

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STAVEBNÍ**

**KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV**



**NÁVRH ZÁKLADNÍ KONCEPCE CHLAZENÍ  
MULTIFUNKČNÍHO CENTRA**

**PROHLUBUJÍCÍ ČÁST DIPLOMOVÉ PRÁCE**

**Vypracovala:**

**Bc. Martina Nečasová**

**Vedoucí práce:**

**Ing. Roman Musil, Ph.D.**

**2018/2019**



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Nečasová Jméno: Martina Osobní číslo: 424388  
Zadávací katedra: K125 - Katedra technických zařízení budov  
Studijní program: Budovy a prostředí  
Studijní obor: Budovy a prostředí

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Projekt vzduchotechniky multifunkčního centra  
Název diplomové práce anglicky: Ventilation system of multifunctional center

Pokyny pro vypracování:

Předmětem diplomové práce bude projekt větrání budovy multifunkčního centra, zpracovaný na úrovni rozšířené dokumentace pro stavební povolení. Součástí dokumentace budou půdorysy M1:50, řezy svislým pro trubím, návrh a schéma VZT jednotek včetně návrhu ohřívačů, chladičů a tlumičů. Součástí projektu bude technická zpráva.

Dále budou v rámci prohlubující části diplomové práce stanoveny tepelné zátěže např. dle ČSN 730548, nebo na základě simulačního programu. Tyto zátěže budou stanoveny pro vybrané místnosti nutné ke stanovení základní koncepce chlazení řešeného objektu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno vedoucího diplomové práce: Ing. Roman Musil, Ph.D.

Datum zadání diplomové práce: 9.10.2018 Termín odevzdání diplomové práce: 6.1.2019  
*Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku*

Podpis vedoucího práce

Podpis vedoucího katedry

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

*Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.*

Datum převzetí zadání

Podpis studenta(ky)

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovala samostatně pod vedením Ing. Romana Musíla, Ph.D. s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze, dne 6.1.2019

.....

Bc. Martina Nečasová

## **Poděkování**

Ráda bych touto cestou poděkovala vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Romanovi Musilovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce a za cenné rady poskytované během konzultací.

## **Anotace**

Předmětem diplomové práce je projekt větrání multifunkčního centra ve stupni rozšířené dokumentace pro stavební povolení. Podkladem pro vypracování projektu byla architektonická studie pro konverzi stávajícího objektu bývalé přádelny bavlny ve Slaném. V rozšiřující části, je na základě tepelných zátěží jednotlivých prostor, navržena základní koncepce chlazení. V práci byly porovnávány tři varianty pro řešený objekt, přičemž jako nejvhodnější vyšel vodní systém chlazení.

## **Klíčová slova**

hotel, chlazení, kancelář, kuchyň, větrání

## **Abstract**

The subject of this master's thesis is the project of ventilation of multifunctional center in the level of extended documentation for building permit. The basis for the elaboration of the project was an architectural study for the conversion of the existing building of the former cotton mill in Slaný. The expansion part is based on the thermal loads of the individual compartments, the basic concept of cooling is proposed. Three options for the object were compared and then the water cooling system came out to be the most appropriate.

## **Keywords**

hotel, cooling, office, kitchen, ventilation

# Obsah

1. Úvod .....	7
2. Popis objektu .....	7
3. Model objektu v softwaru DesignBuilder .....	9
3.1 Formulace simulační úlohy .....	9
3.2 Popis modelu .....	9
3.3 Skladby konstrukcí .....	10
3.4 Rozdělení na zóny .....	13
3.5 Grafické znázornění zónování objektu .....	18
3.6 Okrajové podmínky .....	20
3.7 Parametry simulace .....	20
4. Výsledky simulace .....	21
5. Varianty chlazení vhodné pro zadaný objekt .....	23
5.1 Systém chlazení pomocí centrálních VZT jednotek .....	23
5.2 Vodní systém chlazení .....	37
5.2.1 Návrh koncových prvků .....	37
5.2.2 Návrh zdrojů chladu .....	51
5.3 Chladivový systém chlazení .....	53
5.3.1 Návrh koncových prvků .....	53
5.3.2 Návrh zdrojů chladu .....	63
6. Návrh koncepce chlazení a závěrečná doporučení .....	65
6.1 Výběr vhodné varianty .....	65
6.2 Zdroj chladu .....	66
6.3 Potrubí, tepelná izolace .....	67
6.4 Schéma základní koncepce chlazení .....	67
6.5 Schéma zapojení základní koncepce chlazení .....	68
7. Seznam použitých zdrojů .....	69
8. Příloha A: Konkrétní koncové prvky pro jednotlivé pozice ve schématu .....	72

## 1. Úvod

Předmětem diplomové práce je projekt větrání multifunkčního centra. Objekt obsahuje velké množství prosklených ploch, proto se bude s největší pravděpodobností v letním období přehřívat. Cílem prohlubující části je stanovit tepelné zátěže na základě simulačního programu DesignBuilder a navrhnout základní koncepci chlazení pro řešený objekt.

## 2. Popis objektu

Budova se nachází ve Slaném. Jedná se o multifunkční centrum, které bylo řešeno jako architektonická studie pro konverzi stávajícího objektu bývalé přádelny bavlny. Celková zastavěná plocha objektu je 3000 m<sup>2</sup>. Celá budova je nepodsklepená, převažující část je čtyřpodlažní, vstupní prostor do kongresového sálu má tři podlaží, kongresový sál má jedno podlaží a vyhlídková věž je pětipodlažní. Nosný systém objektu tvoří zděné stěny a ocelové sloupy. Příčky jsou zděné.

Obrázek č.1: Typy systémů v objektu

### Typy systémů v objektu

Systém 1 - kanceláře

Systém 2 - dílny

Systém 3 - hotel

Systém 4 - vstup do sálu

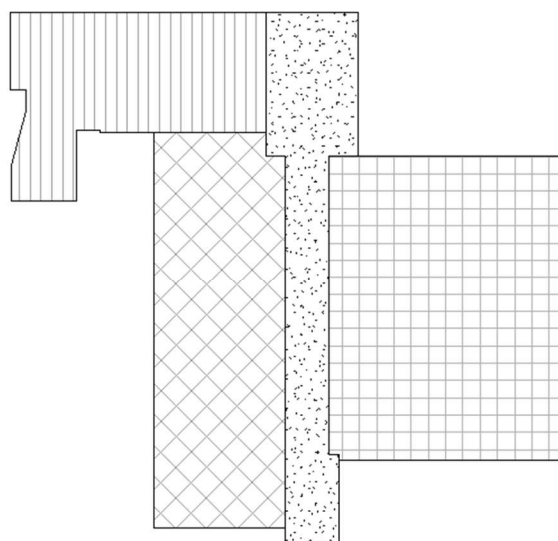
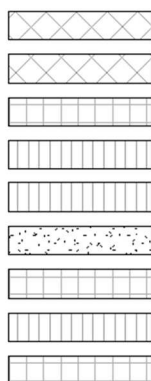
Systém 5 - sál

Systém 6 - galerie

Systém 7 - atrium

Systém 8 - jeviště

Systém 9 - kuchyň



Zdroj: [1]

Objekt se skládá ze tří hlavních částí:

ČÁST 1 (Kulturní část): Kongresového sálu, galerie, dílen, obchodu a vyhlídkové věže

ČÁST 2 (Administrativní část): Kanceláří

ČÁST 3 (Hotelová část): Hotelu s hotelovou kuchyní a restaurací

Ze severozápadní části objektu je vchod do kongresového sálu a jednotlivých dílen. Z jihozápadní části objektu je vchod do hotelu, galerie a vyhlídkové věže. Kancelářské prostory mají vchod jak ze severozápadní části, tak i z jihozápadní části.

Kongresový sál plní společně s galerií kulturní funkci objektu. Každý den se v něm konají loutková i klasická divadelní představení pro děti i dospělé. V dílnách jsou vytvářeny dřevěné loutky, kulisy, převleky a suvenýry, jenž se prodávají v obchodě. Galerie má prosklenou střechu a nachází se pouze v 1.NP.

Kanceláře se nacházejí ve 3. a 4. NP nad dílnami. Administrativní část je tvořena jako open space. Uprostřed kanceláří ve 4.NP se nachází prosklená přička, navazující na prosklenou střechu. Ta navazuje jako prosklený strop až do 3.NP.

Atrium hotelové části přes všechna podlaží s prosklenou střechou. V 1.NP je umístěna kuchyň pro restauraci v části 2.NP. Hotelové pokoje tvoří celé 3.NP, 4.NP a polovinu 2.NP.

Obrázek č.2: Reálný objekt



Zdroj: [2]

Obrázek č.3: Řešená studie



Zdroj: [3]



## 3. Model objektu v softwaru DesignBuilder

### 3.1 Formulace simulační úlohy

Řešený objekt byl v softwaru vymodelován za účelem zjištění tepelných zátěží pomocí dynamické simulace. Objekt obsahuje velké množství prosklených ploch. Cílem tohoto modelování a následných simulací je zjistit, zda bude docházet k přehřívání v letním období. K přehřívání bude docházet tehdy, pokud bude překročena teplota vnitřního vzduchu 27 °C. Při překročení této limitní hodnoty bez použití stínících prostředků, budou simulovány různé varianty pro omezení solárních zisků, které by bylo možné reálně použít. Následně bude zjištěna efektivnost stínění nejobtímnější variantou podle vnitřních teplot vzduchu v jednotlivých zónách a případná potřeba výkonu strojního chlazení, pro dosažení stanovené limitní hodnoty 27 °C.

### 3.2 Popis modelu

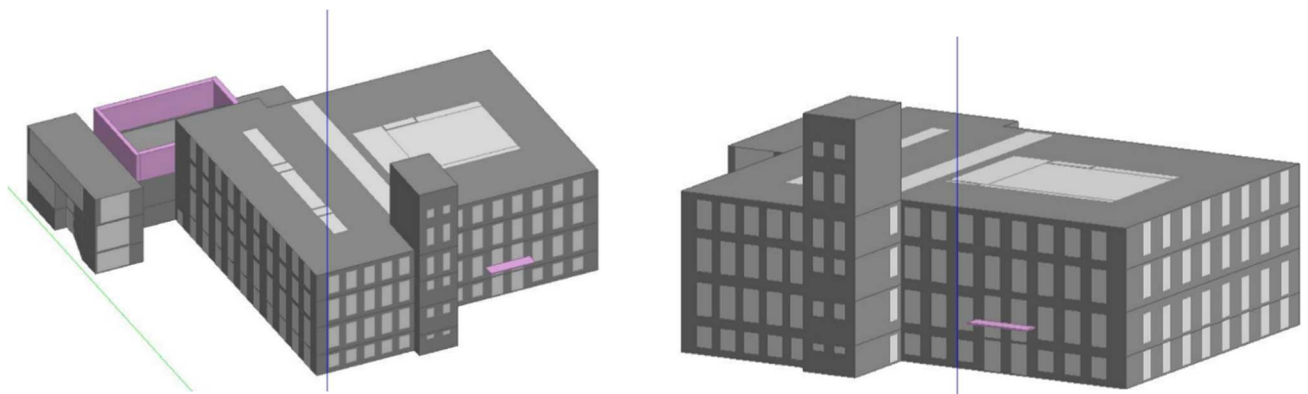
Pro účely simulací byl vytvořen model objektu na základě reálných dispozic, orientace ke světovým stranám a materiálů konstrukcí. Při tvorbě modelu bylo použito několik zjednodušení, jejichž ovlivnění výsledků je zanedbatelné. Zjednodušení jsou následující:

- Část objektu má klenutá okna → v modelu jsou použita okna obdélníkového tvaru se stejnou plochou prosklení.
- Obvodové stěny mají proměnnou tloušťku po výšce objektu → byla použita průměrná hodnota tloušťky.
- Vnitřní příčky mají různé tloušťky → byla použita průměrná hodnota tloušťky.

Město Slaný se nachází nedaleko Prahy, proto byla pro dynamickou simulaci nastavena klimatická data pro Prahu-PRAHA/RUZYŇ se zeměpisnou šířkou 50,10 °, zeměpisnou délkou 14,25 ° a nadmořskou výškou 365 m.n.m. Software pracuje s klimatickými daty ASHARE a hodinovými daty EnergyPlus. Orientace objektu byla nastavena s odklonem 45 ° od severu.

Pro vnější prosklené konstrukce byla nastavena izolační trojskla se součinitelem prostupu tepla  $U = 0,94 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Nad atriem a nad prostory kanceláří je prosklená střecha, pro níž byla též použita zmiňovaná izolační trojskla.

Obrázek č.4: Model objektu v softwaru Designbuilder



Zdroj: [4]

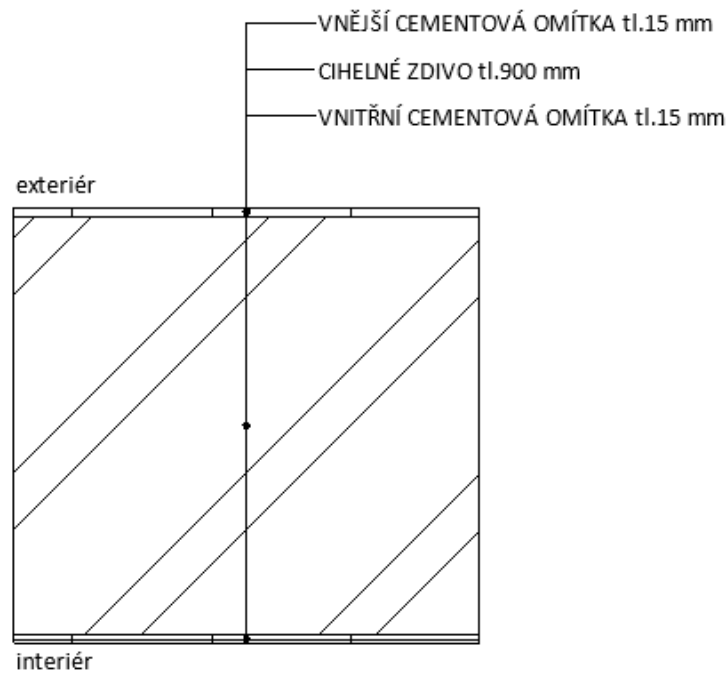
### 3.3 Skladby konstrukcí

V modelu jsou uvažovány skladby konstrukcí uvedené v poskytnuté studii.

