

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STAVEBNÍ**

**KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV**

**SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU**



**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
**2021/2022**

**Vypracoval:**

**Jaroslav Vich**

**Vedoucí práce:**

**Ing. Miroslav Urban, Ph.D.**

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: <u>Vich</u>	Jméno: <u>Jaroslav</u>	Osobní číslo: <u>477245</u>
Zadávající katedra: <u>Katedra technických zařízení budov</u>		
Studijní program: <u>Stavební inženýrství</u>		
Studijní obor: <u>Konstrukce pozemních staveb</u>		

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce: <u>Systém větrání pro rekonstrukci hotelu</u>	
Název bakalářské práce anglicky: <u>Ventilation system for a hotel renovation</u>	
Pokyny pro vypracování: Práce se bude zabývat návrhem systému vzduchotechniky do rekonstrukce historické budovy hotelu. Práce bude zpracována v rozsahu dvou částí.	
První část rešerše bude řešit:	
<ul style="list-style-type: none"><li>- Způsoby větrání jednotlivých provozních částí hotelu vč. základních požadavků na větrání.</li><li>- Porovnání dostupných technických způsobů větrání typových hotelových pokojů v dané budově.</li><li>- Návrh konceptu způsobu větrání dané budovy.</li></ul>	
Druhá část bude zpracování projektu vzduchotechniky v rozsahu:	
<ul style="list-style-type: none"><li>- Zpracování projektu vzduchotechniky pro část pokojů, jídelny, kuchyně.</li><li>- Výpočtová část – stanovení vzduchových výkonů, návrh větracích zařízení, návrh trasy, posouzení hluku, ideový koncept zaregulování systému.</li><li>- Výkresová část bude zpracována ve 3D v SW Revit s návazností na BIM.</li><li>- Textová část v rozsahu technické zprávy.</li></ul>	
Seznam doporučené literatury: Chyský, Hemzal, Větrání a klimatizace-technický průvodce, BOLIT-B Press 1993 Günter Gebauer, Helena Horká a Olga Rubinová, Vzduchotechnika, Era - vydavatelství 2005 MORÁVEK, P., MATHAUSEROVÁ, Z. Větrání kuchyní. Společnost pro techniku prostředí. 2000 ČSN EN 16282-1:2017 Vybavení komerčních kuchyní – Součásti větracích zařízení pro komerční kuchyně – Část 1: Obecné požadavky vč. výpočtové metody.	
Jméno vedoucího bakalářské práce: <u>Miroslav Urban</u>	
Datum zadání bakalářské práce: <u>14.2.2022</u>	Termín odevzdání BP v IS KOS: <u>15.5.2022</u> <i>Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku</i>
Podpis vedoucího práce	Podpis vedoucího katedry

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

*Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v bakalářské 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)

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma  
*„Systém větrání pro rekonstrukci hotelu“*  
zpracoval samostatně za použití uvedené literatury a pramenů.

V Praze dne .....

.....

Podpis

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat především Ing. Miroslavu Urbanovi, Ph.D., který mě celým procesem psaní této práce provedl a poskytl mi cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, přítelkyni a přátelům, kteří mi byli oporou při mém studiu.

## OBSAH

1.	Úvod .....	1
2.	Návrhové požadavky .....	4
2.1	Obecné požadavky.....	4
2.2	Požadavky na ubytovací zařízení .....	5
2.2.1	Teplotně-vlhkostní mikroklima .....	5
2.2.2	Požadavky na větrání .....	6
2.2.3	Akustické mikroklima .....	7
2.3	Požadavky na větrání kuchyní .....	7
2.3.1	Teplotně-vlhkostní mikroklima .....	7
2.3.2	Požadavky na větrání .....	9
2.3.3	Akustické mikroklima .....	10
2.4	Požadavky na větrání restaurace .....	10
2.4.1	Teplotně-vlhkostní mikroklima .....	10
2.4.2	Požadavky na větrání .....	10
2.5	Požárně bezpečnostní požadavky .....	11
3.	Technické řešení .....	12
3.1	Decentralizovaná úprava vzduchu.....	12
3.2	Centrální úprava vzduchu s VAV boxy .....	14
3.3	Centrální úprava vzduchu s indukční jednotkou.....	17
3.4	Centrální úprava vzduchu s fancoily .....	19

3.5	Větrání kuchyně .....	20
3.6	Větrání restaurace.....	23
4.	Výběr řešení .....	24
4.1	Hotelové pokoje .....	24
4.2	Hotelová kuchyň.....	25
5.	Výpočty hotelových pokojů .....	26
5.1	Tepelná zátěž.....	26
5.2	Množství přiváděného vzduchu.....	28
5.3	Úpravy vzduchu.....	32
5.4	Návrh distribučních prvků .....	35
5.5	Tlakové ztráty .....	44
5.6	Návrh AHU a FCU .....	49
5.7	Návrh tlumiče hluku .....	50
5.8	Koncept regulace soustavy .....	53
6.	Výpočty hotelové kuchyně.....	54
6.1	Tepelná zátěž a množství odváděného vzduchu.....	54
6.2	Úpravy vzduchu.....	58
6.3	Návrh distribučních prvků .....	61
6.4	Tlakové ztráty .....	62
6.5	Návrh AHU .....	64
6.6	Koncept regulace soustavy .....	64

7.	Výpočty hotelové restaurace.....	65
7.1	Teplená zátěž, teplená ztráta .....	65
7.2	Množství přiváděného vzduchu.....	66
7.3	Úpravy vzduchu: .....	68
7.4	Návrh distribučních prvků .....	72
7.5	Tlakové ztráty .....	74
7.6	Návrh AHU .....	76
7.7	Koncept regulace soustavy .....	76
8.	Závěr .....	77
9.	Seznam použité literatury .....	78
10.	Seznam obrázků.....	82
11.	Seznam tabulek .....	84
12.	Seznam Příloh.....	85
13.	Seznam výkresové dokumentace .....	86

## **ABSTRAKT**

Tématem této bakalářské práce je návrh systém větrání pro tři provozní části hotelu. Jedná se pokoje pro hosty, hotelovou kuchyň a hotelovou restaurace. Práce je rozdělená na dvě části. V textové části jsou představeny požadavky na větrání hotelů a jejich částí, dále možné technické varianty návrhu a na závěr volba vhodného řešení pro navrhovaný objekt.

Ve druhé části jsou obsaženy výpočty vzduchových výkonů a tlakových ztrát, návrh větracích zařízení, posouzení hluku a koncepční návrh regulace jednotlivých soustav. Dále je zde výkresová dokumentace, technická zpráva a jiné přílohy.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

vzduchotechnika, větrání, vnitřní prostředí, chlazení, vytápění, hotel, kuchyň, restaurace

## **ABSTRACT**

The topic of this bachelor thesis is the design of a ventilation system for three operating parts of the hotel. These are guest rooms, a hotel kitchen and a hotel restaurant. The work is divided into two parts. The text part presents the requirements for ventilation of hotels and their parts, as well as possible technical design variants and finally the choice of a suitable solution for the proposed building.

