dot{V}_p = \frac{Q_z}{\rho \cdot c \cdot (t_i - t_p)} = \frac{18\,878}{1,2 \cdot 1010 \cdot (26 - 17,6)} = 6\,671 \text{ m}^3/\text{h} \quad (6.1)$$

kde

$\dot{V}_{p,z}$  je průtok přiváděného vzduchu potřebný pro odvod tepelné zátěže hotelového objektu ( $\text{m}^3/\text{h}$ ),

$Q_z$  je celková tepelná zátěž hotelového objektu (W).

Tab. 6 - 1 Výpočet požadovaného množství přiváděného vzduchu

č. m.	7h	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	19h
3,1	75	83	98	107	113	121	159	204	239	252	235	180	86
3,2	96	95	96	99	112	116	118	110	111	115	116	105	69
3,3	96	95	96	99	112	116	118	110	111	115	116	105	69
3,4	214	189	224	193	154	121	119	118	113	106	95	81	63
3,5	214	189	224	193	154	121	119	118	113	106	95	81	63
3,6	257	240	325	312	270	207	142	119	115	107	97	83	64
3,7	257	240	325	312	270	207	142	119	115	107	97	83	64
3,8	207	221	327	349	344	311	252	179	117	108	98	84	65
3,9	207	221	327	349	344	311	252	179	117	108	98	84	65
3,10	88	136	230	294	335	351	341	304	246	173	109	84	65
3,11	88	136	230	294	335	351	341	304	246	173	109	84	65
3,12	77	86	102	168	247	311	349	360	342	297	228	144	71
3,13	77	86	102	168	247	311	349	360	342	297	228	144	71
3,14	76	85	100	108	136	207	276	323	340	325	277	194	87
3,15	76	85	100	108	136	207	276	323	340	325	277	194	87
3,16	75	83	98	107	113	121	159	204	239	252	235	180	86
4,1	83	129	207	262	298	312	303	271	220	157	101	79	62
4,2	83	129	207	262	298	312	303	271	220	157	101	79	62
4,3	187	210	292	311	306	277	226	162	108	100	91	78	62
4,4	187	210	292	311	306	277	226	162	108	100	91	78	62
4,5	230	229	289	278	242	187	129	110	106	99	90	78	61
4,6	230	229	289	278	242	187	129	110	106	99	90	78	61
4,7	193	180	201	175	140	111	110	108	105	98	89	77	60
4,8	193	180	201	175	140	111	110	108	105	98	89	77	60
4,9	89	89	90	92	104	107	108	101	103	106	107	98	66
4,10	89	89	90	92	104	107	108	101	103	106	107	98	66
4,11	71	78	91	99	105	111	145	184	214	226	211	163	81
4,12	71	78	91	99	105	111	145	184	214	226	211	163	81

4,13	72	79	93	100	125	187	247	287	302	290	248	175	81
4,14	72	79	93	100	125	187	247	287	302	290	248	175	81
4,15	73	80	95	153	221	277	311	320	305	265	205	131	68
4,16	73	80	95	153	221	277	311	320	305	265	205	131	68
<b>Celkem (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>4 177</b>	<b>4 421</b>	<b>5 720</b>	<b>6 201</b>	<b>6 505</b>	<b>6 630</b>	<b>6 671</b>	<b>6 518</b>	<b>6 170</b>	<b>5 649</b>	<b>4 792</b>	<b>3 669</b>	<b>2 221</b>

Z tabulky 6-1 vidíme požadované množství přiváděného vzduchu odvod celkové tepelné zátěže v jednotlivých hodinách pro měsíc červenec. Nesmíme přivádět menší množství, než je hygienický požadavek 35 m<sup>3</sup>/h na osobu (70 m<sup>3</sup>/h pro hotelový pokoj). Ověřili jsme, že maximální požadované množství přiváděného vzduchu je v červenci ve 13 hodin a činí 6 671 m<sup>3</sup>/h.

Rozměry svislého čtyřhranného potrubí jsou 500x250 mm umístěného v betonové šachtě, a protože řešená budova patří mezi památkářsky chráněnou budovu, musíme tyto rozměry zanechat. S těmito rozměry ale nejsme schopni splnit požadované množství přiváděného vzduchu 6 671 m<sup>3</sup>/h (3 335 m<sup>3</sup>/h pro jedno patro hotelového objektu), protože rychlost proudění vzduchu v potrubí by byla příliš vysoká. Proto budeme přivádět 5 000 m<sup>3</sup>/h, abychom splnili hygienické podmínky.