#### VNĚJŠÍ NOSNÁ KONSTRUKCE tl. 900 mm

Součinitel prostupu tepla = 0,68 W/m<sup>2</sup>·K

Obrázek č.5: Skladba vnější nosné konstrukce

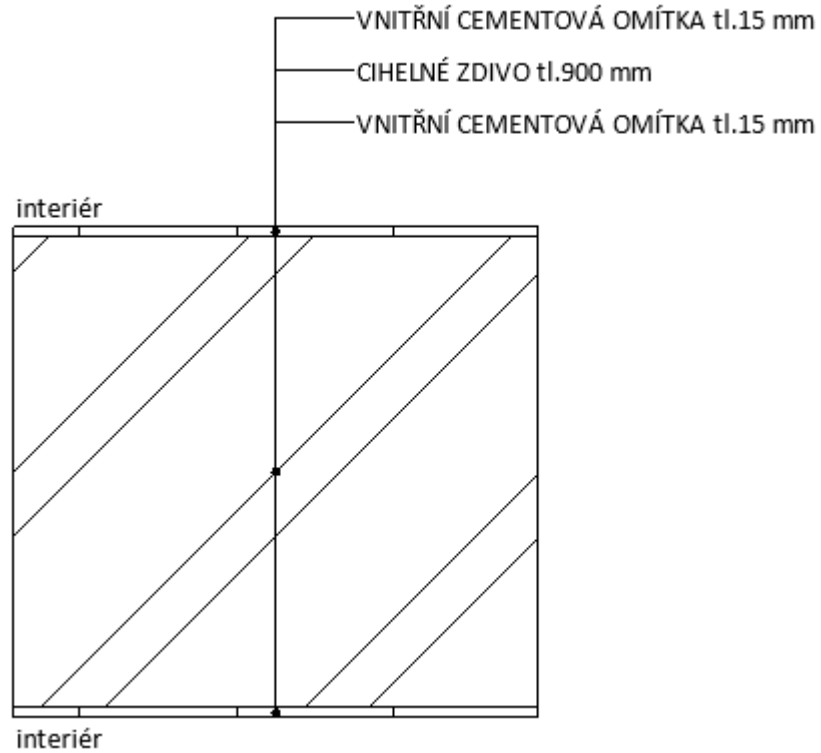


Zdroj: [5]

### VNITŘNÍ PŘÍČKA tl. 900 mm

Součinitel prostupu tepla =  $0,64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Obrázek č.6: Skladba vnitřní příčky

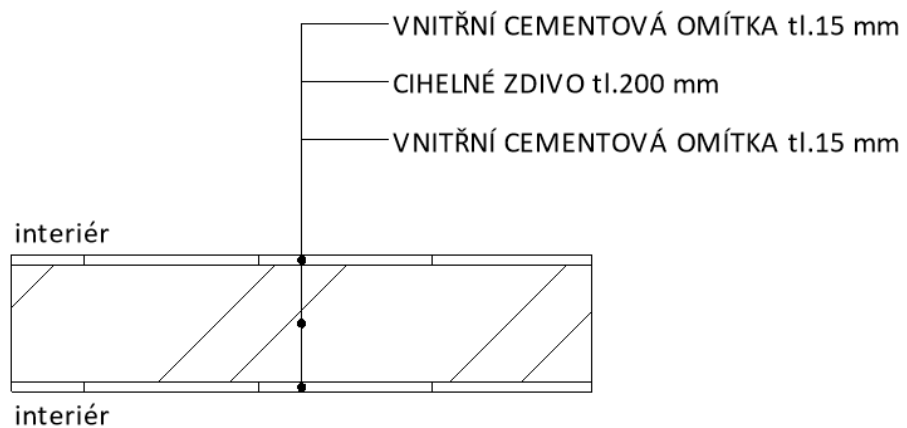


Zdroj: [6]

### VNITŘNÍ PŘÍČKA tl. 200 mm

Součinitel prostupu tepla =  $1,73 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Obrázek č.7: Skladba vnitřní příčky

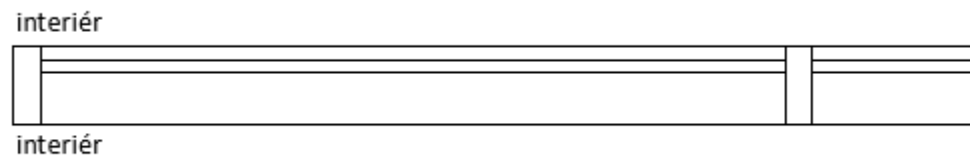


Zdroj: [7]

## VNITŘNÍ SKLENĚNÁ PŘÍČKA tl. 200 mm

Součinitel prostupu tepla =  $0,94 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Obrázek č.8: Skladba skleněné příčky

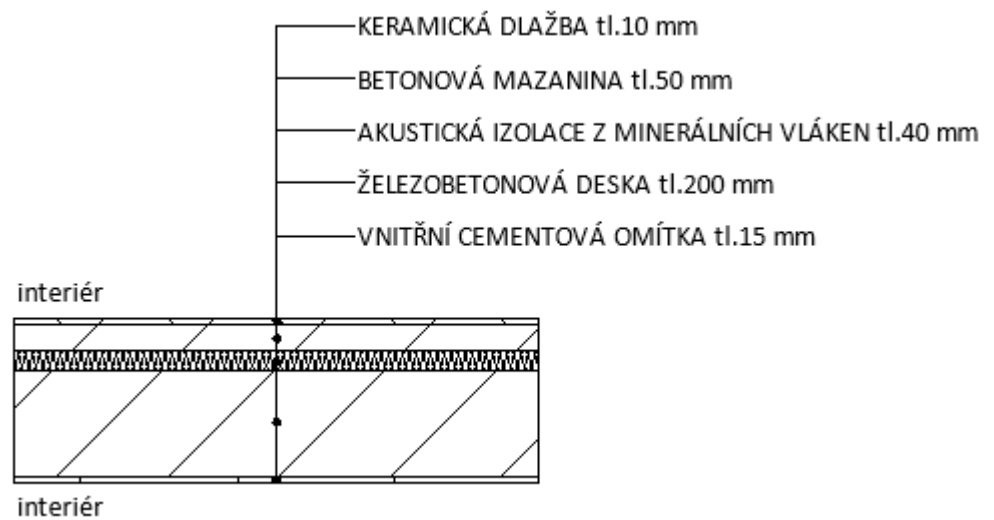


Zdroj: [8]

## STROPNÍ KONSTRUKCE

Součinitel prostupu tepla =  $0,57 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Obrázek č.9: Skladba stropní konstrukce

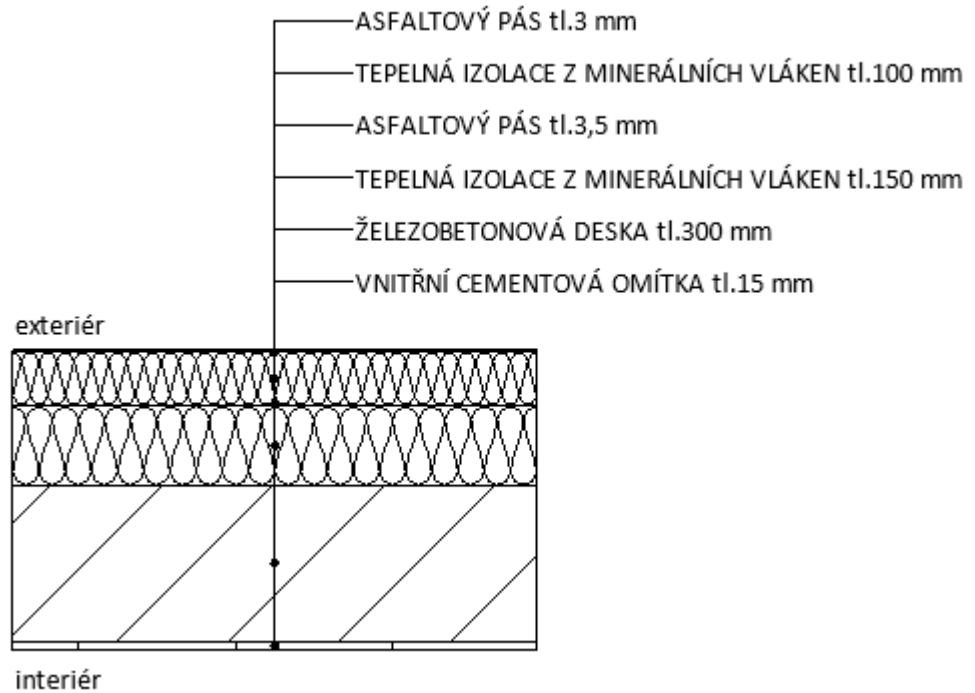


Zdroj: [9]

## STŘEŠNÍ KONSTRUKCE

Součinitel prostupu tepla =  $0,14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Obrázek č.10: Skladba střešní konstrukce



Zdroj: [10]

### 3.4 Rozdělení na zóny

Model byl rozdělen na jednotlivé zóny. Jedná se o prostory se stejným profilem užívání.

Každé zóně byla v modelu vytvořena šablona, která vystihuje její profil užívání.

Parametry ovlivňující simulaci jsou následující:

#### Hotel

- Obsazenost:  $0,09 \text{ os./m}^2$
- Rozvrh: Po – Ne 7/24
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě:  $0,5 \text{ clo}$
- Vnitřní návrhová teplota:  $24 \text{ °C}$
- Vnitřní zisky z osvětlení:  $20 \text{ W/m}^2$
- Vnitřní zisky od osob:  $70 \text{ W/os.}$
- Intenzita osvětlení:  $100 \text{ lx}$
- Čerstvý vzduch:  $35 \text{ m}^3/\text{h.os}$

### **Chodba a schodiště – hotel**

- Rozvrh: Po – Ne 7/24
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

### **Sociální zařízení – hotel**

- Rozvrh: Po – Ne 7/24
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

### **Vyhlídky**

- Obsazenost: 0,5 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Ne 7/24
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 70 W/os.
- Čerstvý vzduch: 35 m<sup>3</sup>/h·os
- Intenzita osvětlení: 100 lx

### **Kanceláře**

- Obsazenost: 0,1 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Pá 7:00 -18:00
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 70 W/os.
- Vnitřní zisky z elektrického vybavení: 11 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 300 lx
- Čerstvý vzduch: 35 m<sup>3</sup>/h·os

## **Dílny**

- Obsazenost: 0,18 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Pá 7:00 - 18:00
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 100 W/os.
- Intenzita osvětlení: 400 lx

## **Galerie**

- Obsazenost: 0,2 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Pá 7:00 - 18:00
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 70 W/os.
- Intenzita osvětlení: 300 lx
- Čerstvý vzduch: 35 m<sup>3</sup>/h·os

## **Chodba a schodiště – kanceláře + dílny + galerie**

- Rozvrh: Po – Ne 7:00 - 18:00
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

## **Sociální zařízení – kanceláře + dílny + galerie**

- Rozvrh: Po – Ne 7:00 - 18:00
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

## **Kongresový sál**

- Obsazenost: 0,8 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Ne 10:00 – 22:00
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo

- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 70 W/os.
- Vnitřní zisky z elektrického vybavení: 1,5 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 300 lx
- Čerstvý vzduch: 35 m<sup>3</sup>/h·os

### **Sociální zařízení – kongresový sál**

- Rozvrh: Po – Ne 10:00 – 22:00
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

### **Chodba a schodiště – kongresový sál**

- Rozvrh: Po – Ne 10:00 – 22:00
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 10 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 100 lx

### **Technické zázemí**

- Rozvrh: Po – Ne 10:00 – 22:00
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z elektrického vybavení: 5 W/m<sup>2</sup>

### **Kuchyň**

- Obsazenost: 0,1 os./m<sup>2</sup>
- Rozvrh: Po – Ne 6:00 – 24:00
- Izolace jednotlivých součástí oblečení v létě: 0,5 clo
- Vnitřní návrhová teplota: 24 °C
- Vnitřní zisky z osvětlení: 20 W/m<sup>2</sup>
- Vnitřní zisky od osob: 150 W/os.
- Vnitřní zisky z elektrického vybavení: 40 W/m<sup>2</sup>
- Intenzita osvětlení: 300 lx
- Čerstvý vzduch: 90 m<sup>3</sup>/h·os



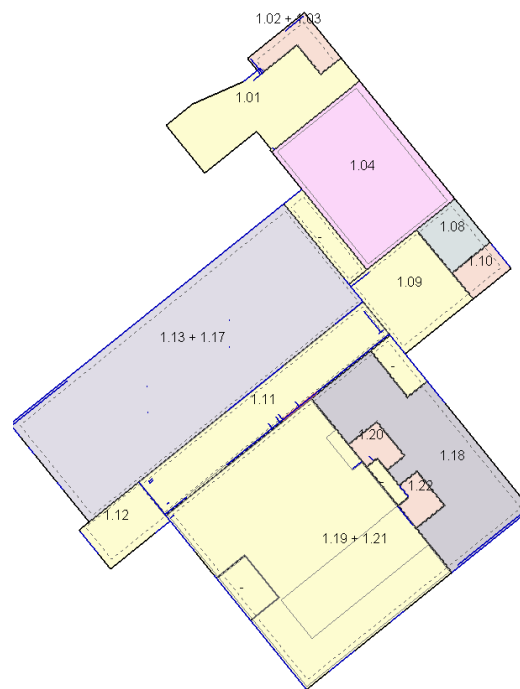
Tabulka č.1: Posuzované zóny, nutné ke stanovení základní koncepce chlazení