The second part contains calculations of air outputs and pressure losses, design of ventilation equipment, noise assessment and conceptual design of regulation of individual systems. There is also drawing documentation, technical report and other attachments.

## **KEY WORDS**

Air conditioning, ventilation, indoor environment, cooling, heating, hotel, kitchen, restaurant

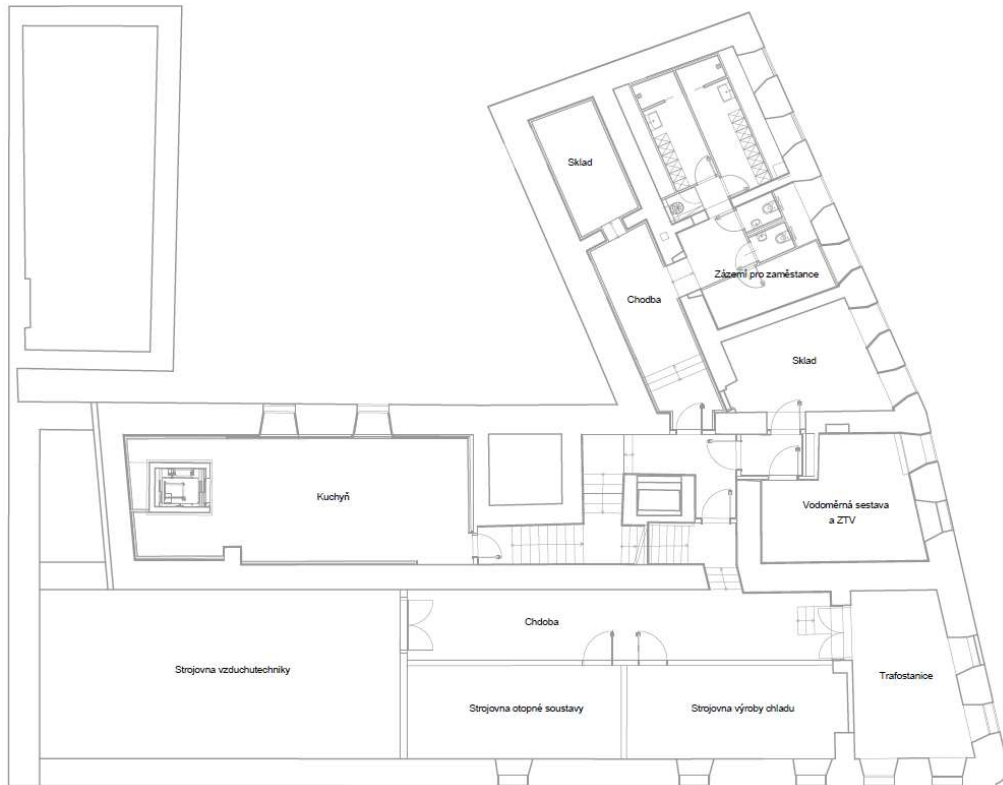


# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## 1. Úvod

Tato bakalářská práce se věnuje analýze a návrhu větrání hotelů a jejich provozních částí, konkrétně tedy hotelových pokojů, hotelové kuchyně a hotelové restaurace. Objekt se nachází na stavební parcele 2118 obce Praha – Nové Město, ulice Žitná, č.p. 525. Jedná se o historický objekt s 6. podlažími z toho 5 nadzemních podlaží a 1 podzemí podlaží. V podzemním podlaží se nachází technické prostory objektu, hotelová kuchyň, skaldy a zázemí pro zaměstnance. V prvním podlaží se nachází vstup do objektu, recepce, hotelová restaurace, kancelář manažera hotelu a 7 pokojů pro hosty. Mezi 2. a 4. podlažím se nacházejí výhradě pokoje pro hosty, 18 na každém patře. 5. Podlaží se nachází již pod střechou, jeho dispozice je tak omezená sklonem střechy. Nachází se zde 14 hotelových pokojů a sklad lůžkovin. Konstrukční výška je 4,2 m. Celková výška objektu od  $\pm 0,000$  je 23,5 m objekt se rozléhá na ploše 695,75 m<sup>2</sup>.

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr.1 – půdorys 1.PP – vlastní zdroj

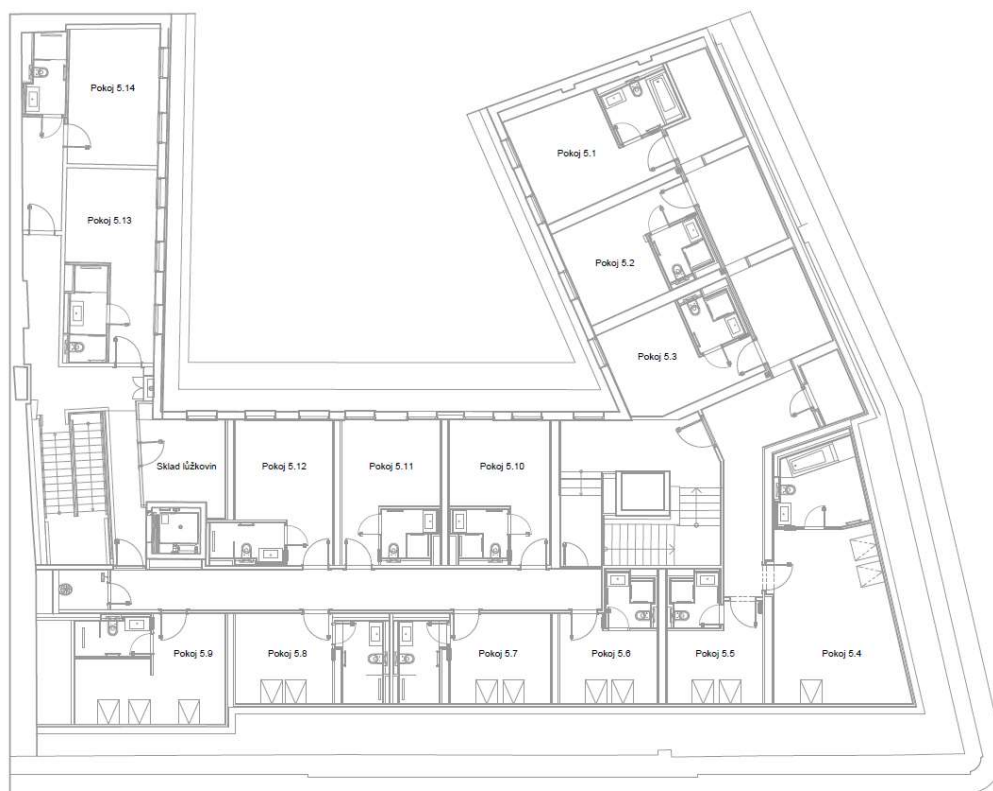


Obr.2 – půdorys 1.NP – vlastní zdroj

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr.3 – půdorys typického NP – vlastní zdroj