Tab. 6 - 2 Výpočet požadovaného množství přiváděného vzduchu pro maximální průtok 5 000 m<sup>3</sup>/h

č. m.	7h	8h	9h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	19h
3,1	56	63	74	80	85	91	119	153	179	189	176	135	64
3,2	72	71	72	74	84	87	88	82	83	86	87	79	52
3,3	72	71	72	74	84	87	88	82	83	86	87	79	52
3,4	161	142	168	145	115	91	89	88	85	79	72	61	47
3,5	161	142	168	145	115	91	89	88	85	79	72	61	47
3,6	193	180	244	234	203	155	106	89	86	81	73	62	48
3,7	193	180	244	234	203	155	106	89	86	81	73	62	48
3,8	155	166	245	262	258	233	189	134	88	81	73	63	48
3,9	155	166	245	262	258	233	189	134	88	81	73	63	48
3,10	66	102	173	220	251	263	255	228	184	130	82	63	49

3,11	66	102	173	220	251	263	255	228	184	130	82	63	49
3,12	58	64	77	126	185	233	262	270	256	222	171	108	53
3,13	58	64	77	126	185	233	262	270	256	222	171	108	53
3,14	57	64	75	81	102	155	207	242	255	244	208	146	65
3,15	57	64	75	81	102	155	207	242	255	244	208	146	65
3,16	56	63	74	80	85	91	119	153	179	189	176	135	64
4,1	62	96	155	197	224	234	227	203	165	118	75	59	47
4,2	62	96	155	197	224	234	227	203	165	118	75	59	47
4,3	140	158	219	233	229	208	170	121	81	75	68	59	47
4,4	140	158	219	233	229	208	170	121	81	75	68	59	47
4,5	172	172	217	208	181	140	97	82	79	74	68	59	46
4,6	172	172	217	208	181	140	97	82	79	74	68	59	46
4,7	145	135	151	131	105	83	82	81	78	73	66	57	45
4,8	145	135	151	131	105	83	82	81	78	73	66	57	45
4,9	67	66	67	69	78	80	81	76	77	79	80	73	50
4,10	67	66	67	69	78	80	81	76	77	79	80	73	50
4,11	53	59	68	74	79	83	109	138	161	169	158	122	60
4,12	53	59	68	74	79	83	109	138	161	169	158	122	60
4,13	54	59	69	75	93	140	185	215	227	217	186	131	61
4,14	54	59	69	75	93	140	185	215	227	217	186	131	61
4,15	55	60	71	114	166	208	233	240	228	199	153	99	51
4,16	55	60	71	114	166	208	233	240	228	199	153	99	51
Celkem (m <sup>3</sup> /h)	3 131	3 314	4 288	4 648	4 876	4 970	5 000	4 886	4 624	4 234	3 591	2 750	1 665

## 6.2 Návrh klimatizačních jednotek

Klimatizační jednotka byla navržena od firmy Atrea. Pro hotelový objekt byla navržena klimatizační jednotka DUPLEX 5 000 MULTI s maximální hodnotou přiváděného vzduchu 6 400 m<sup>3</sup>/h. Jednotky jsou dodávány v celé řadě provedení, v našem případě bude jednotka dodána ve stojatém provedení do strojovny (3. PP) o rozměrech 1 600 x 885 x 2 500 mm (H x B x L).

Jednotka obsahuje přívodní a odtahový ventilátor (nezávisle řízené EC ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami), vyjímatelný protiproudý rekuperační výměník, výsuvné filtry přiváděného a odváděného vzduchu třídy G4, interní by-passovou klapku se servopohonem a integrované ohřívače a chladiče vzduchu.



Obr. 6 - 1 Klimatizační jednotka DUPLEX 5000 MULTI [8]



### 6.3 Navlhčení od lidí

Hotelové pokoje jsou určeny pro dvě osoby. Hmotnostní tok vlhkosti na osobu je  $\dot{M}_w = 80$  g/h. Musíme stanovit, o kolik se vzduch navlhčí od dvou osob pro jeden pokoj. Hygienické množství vzduchu na osobu, které musíme odvádět, jsme zvolili  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Navlhčení od lidí určíme dle vztahu:

$$\dot{M}_w = \dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta x \quad (6.2)$$

kde

$\dot{M}_w$  je hmotnostní tok vlhkosti [g/h],

$\dot{V}$  je průtok vzduchu [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\rho$  je hustota vzduchu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$\Delta x$  je rozdíl měrných vlhkostí [g/kg],

$$\Delta x = \frac{\dot{M}_w}{\dot{V} \cdot \rho} = \frac{2 \cdot 80}{2 \cdot 35 \cdot 1,2} = 1,9 \text{ g/kg} \quad (6.3)$$

Zvlhčení vnitřního vzduchu od dvou osob pro jeden hotelový pokoj je  $1,9 \text{ g/kg}$ .

### 6.4 Návrh výkonu chladiče vzduchu

Výpočet výkonu chladiče vzduchu řeším pro letní období. Parametry venkovního prostředí určuji podle normy ČSN 12 7010/Z1 [6] pro zvolené město Liberec. Teplota venkovního vzduchu je  $t_e = 32,7 \text{ }^\circ\text{C}$  a entalpie venkovního vzduchu je  $h_e = 66,3 \text{ kJ/kg s.v.}$  Střední povrchová teplota chladiče činí  $t_{ch} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pro maximální průtok  $262 \text{ m}^3/\text{h}$  v místnostech 3.12 a 3.13 byla stanovena teplota přiváděného vzduchu  $t_p = 17,6 \text{ }^\circ\text{C}$ . Vnitřní teplota v místnostech pro letní období činí  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Po zakreslení úprav vzduchu do h-x diagramu (na obr. 6-1) byly odečteny hodnoty entalpií.