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	PŘIDĚLENÁ ŠABLONA	
1.01	Vstupní hala	Chodba a schodiště - kongresový sál	ČÁST 1
1.04	Kongresový sál	Kongresový sál	
2.05	Zázemí 2.NP	Chodba a schodiště - kongresový sál	
3.01	Zázemí 3.NP	Chodba a schodiště - kongresový sál	
1.09	Chodba	Chodba a schodiště - kanceláře + dílny + galerie	
1.11	Galerie	Galerie	
1.13	Dílna č.1	Dílny	
1.14	Dílna č.2	Dílny	
1.15	Dílna č.3	Dílny	
1.16	Dílna č.4	Dílny	
1.17	Obchod	Dílny	
3.02	Kancelářský prostor	Kanceláře	ČÁST 2
3.10	Kancelář ředitele	Kanceláře	
3.11	Zasedací místnost	Kanceláře	
4.01	Kancelářský prostor	Kanceláře	
4.09	Kancelář ředitele	Kanceláře	
4.10	Zasedací místnost	Kanceláře	
1.19 + 1.21 + 2.17	Atrium a restaurace	Chodba a schodiště - hotel	ČÁST 3
1.18	Kuchyň	Kuchyň	
2.07	Chodba	Chodba a schodiště - hotel	
2.08	Prosklená vyhlídka	Vyhlídka	
2.09 - 2.16	Hotelový pokoj 2.NP	Hotel	
3.13 + 3.31	Chodba	Chodba a schodiště - hotel	
3.14	Prosklená vyhlídka	Vyhlídka	
3.15 - 3.30	Hotelový pokoj 3.NP	Hotel	
4.12 + 4.30	Chodba	Chodba a schodiště - hotel	
4.13	Prosklená vyhlídka	Vyhlídka	
4.14 - 4.29	Hotelový pokoj 4.NP	Hotel	

Zdroj: [11]

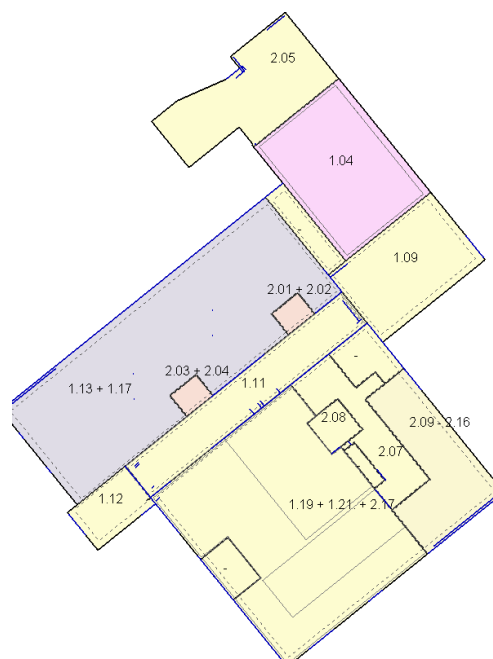
### 3.5 Grafické znázornění zónování objektu

Obrázek č.11: Zónování 1.NP



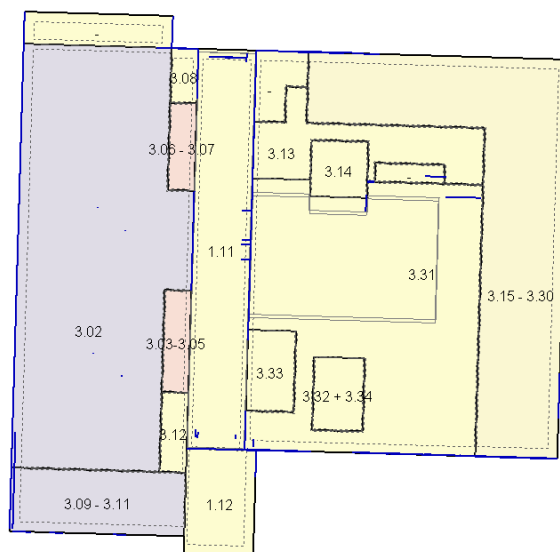
Zdroj: [12]

Obrázek č.12: Zónování 2.NP



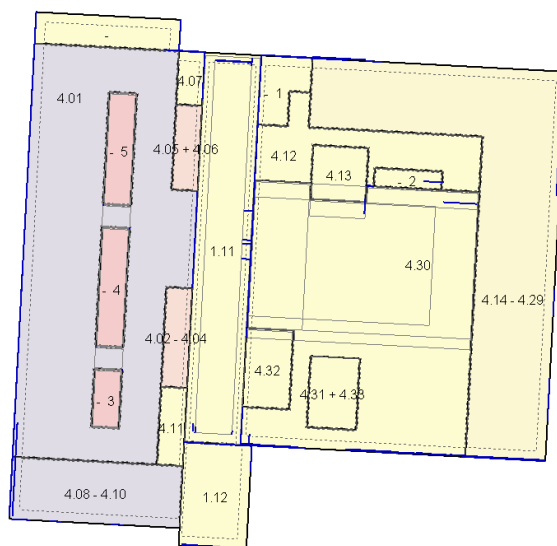
Zdroj: [13]

Obrázek č.13: Zónování 3.NP



Zdroj: [14]

Obrázek č.14: Zónování 4.NP



Zdroj: [15]

### 3.6 Okrajové podmínky

- Vnitřní výpočtová teplota pro letní období je uvažována 27 °C. Je to zároveň limitní teplota pro vyhodnocení přehřívání objektu v letním období.
- Vnější okrajové podmínky jsou dány klimatickými daty pro Prahu-PRAHA/RUZYŇ.
- Při vyhodnocení variant stínících prvků je jejich aktivování řízeno podle vnitřní teploty vzduchu-při dosažení teploty vzduchu 24 °C, dojde k aktivaci stínících prvků.

### 3.7 Parametry simulace

Nejdříve byla provedena simulace od 1. dubna do 31. září, protože přehřívání typicky pozorujeme v letním období. Kritickým dnem se ukázal 8. srpen, proto byly všechny simulace provedeny pro období od 1. července do 31. srpna. Zmíněné časové rozmezí bereme pro ustálení dynamické simulace jako dostačující. Simulace byly prováděny pro denní a hodinové intervaly.

Celkem bylo provedeno 6 simulací. Nejdříve simulace bez stínících prostředků. Následně simulace pro 4 různé varianty stínících prostředků. Poslední simulace zjišťovala potřebný chladicí výkon optimální varianty, pro dosažení teploty vnitřního vzduchu nižší než 27 °C.

Vybrané stínící prostředky:

- STÍNĚNÍ-VARIANTA 1: Vnitřní lamelové žaluzie s vysokou odrazivostí
- STÍNĚNÍ-VARIANTA 2: Vnější lamelové žaluzie s vysokou odrazivostí
- STÍNĚNÍ-VARIANTA 3: Vnější neprůhledné rolety, světlé
- STÍNĚNÍ-VARIANTA 4: Vnitřní závěsy, světlé

Tabulka č.2: Výsledky dynamické simulace v programu Designbuilder

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	TEPLOTY BEZ STÍNĚNÍ [°C]	TEPLOTY PRO JEDNOTIVÉ VARIANTY STÍNĚNÍ				POTŘEBNÝ CHLADÍCÍ VÝKON[kW] (obsahuje teplo citelné i vázané)
			STÍNĚNÍ- VARIANTA 1 [°C]	STÍNĚNÍ- VARIANTA 2 [°C]	STÍNĚNÍ- VARIANTA 3 [°C]	STÍNĚNÍ- VARIANTA 4 [°C]	
1.01	Vstupní hala	33,2	32,8	32,0	31,6	32,7	9,9
1.04	Kongresový sál	30,6	30,6	30,6	30,6	30,6	32,1
2.05	Zázemí 2.NP	34,2	33,0	29,8	28,0	33,2	3,1
3.01	Zázemí 3.NP	34,2	33,0	29,8	28,0	33,2	3,1
1.09	Chodba	29,5	29,2	28,8	28,6	29,0	3,0
1.11	Galerie	45,4	44,8	44,1	43,6	44,4	48,7
1.13	Dílna č.1	35,5	34,7	33,8	33,1	34,1	13,4
1.14	Dílna č.2	35,5	34,7	33,8	33,1	34,1	13,4
1.15	Dílna č.3	35,5	34,7	33,8	33,1	34,1	13,4
1.16	Dílna č.4	35,5	34,7	33,8	33,1	34,1	13,4
1.17	Obchod	35,5	34,7	33,8	33,1	34,1	13,4
3.02	Kancelářský prostor	40,0	39,2	38,0	37,1	38,5	26,5
3.10	Kancelář ředitele	40,8	38,9	36,4	35,5	37,8	2,4
3.11	Zasedací místnost	40,8	38,9	36,4	35,5	37,8	2,4
4.01	Kancelářský prostor	41,6	41,0	40,0	39,2	40,4	36,3
4.09	Kancelář ředitele	39,9	38,6	36,1	34,8	37,6	2,6
4.10	Zasedací místnost	39,9	38,6	36,1	34,8	37,6	2,6
1.19 + 1.21 + 2.17	Atrium a restaurace	42,4	40,7	39,1	38,1	40,0	27,7
1.18	Kuchyň	34,2	33,5	33,7	32,0	33,2	13,5
2.07	Chodba	36,1	35,4	34,6	34,1	35,0	3,0
2.08	Prosklená vyhlídka	31,6	31,3	30,9	30,7	31,1	2,0
2.09 - 2.16	Hotelový pokoj 2.NP	34,6	34,2	33,7	33,2	33,8	2,1
3.13 + 3.31	Chodba	47,0	45,7	44,3	43,7	45,1	11,3
3.14	Prosklená vyhlídka	32,2	31,8	31,5	31,2	31,7	1,9
3.15 - 3.30	Hotelový pokoj 3.NP	35,9	34,5	32,7	31,5	33,7	1,1
4.12 + 4.30	Chodba	52,3	51,6	50,7	50,0	51,2	89,5
4.13	Prosklená vyhlídka	34,3	34,1	33,7	33,5	33,9	4,0
4.14 - 4.29	Hotelový pokoj 4.NP	35,7	34,7	32,8	31,8	33,8	1,6

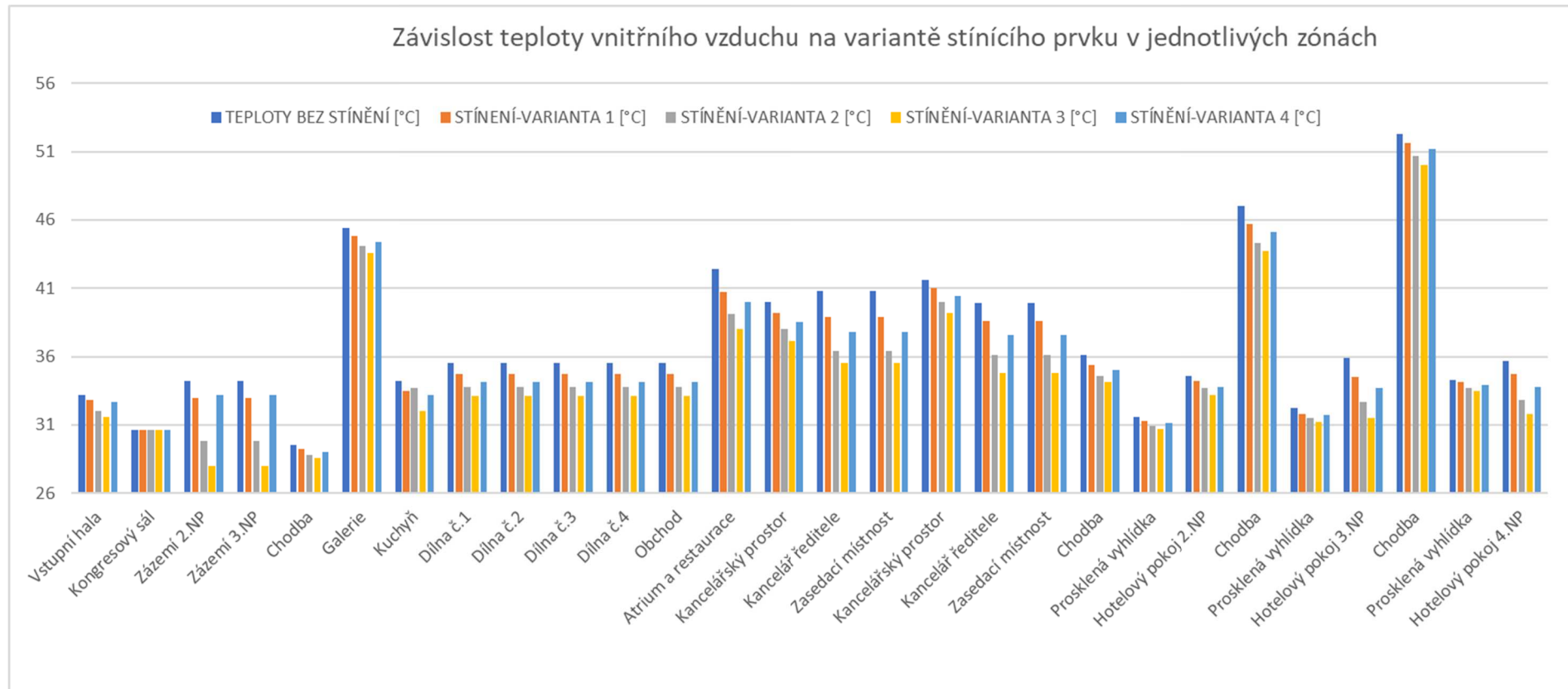
4. Výsledky simulace

ČÁST 1

ČÁST 2

ČÁST 3

Graf č.1: Závislost teploty vnitřního vzduchu na variantě stínícího prvku v jednotlivých



22

Poznámka:

STÍNĚNÍ-VARIANTA 1: Vnitřní lamelové žaluzie s vysokou odrazivostí

STÍNĚNÍ-VARIANTA 2: Vnější lamelové žaluzie s vysokou odrazivostí

STÍNĚNÍ-VARIANTA 3: Vnější neprůhledné rolety, světlé

STÍNĚNÍ-VARIANTA 4: Vnitřní závěsy, světlé

Zdroj: [17]

Při simulaci bez stínících prostředků byla ve všech posuzovaných zónách překročena stanovená limitní teplota pro přehřívání, tedy 27°C. Ani v jedné z posuzovaných zón nevyšla teplota vnitřního vzduchu nižší než 30 °C. Nejnižší teplota vyšla v kongresovém sále, to je způsobeno absencí prosklených ploch. Teplota v kongresovém sále je ovlivněna pouze prostupem tepla z okolních prostor.

Z vybraných stínících prostředků dosahují nejnižších teplot ve všech posuzovaných zón vnější neprůhledné rolety. Teploty vnitřního vzduchu se pohybují od 28 do 50 °C. Nejvyšších teplot je dosaženo v prostorech, které mají prosklenou střechu. Maximální pokles teploty vnitřního vzduchu nebyl vyšší než 5,1 °C, ve většině posuzovaných prostor byly poklesy velmi nízké.