Obr.4 – půdorys 5.NP – vlastní zdroj

## 2. Návrhové požadavky

### 2.1 Obecné požadavky

Je několik možností, jak se postavit k návrhu větrání. V první řadě, je důležité si ujasnit, na čem návrh závisí. Z velké části se to odvíjí od účelu daného prostoru, například bude rozdíl v objemu vzduchu, kterým budu větrat rodinný dům, nebo obchodní centrum. Na to bych navázal jednou z nejdůležitějších proměnných, kvůli kterým větrání vůbec navrhujeme, a to jsou lidé. Je potřeba znát předpokládaný počet osob, který se bude v prostoru vyskytovat. S tím se váže i jejich činnost, kterou v místnosti budou vykonávat, opět si dovoluji nastínit příklad rozdílného návrhu pro kancelář, kde se uvažuje s pracovníky sedícími u stolu a pracujícími na počítači a fitness centrem kde návštěvníci vykonávají náročnou fyzickou činnost. Společně s činností, je také potřeba sledovat současnost pohybu osob a délku jejich pobytu.

Ve vzduchu se můžeme, mimo kyslíku, setkat také s látkami, které mohou mít negativní dopad na pohodu uživatele, nebo dokonce ohrozit jeho zdraví. První takovou kategorií tvoří škodliviny. Zdrojem může být člověk či jeho činnost v objektu, stavební konstrukce, nebo vzduch přiváděný z exteriéru. Příkladem takových škodlivin jsou CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, oxidy dusíku, azbest, formaldehyd nebo prach. Vysoký obsah těchto látek může mít na živé organismy fatální dopad, proto je potřeba držet jejich poměr v bezpečných a co nejmenších koncentracích. Samostatnou kategorií tvoří vodní pára. Stejně tak jako u CO<sub>2</sub> může být zdrojem dýchání, vaření, nebo venkovní prostředí. Na rozdíl od škodlivin není žádoucí, aby byla koncentrace vodní páry ve vzduchu vždy minimální. Vysoké, ale i nízké hodnoty mohou značně ovlivnit komfort osob. Třetí kategorie se soustředí na

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

odérové mikroklima. Odéry opět souvisí především s činností člověka, ale najdou se i zdroje odérů, které člověk nedokáže ovlivnit. Z venkovního prostředí vnikají do interiéru například odéry z výfukových plynů, kouře, ale například i z kvetoucí zeleně. V interiéru se setkáváme například s odéry doprovázející pocení a vaření, které má na svědomí člověk, nebo mohou být zdrojem stavební materiály, jako je dřevo, nebo nátěrové hmoty. Jelikož odéry nijak neohrožují uživatele na zdraví, je obecně těžké rozlišit nepříjemné odéry, takzvané zápachy, a příjemné odéry, takzvané vůně, závisí to vždy na subjektivním pocitu uživatele.

## 2.2 Požadavky na bytovací zařízení

### 2.2.1 Teplotně-vlhkostní mikroklima

Pro zaručení komfortu osob pobývajících v prostoru je třeba dodržet určité tepelně-vlhkostní parametry mikroklimatu. Tyto parametry stanovuje vyhláška č. 6/2003 Sb [10]. které jsou shrnuty do tabulky č.1 (Příloha č.1, tab.1-3).

Popis	Jednotka	Letní období	Zimní období
Požadovaná teplota v místnosti	°C	24,0 ± 2,0	22,0 ± 2,0
Relativní vlhkost v místnosti	%	max. 65	min. 30
Rychlost proudění vzduchu v pobytové zóně	m/s	0,16 – 0,25	0,13 – 0,20

Tabulka č.1 – požadavky dle vyhlášky 6/2003 Sb. [10]

Relativní vlhkost v exteriéru se během roku pohybuje mezi 30-70 %. V letních měsících je dosahováno spíše horní hranice, v zimních měsících se vlhkost blíží spodní hranici. Běžně se pro větrání obytných místností navrhuje relativní vlhkost v rozmezí 40-60 % aby se bezpečně předešlo nežádoucím vlivům nízké či vysoké relativní vlhkosti.

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## 2.2.2 Požadavky na větrání

Pro přísun dostatečného množství čerstvého vzduchu a zajištění odvodu odpadního vzduchu si je třeba stanovit požadavky, podle kterých je možno takovýto systém navrhnout. K tomu slouží vyhláška č. 20/2012 Sb. [11], která udává limitní množství přiváděného vzduchu na osobu,  $25 \text{ m}^3/\text{h}$ , nebo minimální výměnu  $0,5 \text{ h}^{-1}$ . Zároveň stanovuje maximální hodnotu  $\text{CO}_2$  obsažené ve vzduchu na  $1\,500 \text{ ppm}$  (§ 11, odst.5). Tuto vyhlášku dále doplňuje ČSN EN 15665 [6], její obsah je shrnut do tabulky č.2.

Požadavek	Trvalé větrání (průtok venkovního vzduchu)		Nárazové větrání (průtok odsávaného vzduchu)		
	Intenzita větrání [ $\text{h}^{-1}$ ]	Dávka venkovního vzduchu na osobu [ $\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{os})$ ]	Kuchyně [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	Koupelny [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	WC [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
Minimální hodnota	0,3	15	100	50	25
Doporučená hodnota	0,5	25	150	90	50

Tabulka č.2 – Požadavky na větrání obytných budov dle ČSN EN 15665 [6]

V době, kdy není obytná místnost dlouhodobě užívána, je možné snížit intenzitu větrání na  $0,1 \text{ h}^{-1}$ . Dále platí, že vzduch je přiváděn do ložnice a odváděn je z koupelny. Mezi těmito místnostmi musí být zajištěno proud vzduchu, pro který norma doporučuje rychlost menší než  $0,5 \text{ m/s}$ . V závislosti na kvalitě vnitřního prostředí (dále jen „IEQ“) je vhodné kromě výše zmíněných parametrů, sledovat koncentraci  $\text{CO}_2$ . Problematice IEQ se věnuje ČSN EN 16798-1 [8], tato norma nám neudává konkrétní limitní hodnoty, ale vztahuje maximální možný přírůstek koncentrace  $\text{CO}_2$  vůči venkovnímu prostředí. IEQ se dělí do čtyř kategorií dle úrovně očekávání. Hotelové pokoje by se dali zařadit do kategorie II – střední

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

úroveň očekávání. Tomu by odpovídal povolený přírůstek 800 ppm, při předpokládané produkci CO<sub>2</sub> 20 l/h na osobu. Orientačně se doporučuje udržovat koncentraci CO<sub>2</sub> pod hodnotou 1200 ppm.

### 2.2.3 Akustické mikroklima

Nařízení vlády č.148/2006 Sb. [13] definuje limit ekvivalentní hladinu akustického tlaku A na 40 dB (§ 10, odst.3). Dále také specifikuje korekce přímo pro hotelové pokoje v závislosti na denní době. V intervalu mezi 6:00 – 22:00 se přičítá +10 dB. Interval 22:00 – 6:00 zůstává bez změny (Příloha č.2, část A). Finální požadavky vypadají následovně.