Tab. 6 - 3 Hodnoty pro výpočet výkonu chladiče z h-x diagramu

V (m <sup>3</sup> /h)	5 000
θ <sub>e</sub> (°C)	30
θ <sub>i</sub> (°C)	26
η <sub>ZZT</sub> (-)	0,8
θ' <sub>e</sub> (°C)	26,8
h <sub>1</sub> (kJ/kg <sub>A</sub> )	55
h <sub>2</sub> (kJ/kg <sub>A</sub> )	39
Δh (kJ/kg <sub>A</sub> )	16
Q <sub>chl</sub> (kW)	26,7

Výkon chladiče stanovíme dle vztahu:

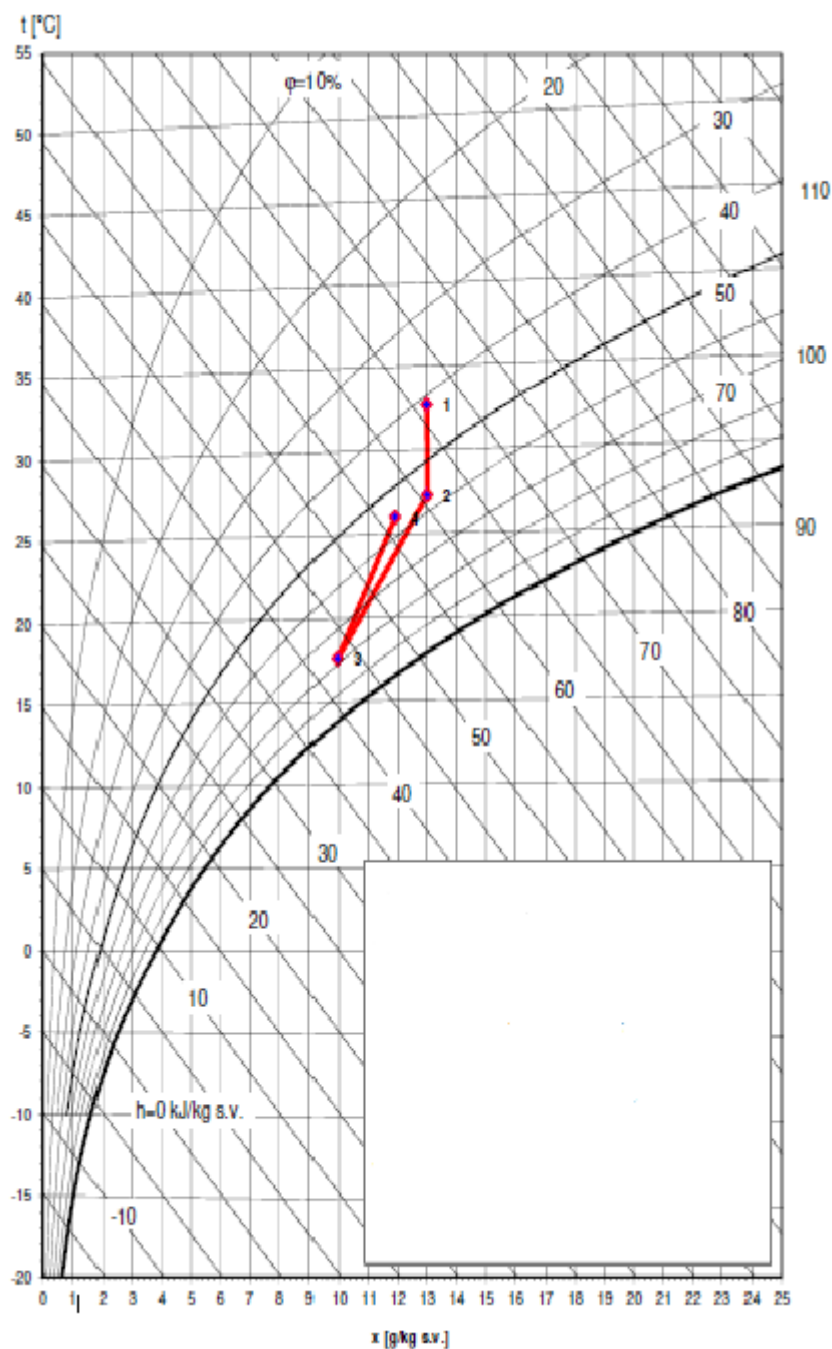
$$\dot{Q}_{ch} = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot (h_1 - h_2) = \frac{5000}{3600} \cdot 1,2 \cdot (61 - 43,1) = 29,8 \text{ kW}, \quad (6.4)$$

kde

$\dot{Q}_{ch}$  je výkon chladiče vzduchu [W],

$h_1$  je entalpie vlhkého vzduchu před chlazením [kJ/kg.K],

$h_2$  je entalpie vlhkého vzduchu po chlazení [kJ/kg.K].