Do objektu je tedy nutné navrhnout strojní chlazení.

## 5. Varianty chlazení vhodné pro zadaný objekt

Z výsledků dynamické simulace vyplývá, že je do objektu nutné navrhnout systém chlazení. Vzhledem k rozlehlosti a velikosti objektu není vhodné použít lokální přípravu chladu. Bude tedy porovnáno několik možností centrální přípravy chladu a vybrána nejvhodnější varianta pro řešený objekt.

### 5.1 Systém chlazení pomocí centrálních VZT jednotek

Pro kompenzaci tepelné zátěže pouze přiváděným vzduchem, při dodržení doporučeného teplotního rozdílu mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, vychází veliké průtoky vzduchu. Protože je systém větrání pomocí vzduchotechnických jednotek již navržen, mohl by být v některých prostorách použit pro snížení části tepelné zátěže prostoru.

Tabulka č.3: Doporučené maximální teplotní rozdíly mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru pro různé distribuční prvky

Distribuční prvek	max. $\Delta t$
Vyústka	4K
Difuzorový nemostat	10K
Vířivý anemostat	12K
Textilní vyústka	10K *

Zdroj: [18]

\* Pro bezprůvanové proudění je důležité dodržet 300 W/m textilní vyústky.

Vzorec pro výpočet množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$V_p = \frac{Q_{ZISK}}{\rho \cdot c \cdot (t_i - t_p)} \quad [m^3/s]$$

$Q_{ZISK}$  – uvažovaná tepelná zátěž [kW]

$\rho$  – hustota vzduchu [1,2 kg/m<sup>3</sup>]

$c$  – měrná tepelná kapacita vzduchu [1,01 kJ/kg·K]

$t_i$  – teplota vzduchu v interiéru [°C]

$t_p$  – teplota přiváděného vzduchu [°C]

Vzorec pro výpočet výkonu chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = m_a \cdot (h_i - h_p) \quad [kW]$$

$m_a$  – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

$h_e$  – měrná entalpie interiérového vzduchu [kJ/kg s.v.]

$h_p$  – měrná entalpie přiváděného vzduchu [kJ/kg s.v.]

Výpočty pro jednotlivé zóny:

## 1.01 VSTUPNÍ HALA

### Tepelná zátěž vstupní haly činí 9,9 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 9,9 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 31,6 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 795 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 5,6 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$V_p = 1,459 \text{ m}^3/\text{s} = 5251 \text{ m}^3/\text{h} = 1,707 \text{ kg/s}$$



Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 1,707 \cdot (68-53) = 25,6 \text{ kW}$$

Pro chlazení pouze vzduchem vychází 6,6 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

Ve vstupní hale by bylo možné využít systém větrání pro částečné pokrytí tepelné zátěže. Při uvažování navrženého průtoku vzduchu pro systém větrání, což je 795 m<sup>3</sup>/h, vychází chladicí výkon 1,5 kW. Vzduchotechnická jednotka by takto, pomocí vířivých anemostatů, pokryla 15,2 % celkového chladicího výkonu.

## 1.04 KONGRESOVÝ SÁL

### Tepelná zátěž kongresového sálu činí 32,1 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 32,1 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 30,6 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 5570 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 4,6 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$V_p = 5,758 \text{ m}^3/\text{s} = 20\,728 \text{ m}^3/\text{h} = 6,737 \text{ kg/s}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 6,737 \cdot (64-53) = 74,1 \text{ kW}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 3,7 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

V kongresovém sálu by bylo možné využít systém větrání pro částečné pokrytí tepelné zátěže. Při uvažování navrženého průtoku vzduchu pro systém větrání, což je 5570 m<sup>3</sup>/h, vychází chladicí

výkon 8,63 kW. Vzduchotechnická jednotka by takto, pomocí vířivých anemostatů, pokryla 26,9 % celkového chladícího výkonu.

## 2.05 ZÁZEMÍ 2.NP

### Tepelná zátěž zázemí 2.NP činí 3,1 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 28 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 90 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 2 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$\underline{V_p = 1,279 \text{ m}^3/\text{s} = 4604 \text{ m}^3/\text{h} = 1,496 \text{ kg/s}}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$\underline{Q_{ch} = 1,496 \cdot (28-26) = 2,99 \text{ kW}}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 51 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

## 3.01 ZÁZEMÍ 3.NP

### Tepelná zátěž zázemí 3.NP činí 3,1 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 28 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 100 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 2 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$\underline{V_p = 1,279 \text{ m}^3/\text{s} = 4604 \text{ m}^3/\text{h} = 1,496 \text{ kg/s}}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$\underline{Q_{ch} = 1,496 \cdot (59-53) = 8,98 \text{ kW}}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 51 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

## 1.09 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 3,0 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,0 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 28,6 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2400 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 2,6 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$\underline{V_p = 0,952 \text{ m}^3/\text{s} = 3427 \text{ m}^3/\text{h} = 1,114 \text{ kg/s}}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$\underline{Q_{ch} = 1,114 \cdot (60-53) = 7,8 \text{ kW}}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 1,4 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

V chodbě by bylo možné využít systém větrání pro částečné pokrytí tepelné zátěže. Při uvažování navrženého průtoku vzduchu pro systém větrání, což je 2400 m<sup>3</sup>/h, vychází chladicí výkon 2,1 kW. Vzduchotechnická jednotka by takto, pomocí vířivých anemostatů, pokryla 70 % celkového chladicího výkonu.

## 1.13 + 1.14 + 1.15 + 1.16 DÍLNY

### Tepelná zátěž dílen činí 13,4 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 33,1 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 955 m<sup>3</sup>/h
- Délka textilní vyústky = 9,4 m
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 7,1 K

Aby bylo dodrženo bezpřuvianové proudění vzduchu (do 0,2 m/s v pobytové zóně osob), musí být dodržen maximální chladicí výkon 350 W na metr textilní vyústky. Vyústkou o délce 9,4 lze pokrýt chladicí výkon 3,3 kW. Na zbytkovou tepelnou zátěž by musel být navržen jiný systém chlazení.

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 0,449 \cdot (74-53) = 9,4 \text{ kW}$$

## 1.17 OBCHOD

### Tepelná zátěž obchodu činí 13,4 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 33,1 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 880 m<sup>3</sup>/h
- Délka textilní vyústky = 9,4 m
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 7,1 K

Aby bylo dodrženo bezpřuvianové proudění vzduchu (do 0,2 m/s v pobytové zóně osob), musí být dodržen maximální chladicí výkon 350 W na metr textilní vyústky. Vyústkou o délce 9,4 lze pokrýt chladicí výkon 3,3 kW. Na zbytkovou tepelnou zátěž by musel být navržen jiný systém chlazení.

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 0,449 \cdot (74-53) = 9,4 \text{ kW}$$

### 3.02 KANCELÁŘSKÝ PROSTOR

#### Tepelná zátěž kanceláří činí 26,5 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 26,5 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 37,1 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2425 m<sup>3</sup>/h
- Délka textilní vyústky = 33,5 m
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 11,1 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob, pomocí textilní vyústky, neměl přesáhnout 10 K.

### 3.10 KANCELÁŘ ŘEDITELE

#### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,4 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 35,5 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 9,5 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$V_p = 0,264 \text{ m}^3/\text{s} = 950 \text{ m}^3/\text{h} = 0,309 \text{ kg/s}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 0,309 \cdot (82-53) = 9,0 \text{ kW}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 13,6 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

### 3.11 ZASEDACÍ MÍSTNOST

#### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,4 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 35,5 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 9,5 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$\underline{V_p = 0,208 \text{ m}^3/\text{s} = 750 \text{ m}^3/\text{h} = 0,244 \text{ kg/s}}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$\underline{Q_{ch} = 0,244 \cdot (82-53) = 7,1 \text{ kW}}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 1,8 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

### 4.01 KANCELÁŘKÝ PROSTOR

#### Tepelná zátěž kanceláří činí 37,3 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 37,3 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 39,2 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1915 m<sup>3</sup>/h
- Délka textilní výústky = 33,5 m

- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 13,2 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob, pomocí textilní vyústky, neměl přesáhnout 10 K.

#### 4.09 KANCELÁŘ ŘEDITELE

##### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,6 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 34,8 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 8,8 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$\underline{V_p = 0,244 \text{ m}^3/\text{s} = 878 \text{ m}^3/\text{h} = 0,285 \text{ kg/s}}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$\underline{Q_{ch} = 0,285 \cdot (79-53) = 7,4 \text{ kW}}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 12,5 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

#### 4.10 ZASEDACÍ MÍSTNOST

##### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,6 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 34,8 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 8,8 K

Množství přiváděného vzduchu pro chlazení  $V_p$ :

$$V_p = 0,244 \text{ m}^3/\text{s} = 878 \text{ m}^3/\text{h} = 0,285 \text{ kg/s}$$

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 0,285 \cdot (79-53) = 7,4 \text{ kW}$$

Pro chlazení vzduchem vychází 2,1 krát větší množství potřebného vzduchu než pro navržený systém větrání, což by způsobilo výrazný nárůst velikosti dimenzí potrubních rozvodů a zbytečně velký výkon chladiče.

## **1.19 + 1.21 + 2.17 ATRIUM A RESTAURACE**

### **Tepelná zátěž atria s restaurací činí 27,7 kW**

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 27,7 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 38,1 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 4855 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 12,1 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob, pomocí vířivých anemostatů, neměl přesáhnout 12 K.

## **1.18 KUCHYŇ**

### **Tepelná zátěž kuchyně činí 13,4 kW**

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 32 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 6650 m<sup>3</sup>/h
- Délka textilní vyústky = 17,35 m



- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 6 K

Aby bylo dodrženo bezprůvanové proudění vzduchu (do 0,2 m/s v pobytové zóně osob), musí být dodržen maximální chladicí výkon 350 W na metr textilní vyústky. Vyústkou o délce 17,35 lze pokrýt chladicí výkon 6 kW. Na zbytkovou tepelnou zátěž by musel být navržen jiný systém chlazení.

Výkon chladiče  $Q_{ch}$ :

$$Q_{ch} = 0,965 \cdot (72-53) = 18,3 \text{ kW}$$

## 2.07 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 3,0 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,0 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 34,1 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 8,1 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí vyústek neměl přesáhnout 4 K.

## 2.08 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 2,0 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,0 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 30,7 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 4,7 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob, pomocí vyústek, neměl přesáhnout 4 K.

## 2.09 – 2.16 HOTELOVÝ POKOJ 2.NP

### Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 2,1 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,1 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 33,2 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 7,2 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob, pomocí vyústek, neměl přesáhnout 4 K.

## 3.13 + 3.31 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 11,3 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 11,3 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 43,7 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1040 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 17,7 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí vyústek neměl přesáhnout 4 K.

## 3.14 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 1,9 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,9 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 31,2 °C

- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 5,2 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí výústek neměl přesáhnout 4 K.

### **3.15 – 3.30 HOTELOVÝ POKOJ 3.NP**

#### **Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,1 kW**

- CHLAZENÍ VZDUCHEM

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,1 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 31,5 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 5,5 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí výústek neměl přesáhnout 4 K.

### **4.12 + 4.30 CHODBA**

#### **Tepelná zátěž chodby činí 89,5 kW**

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 89,5 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 50 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1000 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 24 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí výústek neměl přesáhnout 4 K.

#### 4.13 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

##### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 4 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 4 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 33,5 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 7,5 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí výustek neměl přesáhnout 4 K.

#### 4.14 – 4.29 HOTELOVÝ POKOJ 4.NP

##### Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,6 kW

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,6 kW
- Hustota vzduchu = 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Měrná tepelná kapacita vzduchu = 1,01 kJ/kg·K
- Teplota vzduchu v interiéru = 31,8 °C
- Teplota přiváděného vzduchu = 26 °C
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h
- Rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru = 5,8 K

Není dodržen maximální rozdíl teplot mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru, který by při chlazení přímo do pobytové zóny osob pomocí výustek neměl přesáhnout 4 K.

Tabulka č. 4: Snížení tepelné zátěže prostoru pomocí vzduchového výkonu ve vybraných zónách

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	VÝKON CHLADIČE [kW]
1.01	Vstupní hala	1,5
1.04	Kongresový sál	8,6
1.09	Chodba	2,1
1.18	Kuchyň	6,0

Zdroj: [19]

## 5.2 Vodní systém chlazení

Budou navrženy koncové prvky a zdroj chladu pro vodní systém chlazení. Zvolené varianty koncových prvků jsou fan coil jednotky od společnosti Sinclair, sálavé panely od společnosti Giacomini a pasivní chladicí trámce od společnosti Compactline. Panely a trámce budou uvažovány pouze v místnostech s podhledem. Zdroj chladu bude zvolen dle navržených koncových prvků.