6:00 – 22:00  $L_{Aeq,T} = 50 \text{ dB}$

22:00 – 6:00  $L_{Aeq,T} = 40 \text{ dB}$

## 2.3 Požadavky na větrání kuchyní

### 2.3.1 Teplotně-vlhkostní mikroklima

Jde o zásadní parametr, pro návrh kuchyňského zařízení, protože během provozu vzniká v kuchyních právě nejvíce tepla a vlhkosti. Dle nařízení vlády č.93/2012 Sb. [12] je provoz kuchyní zařazen do třídy práce IIa „(...) přesouvání lehkých břemen nebo překonávání malých odporů (...)“. V závislosti na třídě práce udává nařízení rozmezí teplotně vlhkostních parametrů shrnuté v tabulce č.3 (příloha č.1, část A, tab. č.1)

Popis	Jednotka	Hodnoty
Požadovaná teplota v místnosti	°C	18-26
Relativní vlhkost v místnosti	%	30-70
Rychlost proudění vzduchu v pobytové zóně	m/s	0,01-0,2

Tabulka č.3 – požadavky dle nařízení vlády 93/2012 Sb. [12]

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

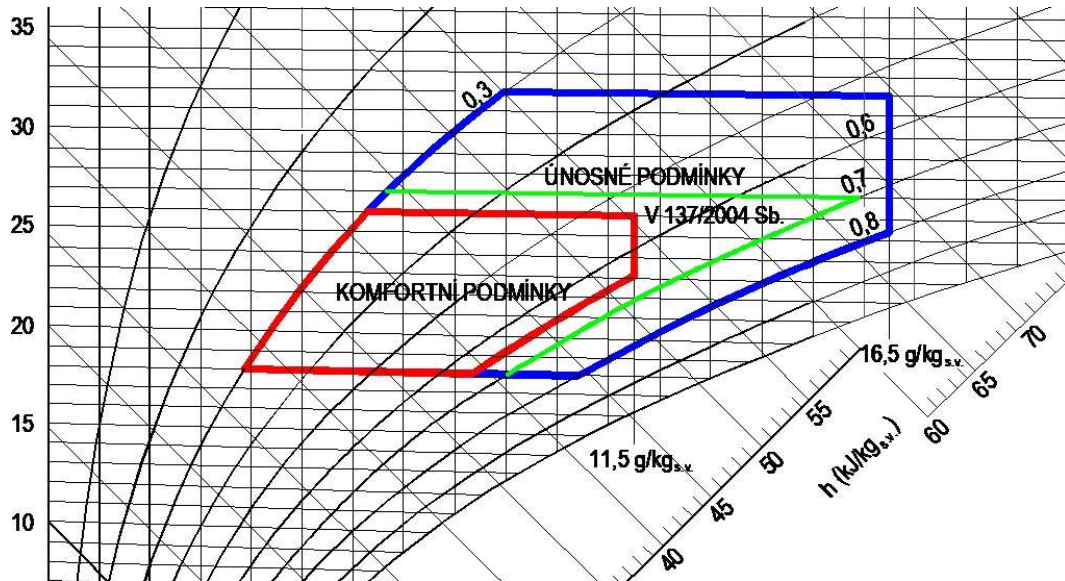
ČSN EN 16282-1 [7] tyto hodnoty dále upravuje. Rozděluje požadavky na takzvanou komfortní a tolerovanou zónu s předpokladem, že personál nosí oděv s průměrnou izolací 0,6 clo. Podstatou toho rozdělení je skutečnost, že v oblasti zdrojů tepla a vlhkosti (varná centra, konvektomaty), není možné dodržet hodnoty uvedené v nařízení vlády. (kap.7, odst. 7.1). Tabulka č.4 proto upravuje parametry stanovené v tabulce č.3 a zároveň jí doplňuje. Tyto zóny přehledně shrnuje obr.1, kde na svislé ose sledujeme teplotu, na vodorovné ose je měrná vlhkost a křivky znázorňují relativní vlhkost.

<b>Popis</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Komfortní podmínky</b>	<b>Únosné podmínky</b>
<b>Požadovaná teplota v místnosti</b>	°C	18-26	18-32
<b>Relativní vlhkost v místnosti</b>	%	30-65	30-80
<b>Maximální měrná vlhkost</b>	g/kg s.v.	11,5	16,5

*Tabulka č.4 – požadavky dle ČSN EN 16282-1 [7]*



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr.5 – požadavky na teplotně-vlhkostní parametry pro kuchyně dle ČSN EN 16282-1 [16]

### 2.3.2 Požadavky na větrání

Větrání na pracovišti popisuje nařízení vlády č.361/2007 Sb. [14] následovně.

„Na pracovišti musí být k ochraně zdraví zaměstnance zajištěna dostatečná výměna vzduchu (...) s ohledem na vykonávanou práci a její fyzickou náročnost (...) (§ 41, odst.1).“

Nařízení udává čtyři varianty minimálního množství vzduchu na osobu, jelikož, jak už bylo zmíněno v kapitole 3.3.1, je práce v kuchyni zařazena do třídy IIa a samotné pracoviště je zdrojem nečistot, je požadováno přivádět minimálně 50 m<sup>3</sup>/h na jednoho zaměstnance (§ 41, odst.2). Dále nařízení vyžaduje navýšení minimálního přívodu vzduchu o 10 m<sup>3</sup>/h na osobu v případě kdy je pracoviště zatíženo dalšími faktory jak například teplo, nebo pachy (§ 41, odst.3). V konečné podobě je požadováno přivádět do kuchyně 60 m<sup>3</sup>/h na osobu. Dalším sledovaným parametrem je intenzita výměny vzduchu, kterou spravuje ČSN EN 16282-1 [7]. Určuje potřebné množství přiváděného vzduchu na m<sup>2</sup> podlahové plochy. Kuchyň jako celek je požaduje 90 m<sup>3</sup>/h na m<sup>2</sup> pro varná centra a prostor pro mytí nádobí platí 120 m<sup>3</sup>/h na m<sup>2</sup>, když uvažujeme skutečnou světlou výšku

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

stropu 3 m, dostaneme se přepočtem na intenzitu výměny vzduchu  $30 \text{ h}^{-1}$  pro celek a  $40 \text{ h}^{-1}$  pro varná centra a mycí zóny (kap.8, odst. 8.2.2).

### 2.3.3 Akustické mikroklima

Stále zůstáváme u norma ČSN EN 16282-1 [7], která stanovuje hladinu akustického tlaku A na maximálně 60 dB tato hodnota může být překročena o 5 dB v prostorách, které jsou určeny pro mytí nádobí (kap.7, odst. 7.5).

## 2.4 Požadavky na větrání restaurace

### 2.4.1 Teplotně-vlhkostní mikroklima

Teplotně-vlhkostní parametry pro restaurace jsou de facto stejné jako pro kuchyně. Jde o prostor se značnou produkcí tepla a vlhkosti. Platí pro ně tedy stejné okrajové podmínky, které byly stanoveny v tabulce č.3.