Obr. 6 - 2 Úpravy vzduchu v h-x diagramu pro letní provoz

1. Stav venkovního vzduchu:  $t_e = 32,7 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 41 \%$
2. Stav po ZZZT:  $t_{ZZT} = 27,3 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 56 \%$
3. Mokrý chlazení:  $t_{ch} = 9 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 100 \%$ ,  $t_p = 17,6 \text{ °C}$
4. Stav vnitřního vzduchu:  $t_i = 26 \text{ °C}$ ,  $\varphi = 56 \%$

### 6.5 Návrh výkonu ohříváče vzduchu

Pro zimní období byl stanoven výkon ohříváče. Venkovní výpočtová teplota podle normy ČSN 12 7010/Z1 pro zvolené město Liberec je  $t_e = -16,7 \text{ °C}$ . Pro výpočet výkonu ohříváče tuto teplotu snížíme o 3 stupně na  $-19,7 \text{ °C}$ . Vnitřní výpočtová teplota byla stanovena na  $22 \text{ °C}$ . Výrobce udává vysokou teplotní účinnost zpětného získávání tepla až 93 %. Účinnost zpětného získávání tepla zvolíme 80 % dle EN 308 [5]. Průtok vzduchu vzduchotechnickou jednotkou byl stanoven na  $5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Stanovíme teplotu za zpětným získáváním tepla ze vztahu:

$$\varphi = \frac{t_{zzt} - t_e}{t_i - t_e}, \quad (6.5)$$

kde

$\varphi$  je teplotní účinnost zpětného získávání tepla [-],

$t_{zzt}$  je teplota za zpětným získáváním tepla [ $^{\circ}\text{C}$ ],

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

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

Upravíme vztah pro teplotní účinnost zpětného získávání tepla a vypočteme teplotu za zpětným získáváním tepla.

$$t_{zzt} = \varphi \cdot (t_i - t_e) + t_e = 0,80 \cdot (22 + 19,7) - 19,7 = 13,7 \text{ °C} \quad (6.6)$$

Teplota zpětného získávání tepla v zimním období je  $13,7 \text{ °C}$ .

Výkon ohříváče stanovíme dle vztahu:

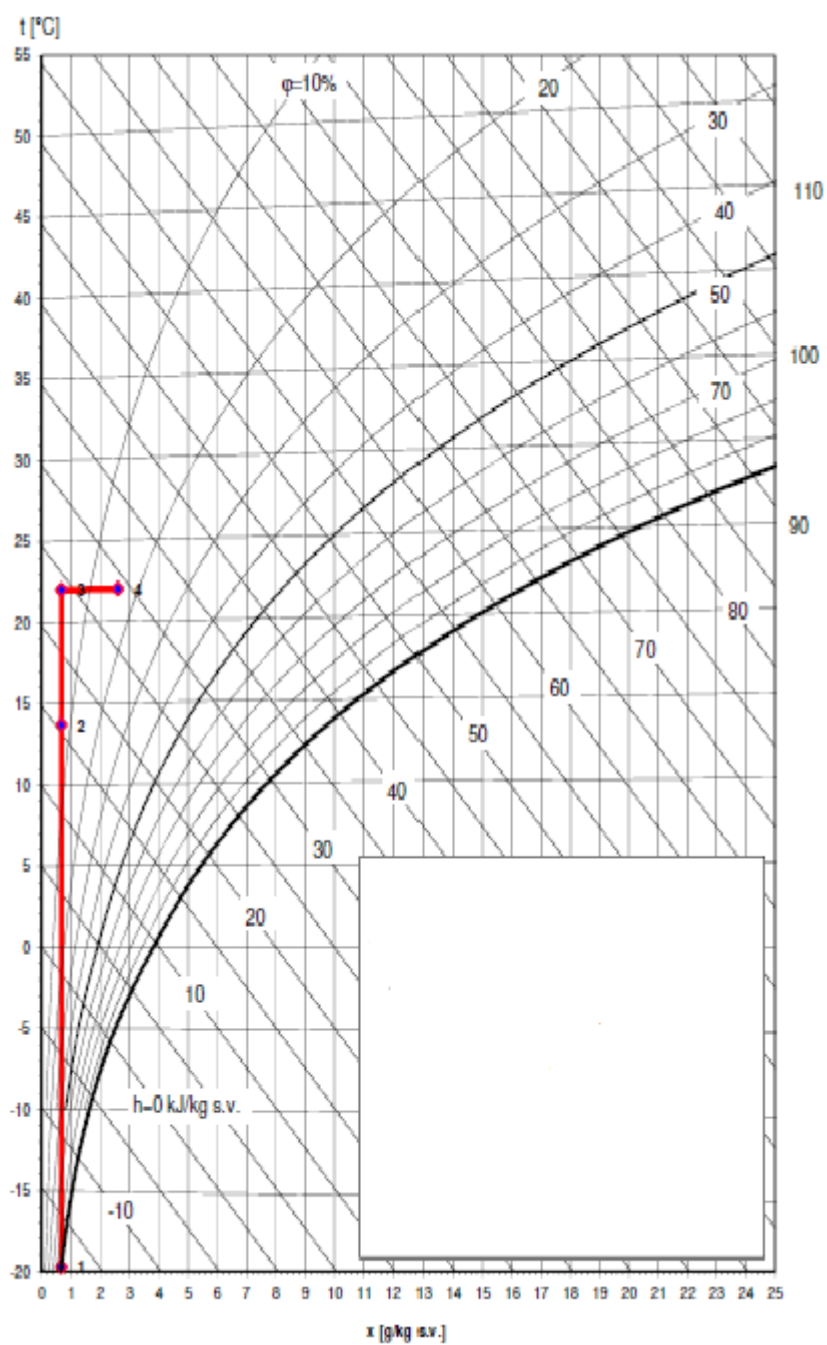
$$\dot{Q}_{oh} = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{zzt}) = \frac{5000}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (22 - 13,7) = 14 \text{ kW}, \quad (6.7)$$

kde

$\dot{Q}_{oh}$  je výkon ohříváče [W],

$\dot{V}_p$  je průtok přiváděného vzduchu [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