### 5.2.1 Návrh koncových prvků

#### 1.01 VSTUPNÍ HALA

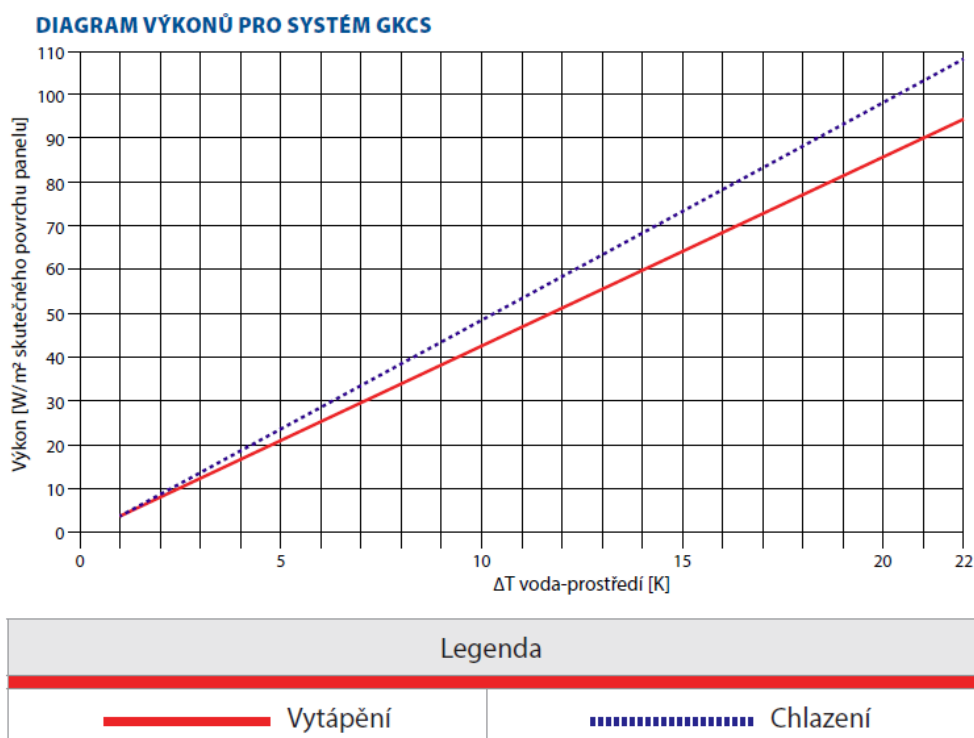
**Tepelná zátěž vstupní haly činí 8,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)**

- SÁLAVÉ PANELY GIACOMINI GIACOKLIMA GKCS

Návrhové parametry:

- Teplotní spád 15/17 °C
- Vstupní teplota vody do panelu = 15 °C
- Výstupní teplota vody z panelu = 17 °C
- Teplota vzduchu v interiéru = 31,6 °C
- Rozdíl střední teploty chladicí vody a teploty vzduchu v interiéru = 15,6 K

Obrázek č.15: Nominální účinnost sálavého panelu naměřená ve zkušební komoře DIN



Zdroj: [20]

Dle grafu výrobce vychází z návrhových parametrů měrný výkon sálavého panelu  $75 \text{ W/m}^2$ . Při použití panelu o rozměrech  $1200 \times 2000 \text{ mm}$  vychází výkon jednoho sálavého panelu  $180 \text{ W}$ .

Podlahová plocha, na které by mohly být použity sálavé panely, je přibližně  $80 \text{ m}^2$ . Pro pokrytí tepelné zátěže  $9900 \text{ W}$ , by bylo zapotřebí instalovat 55 sálavých panelů, na které by bylo potřeba minimálně  $132 \text{ m}^2$  plochy, což by nebylo z hlediska podlahové plochy možné. [33]

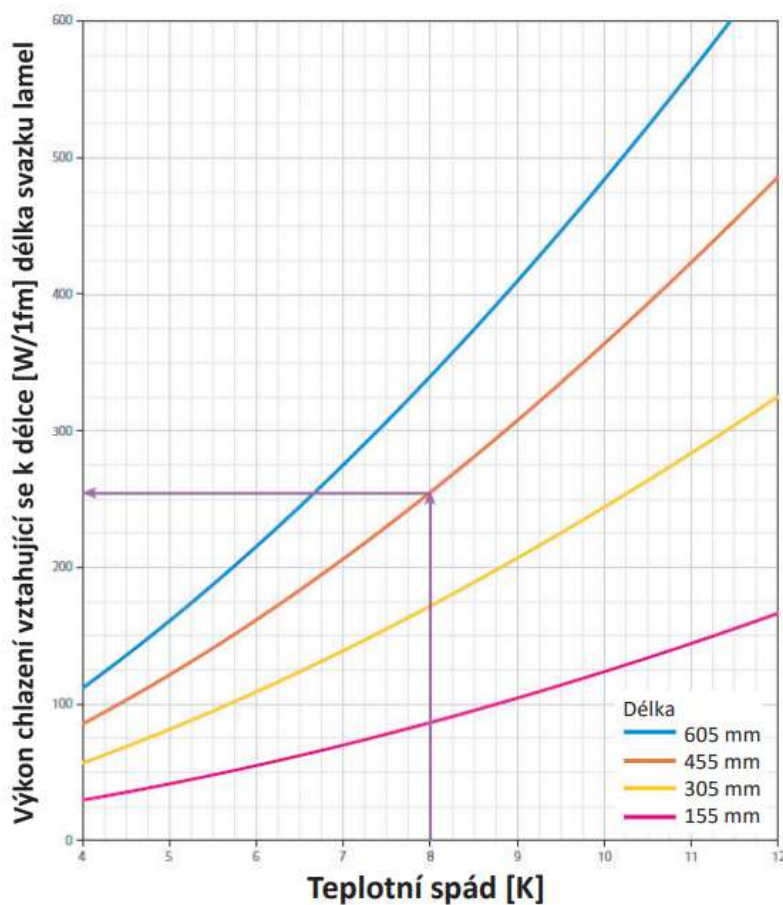
- **CHLADÍCÍ TRÁMEC COMPACTLINE PAR**

Návrhové parametry:

- Teplotní spád  $17/20 \text{ }^\circ\text{C}$
- Vstupní teplota vody do trámce =  $17 \text{ }^\circ\text{C}$
- Výstupní teplota vody z trámce =  $20 \text{ }^\circ\text{C}$
- Teplota vzduchu v interiéru =  $31,6 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rozdíl střední teploty chladicí vody a teploty vzduchu v interiéru =  $13,1 \text{ K}$

Obrázek č.16: Chladicí výkon chladicího trámce

### Compactline typ PAO a typ PAR s $V=150 \text{ mm}$ – vztahující se k délce výkonu chlazení dle EN 14518



Zdroj: [21]

Pro návrh chladících trámců vychází příliš velký rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru. [34]

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 8,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 795 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-500F s chladícím výkonem 4850 W s průtokem vzduchu 850 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 15,2 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky zbývá pokrýt 8,40 kW. Pro dané návrhové parametry by byly použity dvě podstropně-parapetní jednotky SF-500F. Navržený chladící výkon fan coil jednotek činí 9,7 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 1700 m<sup>3</sup>/h. [35]

## 1.04 KONGRESOVÝ SÁL

**Tepelná zátěž kongres. sálu činí 23,5 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)**

- SÁLAVÉ PANELE GIACOMINI GIACOKLIMA GKCS

Návrhové parametry:

- Teplotní spád 15/17 °C
- Vstupní teplota vody do panelu = 15 °C
- Výstupní teplota vody z panelu = 17 °C
- Teplota v místnosti = 30,6 °C
- Rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru = 14,6 K

Dle grafu výrobce vychází z návrhových parametrů měrný výkon sálavého panelu 70 W/m<sup>2</sup>. Při použití panelu o rozměrech 1200 x 2000 mm vychází výkon jednoho sálavého panelu 168 W. (Viz obrázek č.15)

Podlahová plocha kongresového sálu je téměř 198,2 m<sup>2</sup>. Pro pokrytí tepelné zátěže 32 100 W, by bylo zapotřebí instalovat 191 sálavých panelů, na které by bylo potřeba minimálně 458,4 m<sup>2</sup> podlahové plochy, což by nebylo z hlediska prostoru možné. [33]

- CHLADÍCÍ TRÁMEC COMPACTLINE PAR

Návrhové parametry:

- Teplotní spád 17/20 °C

- Vstupní teplota vody do trámce = 17 °C
- Výstupní teplota vody z trámce = 20 °C
- Teplota vzduchu v interiéru = 30,6 °C
- Rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru = 12,1 K

Pro návrh chladících trámců vychází příliš velký rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru. (Viz Obrázek č.16) [34]

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 23,5 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 5570 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-500F s chladícím výkonem 4850 W s průtokem vzduchu 850 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 26,9 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky, zbývá pokrýt 23,47 kW. Pro dané návrhové parametry by bylo použito pět podstropně-parapetních jednotek SF-500F. Navržený chladící výkon fan coil jednotek činí 24,25 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 4250 m<sup>3</sup>/h. [35]

## 2.05 ZÁZEMÍ 2.NP

**Tepelná zátěž zázemí 2.NP činí 3,1 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 90 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-500C4 s chladícím výkonem 3240 W s průtokem vzduchu 785 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku. [35]



### 3.01 ZÁZEMÍ 3.NP

#### Tepelná zátěž zázemí 3.NP činí 3,1 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 100 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-500C4 s chladícím výkonem 3240 W s průtokem vzduchu 785 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[35]

### 1.09 CHODBA

#### Tepelná zátěž chodby činí 0,9 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 0,9 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2400 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-250F s chladícím výkonem 1870 W s průtokem vzduchu 425 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 70 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky, zbývá pokrýt 0,9 kW. Pro dané návrhové parametry by byla použita jedna podstropně-parapetní jednotka SF-250F.

[35]

### 1.11 GALERIE

#### Tepelná zátěž galerie činí 48,7 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 48,7 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1575 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít nástěnnou jednotku SF-600H s chladícím výkonem 5000 W s průtokem vzduchu 1020 m<sup>3</sup>/h na vysoké otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito deset kazetových jednotek SF-600H. Navržený chladicí výkon činí 50 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 10 200 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

### **1.13 + 1.14 + 1.15 + 1.16 DÍLNY**

#### **Tepelná zátěž dílen činí 13,4 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 955 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-600C4 s chladicím výkonem 4940 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 1187 m<sup>3</sup>/h a podstropně-parapetní jednotku SF-500F s chladicím výkonem 4850 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 850 m<sup>3</sup>/h.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity dvě kazetové jednotky SF-600C4 a jedna podstropně-parapetní jednotka SF-500F. Navržený chladicí výkon činí 14,73 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 3561 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

### **1.17 OBCHOD**

#### **Tepelná zátěž obchodu činí 13,4 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 880 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-600C4 s chladicím výkonem 4940 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 1187 m<sup>3</sup>/h.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři kazetové jednotky SF-600C4. Navržený chladicí výkon činí 14,82 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 3561 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

### 3.02 KANCELÁŘSKÝ PROSTOR

#### Tepelná zátěž kanceláří činí 26,5 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 26,5 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2425 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a kazetovou jednotku SF-300C4 s chladícím výkonem 2390 W s průtokem vzduchu 560 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito osm podstropně-parapetních jednotek SF-400F a jedna kazetová jednotka SF-300C4. Navržený chladící výkon činí 28,55 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 6000 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

### 3.10 KANCELÁŘ ŘEDITELE

#### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,4 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-400C4 s chladícím výkonem 2880 W s průtokem vzduchu 717 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku. [35]

### 3.11 ZASEDACÍ MÍSTNOST

#### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,4 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-400C4 s chladícím výkonem 2880 W s průtokem vzduchu 717 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku. [35]

#### 4.01 KANCELÁŘKÝ PROSTOR

##### Tepelná zátěž kanceláří činí 37,3 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 36,3 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1915 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-800F s chladícím výkonem 6520 W s průtokem vzduchu 1360 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a kazetovou jednotku SF-950C4 s chladícím výkonem 5160 W s průtokem vzduchu 1526 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity čtyři podstropně-parapetní jednotky SF-800F a dvě kazetové jednotky SF-950C4. Navržený chladící výkon činí 36,4 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 8492 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

#### 4.09 KANCELÁŘ ŘEDITELE

##### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,6 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-400C4 s chladícím výkonem 2880 W s průtokem vzduchu 717 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku. [35]

## 4.10 ZASEDACÍ MÍSTNOST

### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,6 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-400C4 s chladícím výkonem 2880 W s průtokem vzduchu 717 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[35]

## 1.19 + 1.21 + 2.17 ATRIUM A RESTAURACE

### Tepelná zátěž atria s restaurací činí 27,7 kW

- SÁLAVÉ PANELE GIACOMINI GIACOKLIMA GKCS

Návrhové parametry:

- Teplotní spád 15/17 °C
- Vstupní teplota vody do panelu = 15 °C
- Výstupní teplota vody z panelu = 17 °C
- Teplota vzduchu v interiéru = 38 °C
- Rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru = 22 K

Dle grafu výrobce vychází z návrhových parametrů měrný výkon sálavého panelu 110 W/m<sup>2</sup>. Při použití panelu o rozměrech 600 x 1200 mm vychází výkon jednoho sálavého panelu 79,2 W. (Viz Obrázek č.15)

Plocha, na které by mohly být použity sálavé panely je přibližně 250 m<sup>2</sup>. Pro pokrytí tepelné zátěže 27,7 W, by bylo zapotřebí instalovat 350 sálavých panelů, na které by bylo potřeba minimálně 252 m<sup>2</sup> plochy. [33]

- CHLADÍCÍ TRÁMEC COMPACTLINE PAR

Návrhové parametry:

- Teplotní spád 17/20 °C
- Vstupní teplota vody do trámce = 17 °C
- Výstupní teplota vody z trámce = 20 °C

- Teplota v místnosti = 38 °C
- Rozdíl střední teploty chladicí vody a teploty vzduchu v interiéru = 19,5 K

Pro návrh chladících trámců vychází příliš velký rozdíl střední teploty chladicí vody a teploty vzduchu v interiéru. (Viz Obrázek č.16) [34]

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 27,7 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 4855 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-250F s chladícím výkonem 1870 W s průtokem vzduchu 425 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru, kazetovou jednotku SF-300C4 s chladícím výkonem 2390 W s průtokem vzduchu 560 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a nástěnnou jednotku SF-250H s chladícím výkonem 2630 W s průtokem vzduchu 425 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři podstropně-parapetní jednotky SF-250F, tři kazetové jednotky SF-300C4 a šest nástěnných jednotek SF-250H. Navržený chladící výkon činí 28,56 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 5505 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

## 1.18 KUCHYŇ

**Tepelná zátěž kuchyně činí 7,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 7,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 6550 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít nástěnnou jednotku SF-250H s chladícím výkonem 2630 W s průtokem vzduchu 425 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři nástěnné jednotky SF-250H. Navržený chladící výkon činí 7,89 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 1275 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

## 2.07 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 3,0 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,0 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 700 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-500C4 s chladícím výkonem 3240 W s průtokem vzduchu 785 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[35]

## 2.08 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 2,0 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,0 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

## 2.09 – 2.16 HOTELOVÝ POKOJ 2.NP

### Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 2,1 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

### **3.13 + 3.31 CHODBA**

#### **Tepelná zátěž chodby činí 11,3 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 11,3 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1040 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-300C4 s chladícím výkonem 1820 W s průtokem vzduchu 397 m<sup>3</sup>/h na střední otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito sedm kazetových jednotek SF-300C4. Navržený chladící výkon činí 12,7 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 2779 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

### **3.14 PROSKLENÁ VYHLÍDKA**

#### **Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 1,9 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,9 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