### 2.4.2 Požadavky na větrání

Pro stanovení těchto požadavků použijí již zmíněnou vyhlášku č.20/2012 Sb. [11], která udává doporučenou dávku čerstvého vzduchu na jednoho hosta  $25 \text{ m}^3/\text{h}$ . Znovu také využijí nařízení vlády č.361/2007 Sb. [14], kde se požadavky na personál restaurace shoduje s požadavky z kapitoly 3.3.2 a to  $60 \text{ m}^3/\text{h}$  na osobu. Dále toto nařízení říká,

„Pro pracoviště s přístupem veřejnosti se zvyšuje množství přiváděného venkovního vzduchu úměrně předpokládané zátěži 0,2 až 0,3 osoby/ $\text{m}^2$  nezastavěné podlahové plochy místnosti (...) (§ 41, odst.4).“ Součet potřeby čerstvého vzduchu pro hosty a personál bude tedy ještě navýšen o 20-30 %.

### 2.5 Požárně bezpečnostní požadavky

V případě vzduchotechniky, nelze přehlédnout fakt, že prochází značnou částí objektu a tím pádem zasahuje do různých požárních úseků. Aby v případě požáru nedošlo k šíření ohně a zplodin hoření, mezi jednotlivými požárními úseky, za pomoci vzduchotechnického zařízení je potřeba toto zařízení proti požáru zabezpečit. Tyto požadavky nám stanovuje norma ČSN 73 0872 [9]. „Prostupy vzduchotechnického potrubí požárně dělícími konstrukcemi požárních úseků, musí být zabezpečeny požárními klapkami, kromě případů kdy:

- a) Průřez prostupujícího potrubí má plochu nejvýše 40 000 mm<sup>2</sup> (...)
- b) Potrubí v posuzovaném požárním úseku je v celé délce chráněné (...)

(kap.4, odst. 4.2.1)

Dále také stanovuje vzdálenost od požárně dělící konstrukce, ve které nesmí být osazena vyústka. Tato vzdálenost se rovná druhé odmocnině plochy průřezu, minimálně však 500 mm. (kap.4, 4.2.2)

### 3. Technické řešení

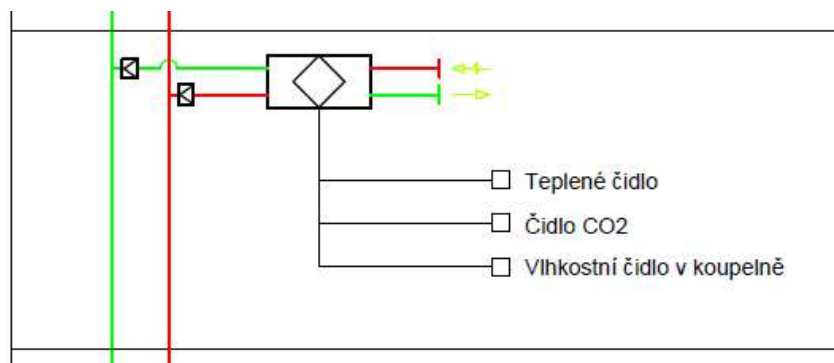
V dnešní době je spousta možností, jak dodávat a upravovat vzduch pro potřebu obyvatel. Před začátkem samotného návrhu je třeba posoudit možné varianty technického řešení, které budou odpovídat požadavkům daného objektu.

#### 3.1 Decentralizovaná úprava vzduchu

V každém hotelovém pokoji je osazena vzduchotechnická jednotka, která zajišťuje přívod čerstvého vzduchu dle požadavků zmíněných v podkapitole 2.2. Přiváděný vzduch je nasáván nad úroveň střechy, odkud putuje svislým potrubím k jednotlivým jednotkám. K jednomu přívodnímu potrubí jsou napojeny vždy tři až pět vzduchotechnických jednotek, zaleží to na dispozici v jednotlivých podlažích. Odvod odpadního vzduchu je potom v šachtách veden souběžně s přívodem a v podkroví se odklání do dostatečné vzdálenosti od přívodu, aby nedocházelo ke zpětnému nasávání znehodnoceného vzduchu. Na každé odbočce z páteřního rozvodu bude osazena zpětná klapka, aby nedocházelo k srážkám nebo strháváním jednotlivých proudů vzduchu, které by mohli ovlivnit energetickou náročnost celého systému. Čerstvý vzduch je z jednotky distribuován do pokoje za pomoci přívodních ventilů zapouštěný do podhledu, čímž se v pokoji vytváří přetlak. Na druhou stranu v koupelnách je vzduch odváděn, čímž vzniká podtlak. Mezi pokojem a koupelnou je třeba umožnit proudění vzduchu, čehož je možné dosáhnout pomocí dveřní mřížky, nebo dostatečným podříznutím dveří. Vždy je důležité, aby se objem přiváděného vzduchu rovnal objemu odváděného vzduchu, čímž docílím, že bude pokoj jako celek rovnotlance provětráván. V případě přetlaku by mohlo docházet k šíření především odérů a hluku směrem z pokoje do společné chodby. Při podtlaku by

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

mohl být směr šíření opačný. Obě varianty by mohly mít negativní vliv na komfort hostů.



Obr.6 – schematické napojení pokoje s variantou decentralních jednotek – vlastní zdroj

Hlavní výhodou tohoto řešení je řízení výměny vzduchu výhradně pro potřebu daného pokoje. Jednotka je napojený na čidlo CO<sub>2</sub>, které snímá jeho koncentraci a dává signál ventilátoru, který upraví své otáčky, čímž dosáhne nižší energetické náročnosti. Výrazně se také redukuje patrové rozvody. To se pozitivně projeví na nižších tlakových ztrátách než u další navržených variant níže. Výsledkem bude opět nižší energetická náročnost na provoz ventilátoru, potažmo celé jednotky. Na druhou stranu má tento systém i značné nevýhody. V prvé řadě je to varianta, které řeší pouze výměnu vzduchu bez úpravy teplotě vlhkostních parametrů, které jsou dnes pro hotely požadovány a které čeká host. Pro tuto úpravu by bylo potřeba využít jiného přístroje, například parapetní nebo nástěnné konvektory. S tímto řešením se pojí další dvě nevýhody. První je hladina akustického tlaku. S provozem se ventilátoru, který je obsažený jak ve vzduchotechnické jednotce, tak v konvektoru, se pojí hladina akustického výkonu potažmo tlaku. Opět s odkazem na podkapitulu 2.2 je potřeba dodržet maximální hodnoty těchto veličin. Jelikož je jednotka schovaná v podhledu, jde v celku elegantně tento podhled akustický izolovat. U konvektoru toto řešení není možné, tudíž je