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



Obr. 6 - 3 Úpravy vzduchu v h-x diagramu pro zimní provoz

1. Stav venkovního vzduchu:  $t_e = -19,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 100 \text{ } \%$
2. Stav po ZZZ:  $t_{zzt} = 13,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 7 \text{ } \%$
3. Stav po ohřevu:  $t = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 4 \text{ } \%$
4. Stav vnitřního vzduchu:  $t_i = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 16 \text{ } \%$

Stav vnitřního vzduchu má relativní vlhkost pouze 16 %, což nesplňuje požadavek na relativní vlhkost v místnosti (30-70 %).

Zkusíme snížit dávku venkovního přiváděného vzduchu na osobu na hygienické minimum 25 m<sup>3</sup>/h.

$$\Delta x = \frac{\dot{M}_w}{\dot{V} \cdot \rho} = \frac{2 \cdot 80}{2 \cdot 25 \cdot 1,2} = 2,7 \text{ g/kg} \quad (6.8)$$

Při hygienickém minimu venkovního přiváděného vzduchu na osobu 25 m<sup>3</sup>/h nám vychází navlhčení od lidí 2,7 g/kg. Při těchto parametrech bude mít stav vnitřního vzduchu relativní vlhkost 21 %, což opět nesplňuje požadovanou relativní vlhkost v místnosti.

Při relativní vlhkosti  $\varphi = 30 \%$  je rozdíl měrné vlhkosti  $\Delta x = 4,3 \text{ g/kg}$  mezi stavem po ohřevu a stavem vnitřního vzduchu.

$$\dot{M}_w = \dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta x = 70 \cdot 1,2 \cdot 4,3 = 361 \text{ g/h} \quad (6.9)$$

Pro relativní vlhkost pokoje  $\varphi = 30 \%$  bychom potřebovali zvýšit zisky vodní páry na  $\dot{M}_w = 361 \text{ g/h}$  na hotelový pokoj, což je 180,5 g/h na osobu.

Dalším řešením je přidat do klimatizační jednotky parní zvlhčovač. Máme stav vnitřního vzduchu  $t_i = 22 \text{ °C}$  a relativní vlhkosti  $\varphi = 16\%$  a musíme zjistit minimální výkon parního zvlhčovače pro splnění minimální relativní vlhkosti 30 %.

Nedříve musíme stanovit hmotnostní tok vlhkosti pro obě patra (32 pokojů).

$$\dot{M}_w = \dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta x \cdot 32 = 70 \cdot 1,2 \cdot 4,3 \cdot 32 = 11\,558 \text{ g/h} = 11,6 \text{ kg/h} \quad (6.10)$$