### **3.15 – 3.30 HOTELOVÝ POKOJ 3.NP**

#### **Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,1 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h



Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

#### **4.12 + 4.30 CHODBA**

##### **Tepelná zátěž chodby činí 89,5 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 89,5 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1000 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku SF-1200C4 s chladícím výkonem 9020 W s průtokem vzduchu 1768 m<sup>3</sup>/h na vysoké otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito deset kazetových jednotek SF-1200C4. Navržený chladící výkon činí 90,2 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 17 680 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [35]

#### **4.13 PROSKLENÁ VYHLÍDKA**

##### **Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 4 kW**

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-500F s chladícím výkonem 4850 W s průtokem vzduchu 850 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

#### 4.14 – 4.29 HOTELOVÝ POKOJ 4.NP

##### Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,6 kW

- FAN COIL SINCLAIR

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít podstropně-parapetní jednotku SF-400F s chladícím výkonem 3270 W s průtokem vzduchu 680 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčce ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu podstropně-parapetní jednotku. [35]

Tabulka č.5: Navržené koncové prvky chlazení pro jednotlivé zóny s barevným znázorněním přiřazení zdrojů chladu jednotlivým zónám

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	POTŘEBNÝ CHLADÍCÍ VÝKON [kW] (obsahuje teplo citelné i vázané)	CHLADÍCÍ VÝKON NAVRŽENÉHO SYSTÉMU CHLAZENÍ [kW]	CELKOVÝ CHLADÍCÍ VÝKON NAVRŽENÉHO SYSTÉMU CHLAZENÍ [kW]	NAVRŽENÝ SYSTÉM CHLAZENÍ	
1.01	Vstupní hala	9,9	1,5	11,2	VZT	ČÁST 1
			9,7		2x FCU SF-500F	
1.04	Kongresový sál	32,1	8,6	32,9	VZT	
			24,3		5x FCU SF-500F	
2.05	Zázemí 2.NP	3,1	3,2	3,2	FCU SF-500C4	
3.01	Zázemí 3.NP	3,1	3,2	3,2	FCU SF-500C4	
1.09	Chodba	3,0	2,1	4,0	VZT	
			1,9		FCU SF-250F	
1.11	Galerie	48,7	50,0	50,0	10x FCU SF-600H	
1.13	Dílna č.1	13,4	14,7	14,7	2x FCU SF-600C4	
					FCU SF-500F	
1.14	Dílna č.2	13,4	14,7	14,7	2x FCU SF-600C4	
					FCU SF-500F	
1.15	Dílna č.3	13,4	14,7	14,7	2x FCU SF-600C4	
					FCU SF-500F	
1.16	Dílna č.4	13,4	14,7	14,7	2x FCU SF-600C4	
					FCU SF-500F	
1.17	Obchod	13,4	14,8	14,8	3x FCU SF-600C4	
3.02	Kancelářský prostor	26,5	28,6	28,6	8x FCU SF-400F	
					FCU SF-300C4	
3.10	Kancelář ředitele	2,4	2,9	2,9	FCU SF-400C4	
3.11	Zasedací místnost	2,4	2,9	2,9	FCU SF-400C4	
4.01	Kancelářský prostor	36,3	36,4	36,4	4x FCU SF-800F	
					2x FCU SF-950C4	
4.09	Kancelář ředitele	2,6	2,9	2,9	FCU SF-400C4	
4.10	Zasedací místnost	2,6	2,9	2,9	FCU SF-400C4	
1.19 + 1.21 + 2.17	Atrium a restaurace	27,7	28,6	28,6	3x FCU SF-250F	
					3x FCU SF-300C4	
					6x FCU SF-250H	
1.18	Kuchyň	13,5	6,0	13,9	VZT	
			7,9		3x FCU SF-250H	
2.07	Chodba	3,0	3,2	3,2	FCU SF-500C4	
2.08	Prosklená vyhlídka	2,0	3,3	3,3	FCU SF-400F	
2.09 - 2.16	Hotelový pokoj 2.NP (4x)	2,1	3,3	13,1	FCU SF-400F	
3.13 + 3.31	Chodba	11,3	12,7	12,7	7x FCU SF-300C4	
3.14	Prosklená vyhlídka	1,9	3,3	3,3	FCU SF-400F	
3.15 - 3.30	Hotelový pokoj 3.NP (8x)	1,1	3,3	26,2	FCU SF-400F	
4.12 + 4.30	Chodba	89,5	90,2	90,2	10x FCU SF-1200C4	
4.13	Prosklená vyhlídka	4,0	4,9	4,9	FCU SF-500F	
4.14 - 4.29	Hotelový pokoj 4.NP (8x)	1,6	3,3	26,2	FCU SF-400F	

Zdroj: [22]

## 5.2.2 Návrh zdrojů chladu

Pro každou ze tří hlavních částí objektu by byl použit vlastní zdroj chladu (viz Tabulka č.5).

Díky svému vysokému chladicímu výkonu jsou do všech prostor nejvhodnější variantou fan coil

jednotky, proto jsou navrženy tři vzduchem chlazené modulární kompresorové jednotky od stejné společnosti.

Tabulka č.6: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.1 – ČÁST 1

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon pro fan coil jednotky	166,0
Rezerva 10 %	16,6
CELKEM	182,6

Zdroj: [23]

**Navržený zdroj chladu č.1:** Vzduchem chlazené chillery Sinclair v modulu z jednotky SCV-300EA s chladicím výkonem 27 kW a tři jednotek SCV-600EA s chladicím výkonem 55 kW. Celkový navržený chladicí výkon činí 192 kW. [35]

Tabulka č.7: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.2 – ČÁST 2

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon pro fan coil jednotky	76,5
Rezerva 10 %	7,6
CELKEM	84,1

Zdroj: [24]

**Navržený zdroj chladu č.2:** Vzduchem chlazené chillery Sinclair v modulu z jednotky SCV-300EA s chladicím výkonem 27 kW a SCV-600EA s chladicím výkonem 55 kW. Celkový navržený chladicí výkon činí 82 kW. [35]

Tabulka č.8: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.3 – ČÁST 3

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon pro fan coil jednotky	219,4
Rezerva 10 %	21,9
CELKEM	241,3

Zdroj: [25]

**Navržený zdroj chladu č.3:** Vzduchem chlazené chillery Sinclair v modulu z jednotky SCV-300EA s chladicím výkonem 27 kW a čtyř jednotek SCV-600EA s chladicím výkonem 55 kW. Celkový navržený chladicí výkon činí 247 kW. [35]

## 5.3 Chladivový systém chlazení

Budou navrženy koncové prvky a zdroj chladu pro chladivový systém chlazení pomocí systému VRV od společnosti Daikin.

### 5.3.1 Návrh koncových prvků

#### 1.01 VSTUPNÍ HALA

**Tepelná zátěž vstupní haly činí 8,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)**

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 8,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 795 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 50A s chladícím výkonem 5600 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 15,2 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky, zbývá pokrýt 8,40 kW. Pro dané návrhové parametry by byly použity dvě jednotky do podhledu FXDQ 50A. Navržený chladící výkon jednotek do podhledu činí 11,2 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 1500 m<sup>3</sup>/h. [37]

#### 1.04 KONGRESOVÝ SÁL

**Tepelná zátěž kongres. sálu činí 23,5 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)**

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 23,5 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 5570 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXDQ 50A s chladícím výkonem 5600 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 26,9 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky, zbývá pokrýt 23,47 kW. Pro dané návrhové parametry by bylo použito pět jednotek do podhledu FXDQ 50A. Navržený chladící výkon jednotek činí 28 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 3750 m<sup>3</sup>/h. [37]

## 2.05 ZÁZEMÍ 2.NP

### Tepelná zátěž zázemí 2.NP činí 3,1 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 90 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 32A s chladícím výkonem 3600 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[37]

## 3.01 ZÁZEMÍ 3.NP

### Tepelná zátěž zázemí 3.NP činí 3,1 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 100 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 32A s chladícím výkonem 3600 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[37]

## 1.09 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 0,9 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 0,9 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2400 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 15A s chladícím výkonem 1700 W s průtokem vzduchu 450 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Při uvažování pokrytí 70 % tepelné zátěže pomocí vzduchotechnické jednotky, zbývá pokrýt 0,9 kW. Pro dané návrhové parametry by byla použita jedna jednotka do podhledu. [37]

## 1.11 GALERIE

### Tepelná zátěž galerie činí 48,7 kW

- VRV NÁSTĚNNÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 48,7 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1575 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít nástěnnou jednotku FXAQ 50P s chladicím výkonem 5600 W s průtokem vzduchu 900 m<sup>3</sup>/h na vysoké otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito deset nástěnných jednotek FXAQ 50P. Navržený chladicí výkon činí 56 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 9000 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

## 1.13 + 1.14 + 1.15 + 1.16 DÍLNY

### Tepelná zátěž dílen činí 13,4 kW

- VRV KAZETOVÁ A PODSTROPNÍ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 955 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 32A s chladicím výkonem 3600 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 750 m<sup>3</sup>/h a podstropní jednotku FXHQ 63A s chladicím výkonem 7100 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 1200 m<sup>3</sup>/h.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity dvě kazetové jednotky FXFQ 32A a jedna podstropní jednotka FXHQ 63A. Navržený chladicí výkon činí 14,30 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 2700 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

## 1.17 OBCHOD

### Tepelná zátěž obchodu činí 13,4 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 13,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 880 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 40A s chladícím výkonem 4500 W s průtokem vzduchu na vysoké otáčky 816 m<sup>3</sup>/h.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři kazetové jednotky FXFQ 40A. Navržený chladící výkon činí 13,50 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 2448 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

### 3.02 KANCELÁŘSKÝ PROSTOR

#### Tepelná zátěž kanceláří činí 26,5 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA A JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 26,5 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 2425 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 32A s chladícím výkonem 3600 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito osm jednotek do podhledu FXDQ 32A a jedna kazetová jednotka FXFQ 20A. Navržený chladící výkon činí 31,0 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 4590 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

### 3.10 KANCELÁŘ ŘEDITELE

#### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,4 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.



Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[37]

### 3.11 ZASEDACÍ MÍSTNOST

#### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,4 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.

[37]

### 4.01 KANCELÁŘKÝ PROSTOR

#### Tepelná zátěž kanceláří činí 37,3 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA A JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 37,3 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1915 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 63A s chladícím výkonem 7100 W s průtokem vzduchu 990 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a kazetovou jednotku FXFQ 40A s chladícím výkonem 4500 W s průtokem vzduchu 816 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity čtyři jednotky do podhledu FXDQ 63A a dvě kazetové jednotky FXFQ 40A. Navržený chladící výkon činí 37,4 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 5592 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

### 4.09 KANCELÁŘ ŘEDITELE

#### Tepelná zátěž kanceláře ředitele činí 2,6 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 70 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.  
[37]

#### 4.10 ZASEDACÍ MÍSTNOST

##### Tepelná zátěž zasedací místnosti činí 2,6 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 420 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku.  
[37]

#### 1.19 + 1.21 + 2.17 ATRIUM A RESTAURACE

##### Tepelná zátěž atria s restaurací činí 27,7 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA, NÁSTĚNNÁ JEDNOTKA A JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 27,7 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 4855 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 15A s chladícím výkonem 1700 W s průtokem vzduchu 450 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru, kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru a nástěnnou jednotku FXAQ 25P s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři jednotky do podhledu FXDQ 15A, tři kazetové jednotky FXFQ 20A a šest nástěnných jednotek FXAQ 25P. Navržený chladící výkon činí

28,50 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 6480 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

## 1.18 KUCHYŇ

### Tepelná zátěž kuchyně činí 7,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)

- VRV NÁSTĚNNÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 7,4 kW (po odečtení pokryté tepelné zátěže vzduchem)
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 6650 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít nástěnnou jednotku FXAQ 25P s chladícím výkonem 2800 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na vysoké otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by byly použity tři nástěnné jednotky FXAQ 25P. Navržený chladící výkon činí 8,4 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 1440 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

## 2.07 CHODBA

### Tepelná zátěž chodby činí 3,0 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 3,0 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 700 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 32A s chladícím výkonem 3600 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu kazetovou jednotku. [37]

## 2.08 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 2,0 kW

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,0 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu. [37]

## **2.09 – 2.16 HOTELOVÝ POKOJ 2.NP**

### **Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 2,1 kW**

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 2,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu. [37]

## **3.13 + 3.31 CHODBA**

### **Tepelná zátěž chodby činí 11,3 kW**

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 11,3 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1040 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 750 m<sup>3</sup>/h na střední otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito sedm kazetových jednotek FXFQ 20A. Navržený chladící výkon činí 15,4 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 5250 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

### 3.14 PROSKLENÁ VYHLÍDKA

#### Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 1,9 kW

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,9 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 20A s chladícím výkonem 2200 W s průtokem vzduchu 480 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu.

[37]

### 3.15 – 3.30 HOTELOVÝ POKOJ 3.NP

#### Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,1 kW

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,1 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 15A s chladícím výkonem 1700 W s průtokem vzduchu 450 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu.

[37]

### 4.12 + 4.30 CHODBA

#### Tepelná zátěž chodby činí 89,5 kW

- VRV KAZETOVÁ JEDNOTKA

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 89,5 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 1000 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít kazetovou jednotku FXFQ 80A s chladícím výkonem 9000 W s průtokem vzduchu 1368 m<sup>3</sup>/h na vysoké otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo použito deset kazetových jednotek FXFQ 80A. Navržený chladicí výkon činí 90,0 kW s celkovým průtokem vzduchu jednotkami 13 680 m<sup>3</sup>/h, což je pro daný prostor dostačující. [37]

#### **4.13 PROSKLENÁ VYHLÍDKA**

##### **Tepelná zátěž prosklené vyhlídky činí 4 kW**

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 4 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 350 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 40A s chladicím výkonem 4500 W s průtokem vzduchu 630 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu. [37]

#### **4.14 – 4.29 HOTELOVÝ POKOJ 4.NP**

##### **Tepelná zátěž jednoho hotelového pokoje činí 1,6 kW**

- VRV JEDNOTKA DO PODHLEDU

Návrhové parametry:

- Tepelná zátěž = 1,6 kW
- Množství přiváděného vzduchu pro větrání = 125 m<sup>3</sup>/h

Pro dané návrhové parametry by bylo možné použít jednotku do podhledu FXDQ 15A s chladicím výkonem 1700 W s průtokem vzduchu 450 m<sup>3</sup>/h na nejvyšší otáčky ventilátoru.