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

odkázán pouze na akustický útlum své vlastní konstrukce. Druhou nevýhodou, ke které bude přihlížet především investor, je pořizovací cena. Samotná vzduchotechnická jednotka se pohybuje v rozmezí 40-80 tis. Kč, konvektor potom stojí 10-40 tis. Kč. Pro jeden pokoj by to bylo 50-120 tis. Kč. V celkové sumě by se cena pohybovala mezi 3,8 - 9,12 mil. Kč, pouze na pořízení těchto dvou zařízení do každého pokoje. Další problém se opět týká akustiky, odehrává se ale na druhé straně celého systému. Četné prostupy střešním pláštěm rozhodně nejsou vhodné řešení jak z architektonicko-stavebního pohledu, tak z pohledu tepelné techniky, a dokonce ani pro projektanta TZB jak je popsáno níže. Hodně prostupů, konkrétně tedy vzduchotechnického potrubí, vytváření hodně potencionálních zdrojů hluku. Stejně tak jako je potřeba dodržet maximální hodnotu hladiny akustického tlaku v interiéru platí tento požadavek i pro exteriér. Poslední nevýhodou, kterou zde zmíním, jsou náklady na servis. I při sebelepším návrhu a montáži se provozovatel hotelu servisu nevyhne. Jedná především o výměnu filtrů, údržba zejména motorů ventilátorů nebo revizní zkoušky.

### **3.2 Centrální úprava vzduchu s VAV boxy**

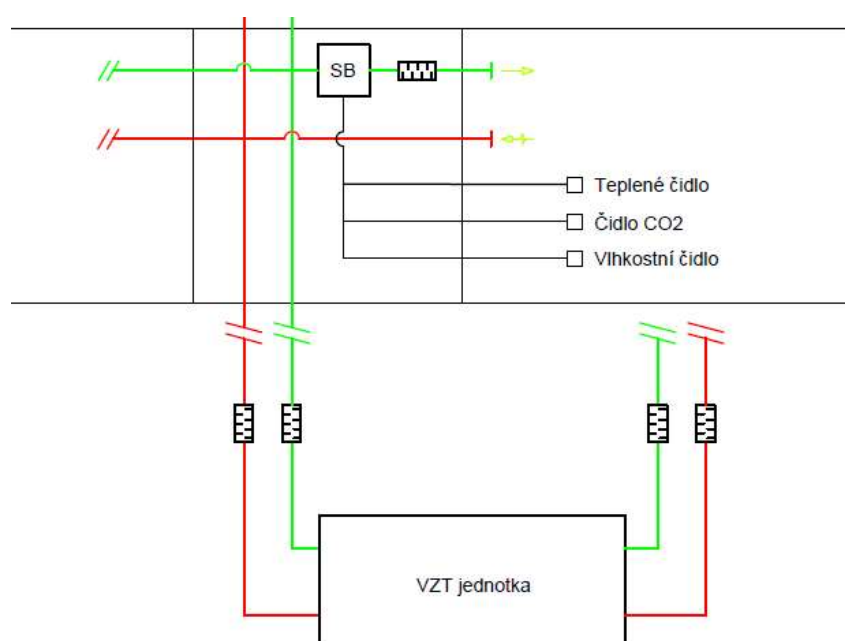
Hlavní rozdílem od předešlých variant je centrální úprava vzduchu. Ta se provádí ve strojovně vzduchotechniky, která je umístěna v 1.PP. Centrální vzduchotechnická jednotka (dále jen „AHU“) si přivádí vzduch přívodním potrubím, které je vyvedeno nad střešní rovinu. Přes filtr stupuje do jednotky, kde je přes rotační výměník zpětného získávání tepla směšuje s odpadním vzduchem. Při směšování dochází k předávání citelného, ale i vázaného tepla, což je specifikum rotačního výměníku. Díky této výměně lze díky její vysoké

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

účinnosti redukovat potřebu dalších úprav vzduchu. Za výměníkem je směšovací komora, kde se v předepsaném poměru mísí čerstvý přiváděný vzduch s odpadním vzduchem. Výsledkem směšování je opět pokles potřeba dalších úprav. Následuje sestava ohříváče, chladiče a vodního zvlhčování. Tyto tři komponenty upravují vzduch do jeho finální podoby, ve které opouští AHU. Za zvlhčovací komorou může být v případě potřeba osazen druhý ohříváč. Takto upravený vzduch je potrubní sítí rozveden do jednotlivých pater. Než ale vstoupí do jednotlivých pokojů, bude muset projít skrz box s variabilním průtokem vzduchu (dále jen „VAV box“). Ten obsahuje regulační klapku, která je napojena na čidlo CO<sub>2</sub>, umístěné v pokoji. Regulací své polohy udává průtok přiváděného vzduchu a zároveň dává signál ventilátoru v AHU aby upravil své otáčky. Výsledkem bude opět nižší energetická náročnost. Dále se ve VAV boxu nachází sestava ohříváče a chladiče, které upraví teplotu vzduchu do její finální podoby, ve které bude vstupovat do pokoje, v závislosti na jeho aktuální potřebě. K tomu bude sloužit tepelné čidlo umístěné taktéž v pokoji. Z těchto boxů pak vzduch vstupuje do pokoje a je distribuován pomocí vířivých anemostatů. Odvod vzduchu je z pokoje zajištěn pomocí odvodních ventilů. Regulaci bude zajišťovat vlhkostní čidlo, umístěné v koupelně, které bude napojeno na ventilátor v AHU, který bude na základě podnětu upravovat své otáčky. Dále je vzduch veden zpět do AHU kde ještě participuje na úpravě vzduchu, viz výše v této podkapitole. Následně je vyfukován opět nad úroveň střechy v dostatečné vzdálenosti od přívodního potrubí. Pro tlakové poměry v pokojích platí stejná pravidla jako v podkapitole 3.1. Jelikož je v této variantě dopravováno velké množství vzduchu, musím uvažovat s velkými rychlostmi vzduchu, především v páteřním

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

rozvodu. Aby hosty nerušili hluky nárazů proudů vzduchu na odbočkách, vložíme za ně tlumiče hluku. Stejný problém by mohl nastat u VAV boxů ve chvíli kdy by byla regulační klapka propouštět je velmi mále množství vzduchu, nebo bude kompletně uzavřená. Za VAV box tedy opět vložíme tlumič hluku. Dle požární normy ČSN 73 0872 [9] je požadováno, aby prostupy požárně dělícími konstrukcemi větší než 40 000 mm<sup>2</sup> byly buď přerušeny požární klapkou, nebo byly požárně izolovány. Způsob řešení bude upřesněn pro konkrétní úseky.