$$\dot{Q}_{pz} = \dot{M}_w \cdot l + \dot{M}_w c_w \cdot \Delta t \quad (6.11)$$

kde

$\dot{Q}_{pz}$  je výkon parního zvlhčovače [W],

$\dot{M}_w$  je hmotnostní tok vlhkosti [kg/s],

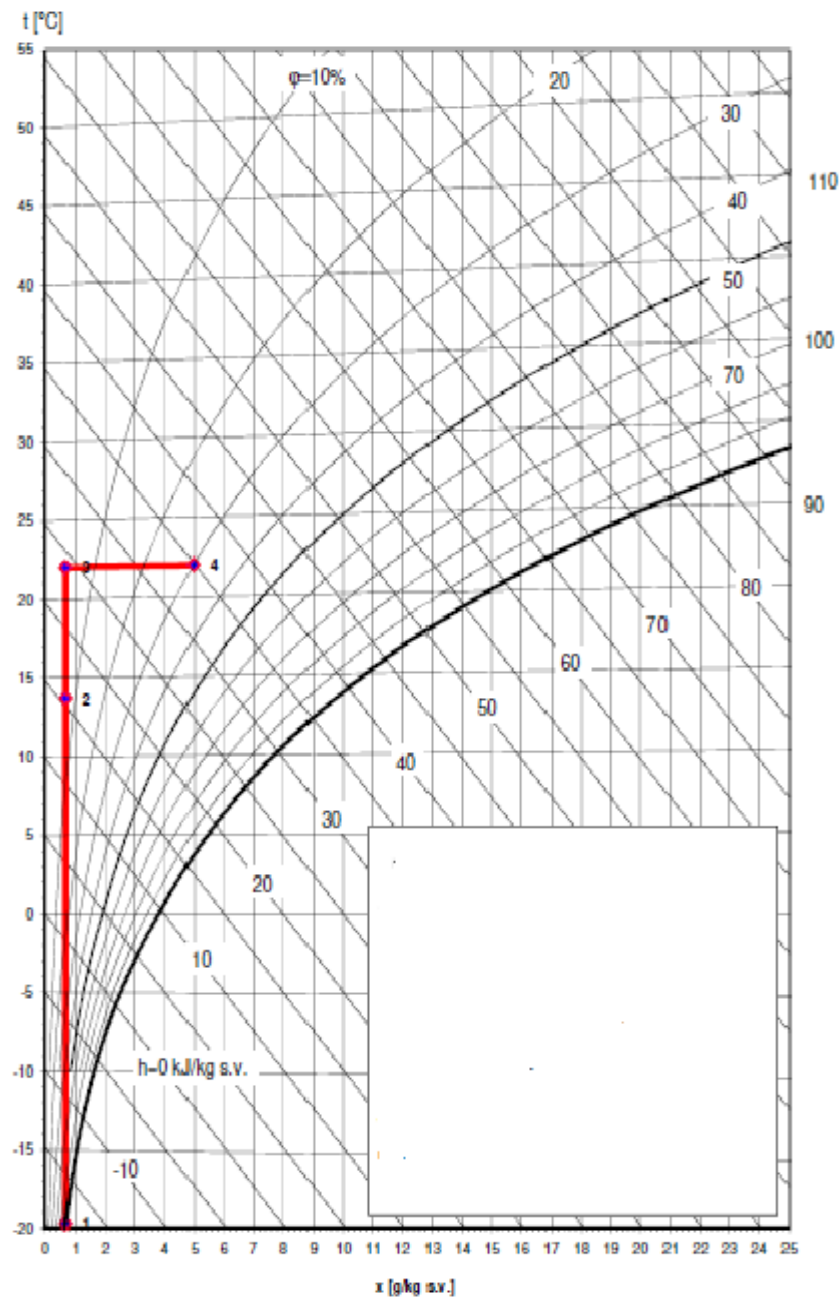
$l$  je měrné skupenské teplo vypařování [J/kg],

$c_w$  je měrná tepelná kapacita vody [J/kg.K],

$\Delta t$  je rozdíl teplot z 10 na 100 °C [°C].

$$\dot{Q}_{pz} = \frac{11,6}{3600} \cdot 2\,500\,000 + \frac{11,6}{3600} \cdot 4187 \cdot (100 - 10) = 9,3 \text{ kW}$$

Minimální potřebný výkon parního zvlhčovače, aby byla dosažena relativní vlhkost  $\varphi = 30 \%$ , je 9,3 kW.



Obr. 6 - 4 Úpravy vzduchu v  $h$ - $x$  diagramu pro zimní provoz s použitím parního zvlhčovače

1. Stav venkovního vzduchu:  $t_e = -19,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 100 \text{ } \%$
2. Stav po ZZT:  $t_{ztt} = 13,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 7 \text{ } \%$
3. Stav po ohřevu:  $t = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 4\%$
4. Stav vnitřního vzduchu:  $t_i = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 30 \text{ } \%$



## 7 Návrh potrubní sítě

### 7.1 Dimenzování potrubní sítě

Potrubní síť byla dimenzována podle metody rychlosti proudění vzduchu v hlavních i vedlejších větvích potrubí. Nemůžeme zasahovat do svislé vzduchotechnické šachty o rozměrech 500x250 mm, protože budova patří mezi památkářsky chráněné. Z toho důvodu přivádím 5000 m<sup>3</sup>/h, abych neměl příliš vysokou rychlost vzduchu v potrubí. Ve vodorovném potrubí hotelového objektu jsem se snažil dodržet rychlost proudění v potrubí 2 až 4 m/s. Ve všech hotelových pokojích bude zajišťovat přívod a odvod vzduchu čtyřhranné potrubí, na které bude napojeno SPIRO potrubí pro zajištění odvodu (přívodu) vzduchu v chodbách a také zbývajících místnostech. Od SPIRA a čtyřhranného potrubí bude napojeno FLEXI potrubí k talířovým ventilům. U zařizovacích předmětů, hlavně v chodbě 4. patra, se odvádí vzduch pomocí původních větracích mřížek. Potrubí budou opatřena tepelnou izolací o tloušťce 25 mm.

Rychlost proudění vzduchu v potrubí stanovím podle vztahu:

$$w = \frac{4\dot{V}_i}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (7.1)$$

kde

$\dot{V}_i$  je průtok vzduchu v potrubí v dílčím úseku [m<sup>3</sup>/h],

a je délka čtyřhranného potrubí [m],

b je výška čtyřhranného potrubí [m].

Tab. 7 - 1 Dimenzování čtyřhranného potrubí – 4. NP

č. úseku	V (m <sup>3</sup> /h)	a (mm)	b (mm)	w (m/s)
1	2368	500	250	5,3
2	1147	400	250	3,2
3	1065	315	250	3,8
4	983	315	250	3,5
5	902	250	250	4,0
6	821	250	250	3,6
7	712	200	250	4,0
8	603	200	250	3,4
9	418	160	250	2,9
10	233	125	250	2,1
11	233	125	250	2,1
12	460	160	250	3,2

13	687	200	250	3,8
14	857	250	250	3,8
15	1027	315	250	3,6
16	1124	315	250	4,0
17	1221	400	250	3,4
18	1303	400	250	3,6

## 7.2 Distribuční prvky

Jako přívodní a odvodní distribuční prvky v hotelových pokojích slouží talířové ventily a větrací mřížky, které se také nedají vyměnit za jiný distribuční prvek, nebo nemohu měnit jejich pozici. Talířové ventily slouží k chlazení hotelového objektu v letním období a regulují se pěti šroubky umístěnými na ventilu.