Pro pokrytí požadovaných parametrů by bylo dostačující použít jednu jednotku do podhledu. [37]

Tabulka č.7: Navržené koncové prvky chlazení pro jednotlivé zóny s barevným znázorněním přiřazení zdrojů chladu jednotlivým zónám

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	POTŘEBNÝ CHLADÍČÍ VÝKON[kW] (obsahuje teplo citelné i vázané)	CHLADÍČÍ VÝKON NAVRŽENÉHO SYSTÉMU CHLAZENÍ [kW]	CELKOVÝ CHLADÍČÍ VÝKON NAVRŽENÉHO SYSTÉMU CHLAZENÍ [kW]	NAVRŽENÝ SYSTÉM CHLAZENÍ	
1.01	Vstupní hala	9,9	1,5	12,7	VZT	ČÁST 1
			11,2		2x VRV FXDQ 50A	
1.04	Kongresový sál	32,1	8,6	36,6	VZT	
			28,0		5x VRV FXDQ 50A	
2.05	Zázemí 2.NP	3,1	3,6	3,6	VRV VXFQ 32A	
3.01	Zázemí 3.NP	3,1	3,6	3,6	VRV VXFQ 32A	
1.09	Chodba	3,0	2,1	3,8	VZT	
			1,7		VRV FXDQ 15A	
1.11	Galerie	48,7	56,0	56,0	10x VRV FXAQ 50P	
1.18	Kuchyň	13,5	6,0	14,4	VZT	
			8,4		3x VRV FXAQ 25P	
1.13	Dílňa č.1	13,4	14,3	14,3	VRV FXHQ 63A	
1.14	Dílňa č.2	13,4	14,3	14,3	VRV FXHQ 63A	
					VRV VXFQ 32A	
1.15	Dílňa č.3	13,4	14,3	14,3	VRV FXHQ 63A	
					VRV VXFQ 32A	
1.16	Dílňa č.4	13,4	14,3	14,3	VRV FXHQ 63A	
					VRV VXFQ 32A	
1.17	Obchod	13,4	13,5	13,5	3x VRV VXFQ 40A	
3.02	Kancelářský prostor	26,5	31,0	31,0	8x VRV FXDQ 32A	
					VRV VXFQ 20A	
3.10	Kancelář ředitele	2,4	2,8	2,8	VRV VXFQ 20A	
3.11	Zasedací místnost	2,4	2,8	2,8	VRV VXFQ 20A	
4.01	Kancelářský prostor	36,3	37,4	37,4	4x VRV FXDQ 63A	
					2x VRV VXFQ 40A	
4.09	Kancelář ředitele	2,6	2,8	2,8	VRV VXFQ 20A	
4.10	Zasedací místnost	2,6	2,8	2,8	VRV VXFQ 20A	
1.19 + 1.21 + 2.17	Atrium a restaurace	27,7	28,5	28,5	3x VRV FXDQ 15A	
					3x VRV VXFQ 20A	
					6x VRV FXAQ 25P	
2.07	Chodba	3,0	3,6	3,6	VRV VXFQ 32A	
2.08	Prosklená vyhlídka	2,0	2,2	2,2	VRV FXDQ 20A	
2.09 - 2.16	Hotelový pokoj 2.NP (4x)	2,1	2,2	8,8	VRV FXDQ 20A	
3.13 + 3.31	Chodba	11,3	15,4	15,4	7x VRV VXFQ 20A	
					VRV FXDQ 20A	
3.14	Prosklená vyhlídka	1,9	2,2	2,2	VRV FXDQ 20A	
3.15 - 3.30	Hotelový pokoj 3.NP (8x)	1,1	1,7	13,6	VRV FXDQ 15A	
4.12 + 4.30	Chodba	89,5	90,0	90,0	10x VRV VXFQ 80A	
4.13	Prosklená vyhlídka	4,0	4,5	4,5	VRV FXDQ 40A	
4.14 - 4.29	Hotelový pokoj 4.NP (8x)	1,6	1,7	13,6	VRV FXDQ 15A	

Zdroj: [26]

### 5.3.2 Návrh zdrojů chladu

Zdroj chladu pro navržené koncové prvky nedisponují tak velkými chladíčovými výkony, aby bylo možné použít pro každou část objektu pouze jeden zdroj. Pro ČÁST 1 a 3 by tak musely být navrženy dva

samostatné zdroje (viz Tabulka č.7). Navrženo je pět tepelných čerpadel RXYQ-T od společnosti Daikin.

Tabulka č.8: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.1 – ČÁST 1

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon VRV jednotek	112,5
REZERVA 10%	11,3
CELKEM	123,8

Zdroj: [27]

**Navržený zdroj chladu č.1:** Tepelné čerpadlo RXYQ 46T s chladicím výkonem 130 kW.

[37]

Tabulka č.9: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.2 – ČÁST 1

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon VRV jednotek	70,7
REZERVA 10%	7,1
CELKEM	77,8

Zdroj: [28]

**Navržený zdroj chladu č.2:** Tepelné čerpadlo RXYQ 28T s chladicím výkonem 78,5 kW.

[37]

Tabulka č.10: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.3 – ČÁST 2

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon VRV jednotek	79,6
REZERVA 10%	8,0
CELKEM	87,6

Zdroj: [29]

**Navržený zdroj chladu č.3:** Tepelné čerpadlo RXYQ 32T s chladicím výkonem 90 kW.

[37]

Tabulka č.11: Požadovaný chladicí výkon zdroje chladu č.4 – ČÁST 3

	Chladicí výkon [kW]
Chladicí výkon VRV jednotek	36,5
REZERVA 10%	3,7
CELKEM	40,2



Zdroj: [30]

**Navržený zdroj chladu č.4:** Tepelné čerpadlo RXYQ 18T s chladícím výkonem 50,4 kW.

[37]

Tabulka č.12: Požadovaný chladící výkon zdroje chladu č.4 – ČÁST 3

	Chladící výkon [kW]
Chladící výkon VRV jednotek	115,5
REZERVA 10%	11,6
CELKEM	127,1

Zdroj: [31]

**Navržený zdroj chladu č.5:** Tepelné čerpadlo RXYQ 54T s chladícím výkonem 151,2 kW.

[37]

## 6. Návrh koncepce chlazení a závěrečná doporučení

### 6.1 Výběr vhodné varianty

Do objektu multifukčního centra byly rozmístěny koncové prvky systému chlazení a navržen zdroj chladu pro dva systémy chlazení, které by bylo možné využít. Ve šech posuzovaných zónách bylo zváženo, zda je v nich vhodné kompenzovat část tepelné zátěže pomocí již navrženého vzduchotechnického systému. V mnoha místnostech to vhodné nebylo. Jelikož je budova hodně tepelně zatížena, tak v prostorách, do kterých není přiváděno velké množství vzduchu větráním, vychází z důvodu nízké tepelné kapacity vzduchu několikanásobně větší potřeba přiváděného vzduchu pro pokrytí tepelné ztráty, což by mělo za následek výrazný nárůst velikosti vzduchotechnických potrubí. Zároveň byl u mnoha distribučních prvků překročen doporučený maximální teplotní rozdíl mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v interiéru. Využití vzduchotechnického systému se osvědčilo u prostor, ve kterých teplota vzduchu nedosahuje tak vysokých hodnot a je do nich přiváděno velké množství vzduchu potřebného pro hygienické větrání- tzn. vstupní hala do kongresového sálu, kongresový sál, chodba u galerie a kuchyň.

Bylo zvažováno o využití chlazení vodním systémem a chladivovým systémem. U obou byly využity tyto koncové prvky: jednotky do podhledu, podstropní jednotky, kazetové jednotky a nástěnné jednotky. V případě vodního systému bylo v místnostech s podhledem více variant výběru koncového prvku. Kromě fan coil jednotek, bylo voleno i z pasivních chladících trámčů a sálavých panelů. U sálavých panelů byl problém s nižším chladícím výkonem, takže pro panely nebyla

dostatečná plocha v podhledu. U chladících trámců vycházel příliš velký rozdíl střední teploty chladící vody a teploty vzduchu v interiéru. Z těchto důvodů jsou v celém objektu použity fan coil jednotky.

Oba systémy by bylo možné pro řešený objekt použít, každý systém má své výhody i nevýhody. Nevýhodou chladivového systému je nejistota v užívání daného typu chladiva v budoucnu, v důsledku vývoje chladiv se sníženým potenciálem globálního oteplování. Nevýhodou fan coil jednotek je jejich nutnost napojení na odvod kondenzátu, výhodou vyšší chladící výkon, což by mohlo být v tomto případě rozhodující. U VRV systému muselo být při návrhu zdroje chladu použito pět zdrojů chladu, protože jejich chladící výkon dosahuje značně nižších hodnot než chillery. Ty byly sice použity tři, ale jen z důvodu členění objektu. [32]

Počet zdrojů chladu se projevil i v ekonomickém hodnocení. V obou systémech byla provedena kalkulace vnitřních a vnějších jednotek. Celková částka bez DPH činí pro vodní systém 5 606 680 Kč a pro chladivový systém 7 188 532 Kč. Toto zhodnocení může být částečně zavádějící, ceny různých výrobců se mohou lišit. Vyšší cenu chladivového systému značně podpoří měděné potrubí, které je oproti ocelovému, které se používá pro vodní systém, značně dražší. [36,38]

K řešené budově je výhodnější použít vodní systém chlazení, ale pro konečné rozhodnutí by bylo třeba systém ekonomicky a provozně zhodnotit, což není předmětem této práce. Záleželo by především na požadavku investora.

## **6.2 Zdroj chladu**

Zdrojem chladu jsou tři vzduchem chlazené modulární kompresorové jednotky od společnosti Sinclair, které jsou umístěny ve strojovně na střeše objektu. Jednotka pro ČÁST A, v modulu z jednotky SCV-300EA a tři jednotek SCV-600EA, bude umístěna na střeše nad chodbou u galerie (1.09 Chodba), jednotka pro ČÁST B, v modulu z jednotky SCV-300EA a SCV-600EA, bude umístěna na střeše nad kanceláři a jednotka pro ČÁST C, v modulu z jednotky SCV-300EA a čtyř jednotek SCV-600EA, bude umístěna na střeše nad hotelem.

Celkový výkon zdrojů chladu je navržen na pokrytí výkonové špičky s připočtenou rezervou přibližně 10 %. Teplotní spád vody na výparníku je navržen na 12/17 °C. Odvod odpadního tepla z kondenzátorů chladících jednotek bude prostřednictvím vzduchu.

Tabulka č.13: Chladící výkon chladících jednotek

	CHLADÍCÍ VÝKON [kW]
Chladící jednotka č.1 - ČÁST 1	195
Chladící jednotka č.2 - ČÁST 2	95
Chladící jednotka č.3 - ČÁST 3	250

Zdroj: [33]

### 6.3 Potrubí, tepelná izolace

Hlavní rozvody potrubí budou provedeny z bezešvých ocelových trubek. Stoupací potrubí bude vedeno v šachtách. Ze stoupacího potrubí budou do jednotlivých podlaží vedeny horizontální rozvody, ty budou vedeny buď v podhledu, nebo jako přiznané potrubí. Rozvody budou vedeny ve spádu 0,3 %. Odvzdušňovací ventily budou osazeny v nejvyšších místech soustavy. Vypouštěcí ventily budou osazeny v nejnižších místech soustavy. Dilatace potrubí bude kompenzovat lomení trasy a potrubní kompenzátory. Potrubí bude zavěšeno pomocí systémových závěsů.

Veškeré potrubí bude izolováno tepelnou izolací v souladu s vyhláškou č. 193/2007 Sb. Ta bude opatřena povrchovou úpravou z hliníkové fólie. Přívodní potrubí umístěné ve venkovním prostředí bude opatřeno tepelnou izolací z PE o tloušťce alespoň 20 mm. Prostupy potrubí požárně dělící konstrukcí budou utěsněny požárními ucpávkami. Potrubí prostupující nosnou konstrukcí je uloženo v chrániče.

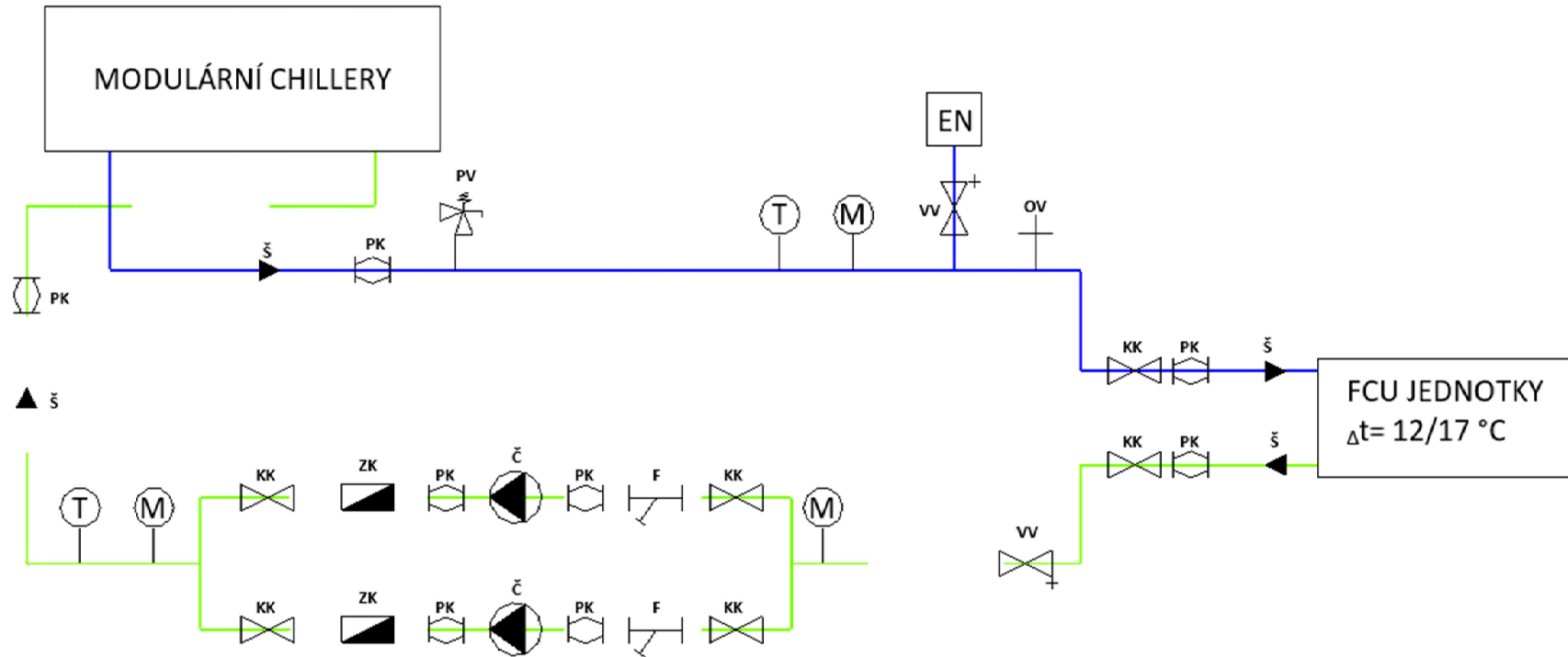
Fan coil jednotky musí být napojeny na odvod kondenzátu dle pokynů výrobce.