Obr.7 – schematické napojení pokoje s VAV boxy – vlastní zdroj

Jistou výhodou tohoto systému je možnost zónové regulace pro potřeby daného úseku na základě měřících čidel. Další pozitivem je, umístění VAV boxu, které nemusí být v místnosti, kterou provětrává. V pokoji tak není žádný zdroj hluk, který by bylo potřeba izolovat. Lepší na tom je i střešní plášť, který má oproti předchozí variantě pouze dva prostupy. Značnou nevýhodou toho řešení je směšovací komora v AHU ta má za následek, že po objektu je dopravován celkový objem přiváděného vzduchu, který může být až o 85% větší než u následujících dvou variant. Z toho vyplývá potřeba výrazně větší rozměrů



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

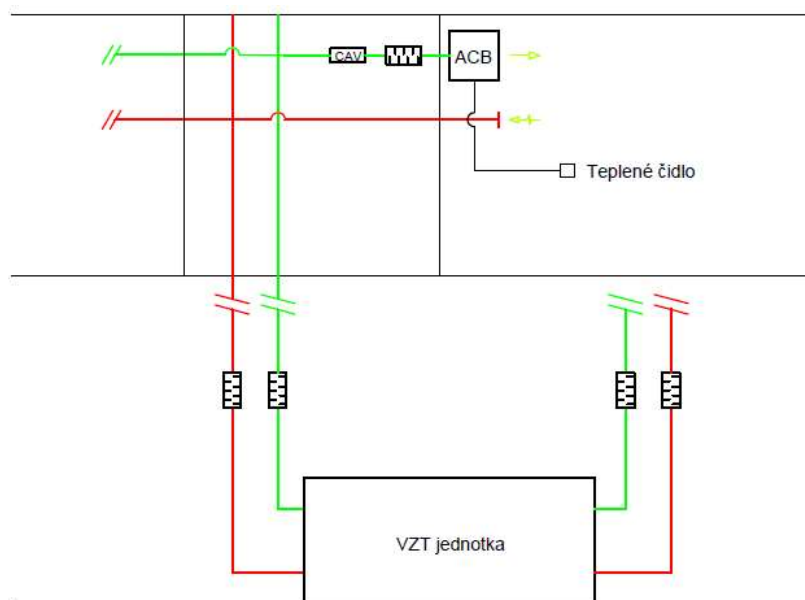
potrubí. Zároveň je třeba si uvědomit výrazně větší talkové ztráty, způsobené jak delším vedením, tak především místními odpory. Je také třeba poukázat na rozdíly tlakových poměrů mezi první (122 Pa) a poslední (307 Pa) výustí a s tím spojené daleko složitější řízení a regulace. Dále je zde riziko možné kondenzace jak v AHU, tak u VAV boxů proto je potřeba napojení na splaškovou kanalizaci, větším problémem kondenzace je potřebné latentní teplo, které je potřebné při skupenských změnách a musí být uvažováno při návrhu ohřivačů a chladičů.

### 3.3 Centrální úprava vzduchu s indukční jednotkou

Tato varianta se v mnoho ohledech shoduje s variantou s VAV boxy tudíž upozorním především jejich rozdíly. Centrální bod celé soustavy je opět AHU ve strojovně vzduchotechniky, zde je rotační výměník zpětného získávání tepla doplněn o proplachovací komoru, která zajistí minimální infiltraci odpadního vzduchu do proudu čerstvého vzduchu. Je umístěna na rozmezí těchto dvou proudů. Principiálně funguje na způsob vyplachování dutin výměníků čerstvým vzduchem, který potom odchází společně s odpadním vzduchem do exteriéru. Další změnou je absence směšovací komory za výměníkem což znamená, že je v AHU upravován pouze primární vzduch. Ostatní komponenty zůstávají stejné. Vzduch je potrubní sítí dopraven do jednotlivých pater, kde je osazen box s konstantního průtoku vzduchu (dále jen „CAV box“), který bude zajišťovat konstantní přívod vzduchu, který je důležitý pro funkčnost indukčních jednotek (dále jen „IJ“). V jednotlivých pokojích jsou tedy umístěny více zmíněné IJ. Principem takovýchto jednotek je průtok primárního vzduchu, který podtlakem strhává okolní, sekundární vzduch, nasávaný z místnosti. Za nasávací mřížkou je osazen dvoutrubkový, nebo čtyřtrubkový teplený výměník, napojený na teplené

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

čidlo, který slouží pro úpravu teplotně vlhkostních parametrů sekundárního vzduchu. Takto upravený vzduch je přiváděn do pokoje bez využití dalších výustí. Odvod vzduchu je koncipován obdobně jako u varianty s VAV boxy.



Obr.8 – schematické napojení pokoje s IJ – vlastní zdroj

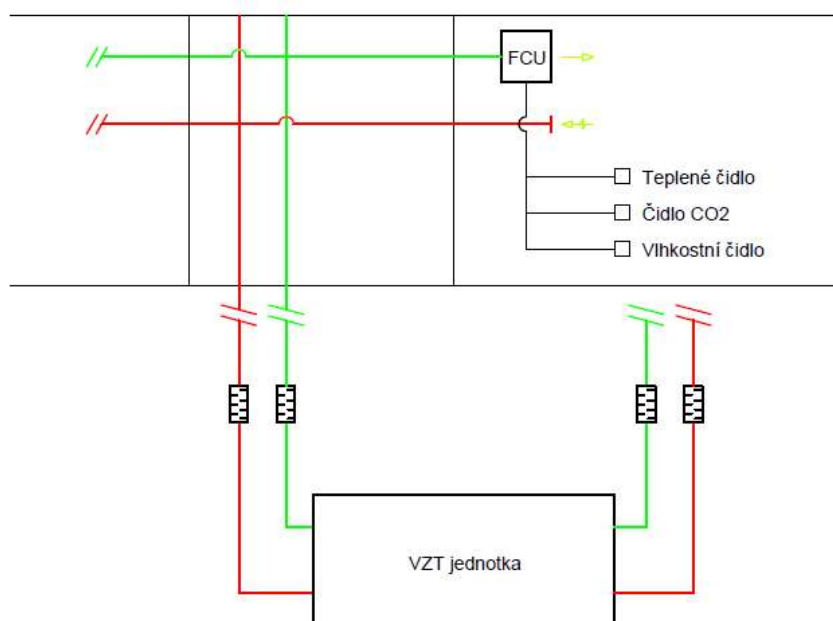
Toto provedení má několik podstatných výhod oproti ostatním variantám. V AHU je upravován pouze primární vzduch, tudíž budou mít potrubní rozvody výrazně menší dimenze. Velkou výhodou samotných IJ je jejich bezúdržbovost. Jelikož neobsahují žádné filtry ani ventilátory není třeba servis. Díky absenci ventilátoru je hlučnost IJ minimální. Zároveň je není třeba připojovat do elektrické sítě. Jako každé řešení má i tato varianty své nevýhody. Hlavní problémem je zde regulace a hydraulická stálost celé soustavy. Pro správnou a efektivní funkčnost IJ, je zapotřebí udržovat konstantní průtok s minimálními odchylkami, aby docházelo k indukci sekundárního vzduchu. V hotelech pochopitelně dochází k častým změnám potřeb na větrání v rámci celého dne. Proto je tato varianta vhodnější u objektů s konstantní vytížeností, jako jsou například administrativní budovy. Další bod, na který je třeba se zaměřit, je rychlost přiváděného vzduchu do

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

místnosti. Jelikož je primární vzduch přiváděn do IJ pomocí trysek za vysoké rychlosti. Je třeba počítat s faktem, že i finální vzduch bude opouštět IJ za vysoké rychlosti. Hrozí tedy vznik průvanu v pobytovém prostoru a tím způsobovat diskomfort hostům.