*Obr. 7 - 1 Původní talířový ventil*

Dále byla vypočtena tlaková ztráta hlavní větve na přívodu a odvodu. Podrobný výpočet tlakové ztráty hlavní větve přiložen v příloze na CD.

Tab. 7 -2 Hodnoty tlakových ztrát hlavní větve

$p_{pf}$ (Pa)	$p_{od}$ (Pa)
483	493

### 7.3 Regulace

Klimatizační jednotka DUPLEX 5000 MULTI je dodávána se základní výbavou prvků regulace nebo s ucelenými systémy regulace od firmy ATREA. Systémy obsahují celou řadu čidel (teploty, vlhkosti, kvality vzduchu, CO<sub>2</sub>) pro ekonomické řízení provozu.

Jednotka DUPLEX se dodává se systémem regulace „RD5“, která ovládá otáčky EC ventilátorů, automaticky ovládá polohu klapky by-passu (ovládá rekuperaci tepla i chladu). Regulace „RD5“ zamezuje havarijním stavům podle měřených teplot. Dále umožňuje připojit čidla pro měření koncentrace CO<sub>2</sub> nebo relativní vlhkosti.

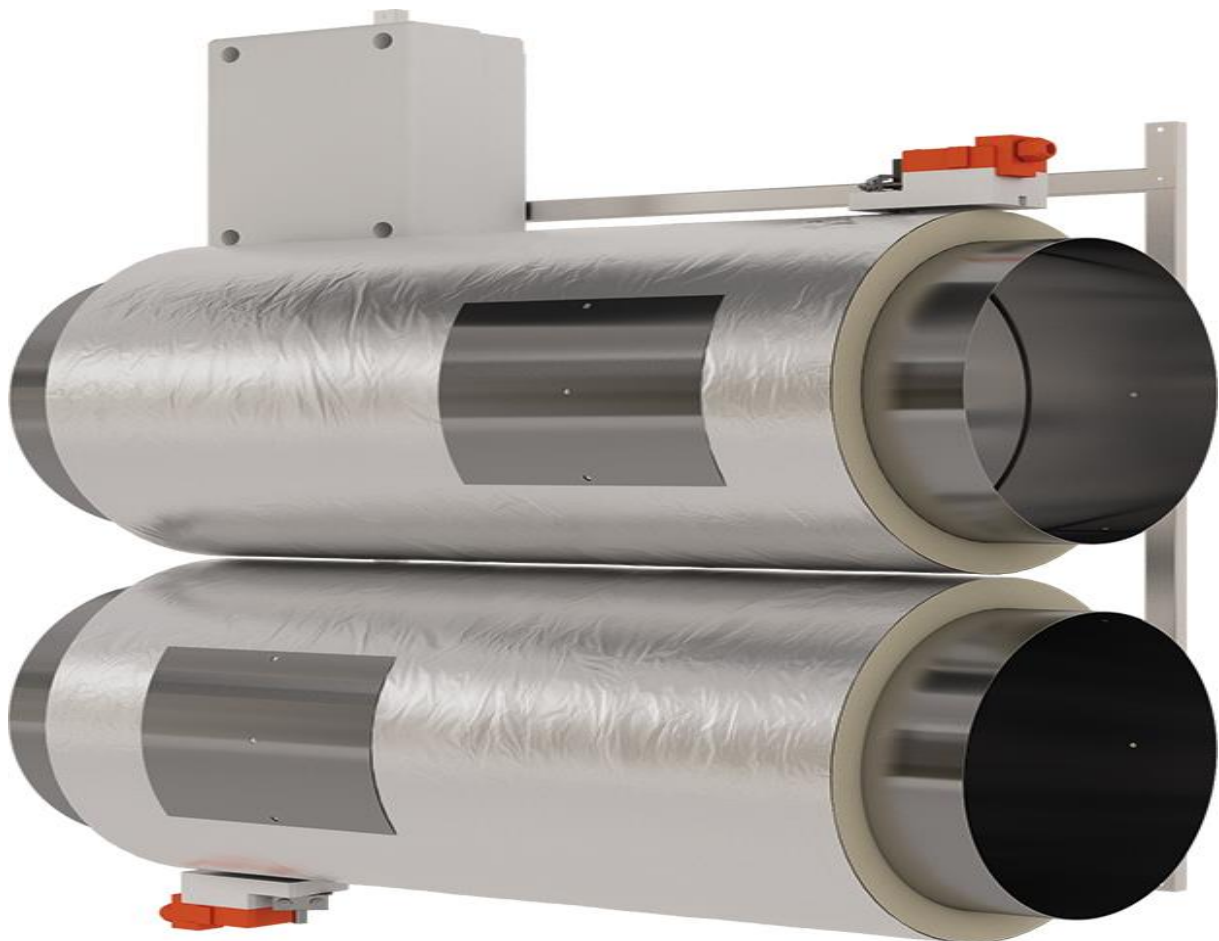
K nastavení základních režimů a zobrazování stavu větrací jednotky nebo k hlášení poruchových stavů slouží dotykový ovladač CP Touch. Pomocí ovladače můžeme naprogramovat provozní režimy, buď ruční, nebo automatický režim podle nastavení týdenního programu.