### 6.4 Schéma základní koncepce chlazení

Viz Schéma základní koncepce chlazení multifunkčního centra

Bylo zpracováno schéma koncepce chlazení, ve kterém je umístění koncových jednotek totožné pro obě zvažované varianty. Zdroje chladu odpovídají zvolené variantě.

Obrázek č.11: Schéma zapojení základní koncepce chlazení



LEGENDA ZKRATEK

Š	SMĚR PROUDĚNÍ	EN	EXPANZNÍ NÁDOBA	F	FILTR
PK	PRUŽNÝ KUS	OV	ODVZDUŠŇOVACÍ VENTIL	Č	OBĚHOVÉ ČERPADLO
T	TEPLOMĚR	KK	KULOVÝ KOHOUT	ZK	ZPĚTNÁ KLAPKA
M	MANOMETR	VV	VYPOUŠTĚCÍ VENTIL	PV	POJISTNÝ VENTIL

Zdroj: [34]

## 7. Seznam použitých zdrojů

### Obrázky

[1] Vlastní tvorba na základě projektu vzduchotechniky

[2] *Cotton mill Slaný*. Wikipedia [online]. 2018 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: [cs.wikipedia.org/wiki/Přádelna\\_bavlny\\_Ferdinand\\_Příbyl\\_a\\_synové#/media/File:Cotton\\_mill\\_Slaný\\_\(2468\).jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Přádelna_bavlny_Ferdinand_Příbyl_a_synové#/media/File:Cotton_mill_Slaný_(2468).jpg)

[3] Řešená architektonická studie, podklad pro projektovou část

[4] Vlastní tvorba v programu DesignBuilder

[5] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[6] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[7] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[8] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[9] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[10] Vlastní tvorba na základě architektonické studie

[12] Vlastní tvorba v programu DesignBuilder

[13] Vlastní tvorba v programu DesignBuilder

[14] Vlastní tvorba v programu DesignBuilder

[15] Vlastní tvorba v programu DesignBuilder

[20] *Katalogový list pro návrh sálových panelů* [online]. Jablonec nad Nisou: GIACOMINI CZECH [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: [https://www.giacomini.cz/templates/download\\_document.php?id=2013](https://www.giacomini.cz/templates/download_document.php?id=2013)

[21] *Katalogový list pro návrh chladících trámů* [online]. [cit. 2018-12-28]. Dostupné z: <https://www.geocore.cz/wp-content/uploads/2017/11/Katalog-COMPACTLINE.pdf?x94995>

[34] Vlastní tvorba

### Tabulky

[11] Vlastní tvorba na základě zónování objektu v programu DesignBuilder

[16] Vlastní tvorba na základě výsledků dynamické simulace v programu DesignBuilder

[18] KLÍMA, Miroslav a ČERNÝ, Jan. *VOLBA SYSTÉMŮ VZT a CHLAZENÍ. DOC PLAYER* [online]. TROX Austria [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/16334574-Volba-systemu-vzt-a-chlazení.html?fbclid=IwAR07q-k2FbwZyiJfxoluVfWzqxqOdfqWYzKUde4QkaNTxKWajpVVaYKUPuBg>

[19] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[22] Vlastní tvorba na základě návrhu koncových prvků pomocí katalogu od výrobce

[23] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[24] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[25] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[26] Vlastní tvorba na základě návrhu koncových prvků pomocí katalogu od výrobce

[27] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[28] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[29] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[30] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[31] Vlastní tvorba na základě výpočtů

[33] Vlastní tvorba

## **Grafy**

[17] Vlastní tvorba na základě výsledků dynamické simulace v programu DesignBuilder

## **Další podklady**

[32] Haack, Ch.; et al. Náhradní chladiwa za R404A. *Chlazení* [Online] 2017, 2, 26-29. [https://www.tzb-info.cz/docu/casopisy/0008/000893\\_chlazení-cislo-2-2017.pdf](https://www.tzb-info.cz/docu/casopisy/0008/000893_chlazení-cislo-2-2017.pdf) (accessed Dec 30, 2018)

[33] *Katalogový list pro návrh sálavých panelů* [online]. Jablonec nad Nisou: GIACOMINI CZECH [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: [https://www.giacomini.cz/templates/download\\_document.php?id=2013](https://www.giacomini.cz/templates/download_document.php?id=2013)

[34] *Katalogový list pro návrh chladících trámčů* [online]. [cit. 2018-12-28]. Dostupné z: <https://www.geocore.cz/wp-content/uploads/2017/11/Katalog-COMPACTLINE.pdf?x94995>

[35] *Mini chillery, Modulární chillery, Fan coil jednotky. SINCLAIR Global Group s.r.o.* [online]. Brno, 2018 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <https://www.sinclair-solutions.com/files/xx-czech-cz/katalogy-cz/2018/sinclair-catalogue-scv-fcu-v017-cz-02.pdf>

[36] *CENÍK FANCOILŮ PRO ČR. SINCLAIR Global Group s.r.o.* [online]. Brno, 2018 [cit. 2018-12-30].

Dostupné z: <https://www.sinclair-solutions.com/files/xx-czech-cz/katalogy-cz/2018/sinclair-catalogue-scv-fcu-v017-cz-02.pdf>

[37] *KATALOG 2017-2018 VRV. A-Z CHLAZENÍ, s.r.o.* [online]. Hradec Králové, 2017 [cit. 2018-12-30].

Dostupné z: [http://www.cz-klimatizace.cz/files/cenik\\_-\\_katalog\\_2017/katalog-vrv-daikin-2017-2018-azchl.pdf](http://www.cz-klimatizace.cz/files/cenik_-_katalog_2017/katalog-vrv-daikin-2017-2018-azchl.pdf)

[38] *CENÍK 2018-2019 VRV. A-Z CHLAZENÍ, s.r.o.* [online]. Hradec Králové, 2018 [cit. 2018-12-30].

Dostupné z: [http://www.cz-klimatizace.cz/files/cenik\\_-\\_katalog\\_2018\\_od\\_1-9-2018/cenik-vrv-2018-v2-azchl.pdf](http://www.cz-klimatizace.cz/files/cenik_-_katalog_2018_od_1-9-2018/cenik-vrv-2018-v2-azchl.pdf)

## **8. Příloha A: Konkrétní koncové prvky pro jednotlivé pozice ve schématu**



## Příloha A: Konkrétní koncové prvky pro jednotlivé pozice ve schématu

ČÍSLO MÍSTNOSTI	POSUZOVANÁ ZÓNA	POZICE VE SCHÉMATU	NAVRŽENÉ KONCOVÉ PRVKY- VODNÍ SYSTÉM CHLAZENÍ	CHLADÍCÍ VÝKON NAVRŽENÝCH KONCOVÝCH PRVKŮ [W] - VODNÍ SYSTÉM CHLAZENÍ	NAVRŽENÉ KONCOVÉ PRVKY - CHLADIVOVÝ SYSTÉM CHLAZENÍ	CHLADÍCÍ VÝKON NAVRŽENÝCH KONCOVÝCH PRVKŮ [W] - CHLADIVOVÝ SYSTÉM CHLAZENÍ
1.01	Vstupní hala	S1_1.01_VZT_1	VZT	-	VZT	-
		S1_1.01_VZT_2	VZT	-	VZT	-
		S1_1.01_1	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
		S1_1.01_2	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
1.04	Sál	S1_1.04_VZT_3	VZT	-	VZT	-
		S1_1.04_VZT_4	VZT	-	VZT	-
		S1_1.04_VZT_5	VZT	-	VZT	-
		S1_1.04_VZT_6	VZT	-	VZT	-
		S1_1.04_3	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
		S1_1.04_4	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
		S1_1.04_5	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
		S1_1.04_6	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 50A	5600
2.05	Zázemí 2.NP	S1_2.05_8	FCU SF-500C4	3240	VRV FXFQ 32A	3600
3.01	Zázemí 3.NP	S1_3.01_9	FCU SF-500C4	3240	VRV FXFQ 32A	3600
1.09	Chodba	S1_1.09_VZT_7	VZT	-	VZT	-
		S1_1.09_VZT_8	VZT	-	VZT	-
		S1_1.09_20	FCU SF-250F	5000	VRV FQDY 15A	1700
1.11	Galerie	S1_1.11_10	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_11	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_12	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_13	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600

		S1_1.11_14	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_15	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_16	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_17	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_18	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
		S1_1.11_19	FCU SF-600H	5000	VRV FXAQ 50P	5600
1.13	Dílňa č.1	S1_1.13_21	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.13_22	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.13_23	FCU SF-500F	4850	VRV FXHQ 63A	7100
1.14	Dílňa č.2	S1_1.14_24	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.14_25	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.14_26	FCU SF-500F	4850	VRV FXHQ 63A	7100
1.15	Dílňa č.3	S1_1.15_27	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.15_28	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.15_29	FCU SF-500F	4850	VRV FXHQ 63A	7100
1.16	Dílňa č.4	S1_1.16_30	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.16_31	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 32A	3600
		S1_1.16_32	FCU SF-500F	4850	VRV FXHQ 63A	7100
1.17	Obchod	S1_1.17_33	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 40A	4500
		S1_1.17_34	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 40A	4500
		S1_1.17_35	FCU SF-600C4	4940	VRV FXFQ 40A	4500
3.02	Kancelářský prostor	S2_3.02_1	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_2	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_3	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_4	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_5	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_6	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_7	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_8	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 32A	3600
		S2_3.02_9	FCU SF-300C4	2390	VRV FXFQ 20A	2200

3.10	Kancelář ředitele	S2_3.10_10	FCU SF-400C4	2880	VRV FXFQ 20A	2800
3.11	Zasedací místnost	S2_3.11.11	FCU SF-400C4	2800	VRV FXFQ 20A	2800
4.01	Kancelářský prostor	S2.4.01_12	FCU SF-800F	6520	VRV FXDQ 63A	7100
		S2.4.01_13	FCU SF-800F	6520	VRV FXDQ 63A	7100
		S2.4.01_14	FCU SF-800F	6520	VRV FXDQ 63A	7100
		S2.4.01_15	FCU SF-800F	6520	VRV FXDQ 63A	7100
		S2.4.01_16	FCU SF-950C4	5160	VRV FXFQ 40A	4500
		S2.4.01_17	FCU SF-950C4	5160	VRV FXFQ 40A	4500
4.09	Kancelář ředitele	S2_4.09_18	FCU SF-400C4	2880	VRV FXFQ 20A	2800
4.10	Zasedací místnost	S2_4.10_19	FCU SF-400C4	2800	VRV FXFQ 20A	2800
1.19 + 1.21 + 2.17	Atrium a restaurace	S3_1.19_1	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.19_2	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.19_3	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.19_4	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.19_5	FCU SF-250F	1870	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_1.19_6	FCU SF-250F	1870	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_1.19_7	FCU SF-250F	1870	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_1.21_8	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.21_9	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_2.17_10	FCU SF-300C4	2390	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_2.17_11	FCU SF-300C4	2390	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_2.17_12	FCU SF-300C4	2390	VRV FXFQ 20A	2200
1.18	Kuchyň	S3_1.18_VZT_1	VZT	-	VZT	-
		S3_1.18_13	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.18_14	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
		S3_1.18_15	FCU SF-250H	2630	VRV FXAQ 25P	2800
2.07	Chodba	S3_2.07_16	FCU SF-500C4	3240	VRV FXFQ 32A	3600

2.08	Prosklená vyhlídka	S3_2.08_17	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
2.09 - 2.16	Hotelový pokoj 2.NP (4x)	S3_2.09_18	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
		S3_2.11_19	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
		S3_2.13_20	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
		S3_2.15_21	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
3.13 + 3.31	Chodba	S3_3.13_22	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.13_23	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.31_24	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.31_25	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.31_26	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.31_27	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
		S3_3.31_28	FCU SF-300C4	1820	VRV FXFQ 20A	2200
3.14	Prosklená vyhlídka	S3_3.14_29	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
3.33	Prosklená vyhlídka	S3_3.33_30	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
3.34	Prosklená vyhlídka	S3_3.34_31	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 20A	2200
3.15 - 3.30	Hotelový pokoj 3.NP (8x)	S3_3.15_32	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.17_33	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.19_34	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.21_35	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.23_36	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.25_37	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.27_38	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_3.29_39	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.12_40	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.12_41	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.12_42	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_43	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000

4.12 + 4.30	Chodba	S3_4.30_44	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_45	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_46	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_47	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_48	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
		S3_4.30_49	FCU SF-1200C4	9020	VRV FXFQ 80A	9000
4.13	Prosklená vyhlídka	S3_4.13_50	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 40A	4500
4.32	Prosklená vyhlídka	S3_4.32_51	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 40A	4500
4.33	Prosklená vyhlídka	S3_4.33_52	FCU SF-500F	4850	VRV FXDQ 40A	4500
4.14 - 4.29	Hotelový pokoj 4.NP (8x)	S3_4.14_53	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.16_54	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.18_55	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.20_56	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.22_57	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.24_58	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.26_59	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700
		S3_4.28_60	FCU SF-400F	3270	VRV FXDQ 15A	1700