*Obr. 7 -2 Ovladač CP Touch [3]*

V každém hotelovém pokoji, kde je potřeba, bude připojen SMART box (VAV regulátor) od průměru 125 do 400 mm, který bude regulovat přívod a odvod vzduchu z dané sekce tak, aby byl zajištěn rovnotlaký systém. Systém může být upravován automaticky pomocí připojených senzorů, nebo může být ovládán ručně pomocí ovladačů. Propojení centrální jednotky se SMART boxy se zajišťuje pomocí kabelového vedení. Centrální jednotka pomocí propojení dává potřebné množství vzduchu, díky čemuž dojde k výrazné úspoře provozních nákladů a sníží se hlučnost systému.

Ovládání jednotlivých SMART boxů je možné detailněji pomocí internetového připojení přes chytré telefony nebo PC, takže správce dostává automatické hlášení o poruchách a celkový dohled nad provozem.

*Obr. 7 -3 SMART box pro přívod i odvod vzduchu [4]*

## 8 Závěr

Hlavním tématem této diplomové práce byl návrh nového klimatizačního systému hotelového objektu vysílače místo stávajícího klimatizačního systému. Nejprve byla popsána problematika původního klimatizačního systému, který se musí nahradit novým.

Byl proveden výpočet tepelné zátěže dle normy ČSN 73 0548 – Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor [1] pro měsíc červenec za použití softwaru Excel. Dále bylo stanoveno množství přiváděného vzduchu, které má hradit celkovou tepelnou zátěž. Tepelné ztráty v zimním období hradí stávající otopná soustava, takže návrh nového klimatizačního systému byl stanoven pouze pro letní režim. Výpočty vytvořené v Excelu jsou součástí příloh přiložených na CD. Dále byla provedena analýza jednotlivých klimatizačních systémů a byl vybrán vzduchový jednokanálový vícezónový systém s proměnným průtokem vzduchu (použití VAV boxů).

Byla navržena klimatizační jednotka DUPLEX 5000 MULTI od firmy ATREA pro hotelovou část objektu 3. NP a 4. NP, která byla uložena ve strojovně (3. PP) ve stojatém provedení. Jednotka obsahuje přívodní a odtahový ventilátor (nezávisle řízené EC ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami), vyjímatelný protiproudý rekuperační výměník, výsuvné filtry přiváděného a odváděného vzduchu třídy G4, interní by-passovou klapku se servopohonem a integrované ohříváče a chladiče vzduchu.

Dimenzování potrubní sítě bylo provedeno pomocí metody rychlostí. Vzduch do pokojů je přiváděn (odváděn) talířovými ventily a větracími mřížkami, které byly součástí původního stavu a jsou nezaměnitelné, protože budova je památkově chráněná.

Klimatizační jednotka je vybavena regulací „RD5“, dále v každém hotelovém pokoji jsou instalovány SMART boxy, které regulují průtok přiváděného i odváděného vzduchu.

---

## 9 Literatura

- [1] ČSN 73 0548. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor. Praha: Vydavatelství ÚNMZ, 1985. 32 s.
- [2] ZMRHAL, Vladimír. Popis výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor podle ČSN [Online]. Dostupné z: [http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01\\_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf](http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf)
- [3] Digitální regulace RD5 [online]. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/digitalni-regulace-rd5>
- [4] SMART box 125 – 400 [online]. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/smart-box-125-400>
- [5] ČSN EN 308. Výměníky tepla – Metody zkoušek pro ověření výkonnosti zařízení pro regeneraci tepla. Praha: Vydavatelství ÚNMZ, 1998, 20 s.
- [6] ČSN 12 7010/Z1. Vzduchotechnická zařízení – Navrhování větracích a klimatizačních zařízení – Obecná ustanovení. Praha: Vydavatelství ÚNMZ, 2016, 16 s.
- [7] DRKAL, František, LAIN Miloš a ZMRHAL, Vladimír. Klimatizace, Nakladatelství ČVUT v Praze 6, 2017, 134 s.
- [8] DUPLEX 500 – 11000 Multi [online]. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/duplex-500-11000-multi>

## 10 Přílohy

### Seznam příloh na CD

Příloha 1 – Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor	(.xls)
Příloha 2 – Výpočet tlakových ztrát hlavní větve	(.xls)
Příloha 3 – Dimenzování potrubní sítě	(.xls)
Příloha 4 – Výpočet průtoku přiváděného vzduchu	(.xls)
Příloha 5 – Diplomová práce	(.pdf)

### Seznam výkresové dokumentace

Vedení rozvodů vzduchotechniky – půdorys 3. NP	(1:50)
Vedení rozvodů vzduchotechniky – půdorys 4. NP	(1:50)
Vzduchotechnická jednotka – půdorys 3. PP	(1:50)