### 3.4 Centrální úprava vzduchu s fancoily

Opět koncepčně velice podobné řešení jako u varianty s VAV boxy a IJ. Stejně jako u varianty s IJ je rotační výměník opatřen proplachovací komorou a v AHU chybí směšovací komora. Potrubní síť je vzduch dopraven do příslušných pokojů, kde je na konci umístěná fancoily jednotka (dále jen „FCU“). Účel má v principu stejný jak IJ, avšak k dosažení smíšeného primárního a sekundárního vzduchu je použit ventilátor, který vzduch dále žene přes ohříváč a chladič směrem k výustce v pokoji. Regulační klapka FCU je napojena na čidlo CO<sub>2</sub>, na základě, kterého je regulován průtok. Na ohříváč a chladič je zase připojené tepelné čidlo. Odvod vzduchu zůstává stejný jako u předchozích dvou variant.



Obr.9 – schematické napojení pokoje s FCU – vlastní zdroj

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Hlavním přínosem toho řešení je opět úprava primárního vzduchu v AHU a následná distribuce za využití výrazně menších dimenzí vzduchotechnického potrubí. Dále je to zónové řízení, které je dosaženo díky regulačním klapkám obsažených ve FCU. Výhodou je také ventilátor ve FCU mimo skutečnost, že nasává cirkulační vzduch z místnosti má také vedlejší přínos, a to částečné krytí talkové ztráty na přívodním potrubí. Co se ale z jedné strany jeví jako přínos, může být z jiného úhlu pohledu nevýhoda. FCU je potřeba akusticky izolovat z důvodu hluku motoru ventilátoru, zároveň je třeba započítat náklady na jeho servis. Stejně tak jako u varianty s VAV boxy zde hrozí riziko kondenzace, a proto je třeba fancoily odkanalizovat a zároveň započítat latentní teplo.

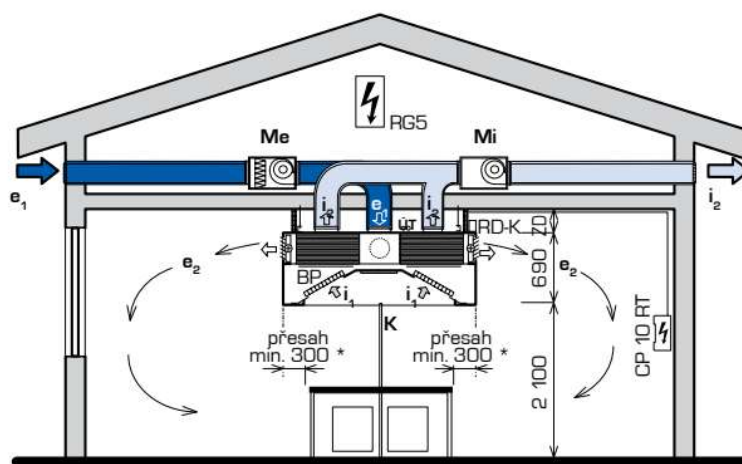
### 3.5 Větrání kuchyně

Kuchyň je velice specifický provoz pro návrh vzduchotechnického zařízení. Při provozu je potřeba primárně odvádět velké množství vodních pár, zplodin hoření a oděrů. Zároveň je potřeba dostatečný přívod čerstvého vzduchu. Pro tyto účely si dnes navrhuji nejčastěji tyto dvě řešení.

Prvním z nich je rovnotlaké větrání pomocní digestoří. Pro toto řešení jsem vybral digestoře od firmy ATREA s.r.o. řady OPTIMA. Tato kompaktní digestoře, jak už název napovídá, slučuje funkce AHU a koncových výustí. Obsahuje protiproudý deskový výměník vybavení by-pass klapkou, která zajišťuje obtok výměníku v letních měsících, kde není rekuperace žádoucí. Za výměníkem se nachází ohřívač, potažmo chladič. Poté je již osazena přívodní mřížka, která distribuuje čerstvý vzduch do prostoru kuchyně. Odvod vzduchu je zajištěn přes

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

tukové filtry osazené na spodní straně digestoře. Ty mají za úkol ze vzduchu oddělit tukové částice a jiné aerosoly, které by mohli zanechat rekuperační výměník a tím snížit jeho účinnost. Výrazně se zde redukuje potrubní síť, která zde obsahuje pouze jedno přívodní a jedno odvodní potrubí vyvedené nad střechu objektu, ve vzájemně dostatečné vzdálenosti. Ventilátory se zde osazují mimo prostor kuchyně, převážně z akustických důvodů. Pro řízení celého systému je využita automatická regulace. V době nevyužívání kuchyně pracují ventilátory na minimální otáčky, které jsou potřeba pro zajištění základní výměny vzduchu a provozu plynových zařízení. V případě, kdy je kuchyň využívána, indukují teplotní čidla teplotní diferenci a dávají signál ventilátorům, aby zvýšili otáčky, zároveň jsou zde osazena zátěžová čidla, které mohou lokálně zvýšit odtaž z daného prostoru. Takto automaticky řízený systém má velký vliv na energetickou úsporu. Tyto sestavy digestoří se umísťují nad varná centra a v místech zvýšené produkce škodlivin, nebo vodní páry. Zákryty digestoře musí mít minimální přesah 300 mm od hrany varných center a podobných zařízení. Tento typ digestoří je možné vybavit LED osvětlením na spodní straně. Nevýhodou tohoto řešení je neflexibilní dispozice kuchyňského vybavení.



Obr.10 – schéma digestoře OPTIMA [1]

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Druhou a novější variantou je rovnotlaké větrání pomocí větracích stropů. Opět se jedná o produkt firmy ATREA s.r.o. řady TPV. Jedná o centrální úpravu vzduchu v AHU, která je umístěna ve strojovně vzduchotechniky. Vybavení AHU se ale zásadně liší oproti variantám u větrání hotelových pokojů. Pro zpětné získávání tepla je zde využit protiproudý deskový výměník s by-pass klapkou, z důvodu zamezení průniku vodních pár, zplodin hoření a oděrů, obsažených v odpadním vzduchu, do vzduchu čerstvého. Dochází tedy pouze k přenosu citelného tepla. Dalším rozdílem je úplná absence směšovací komory v celém systému. Důvodem je opět obsah odpadního vzduchu. Za výměníkem se tedy nachází ohřívač a chladič. Potrubní síť dopravuje vzduch do kuchyně, kde je osazen celoplošný větrací strop. Ten je po obvodu opatřen přívodními vzduchovody, které jsem se rozhodl navrhnout z textilních výustí. Jejich výhodou je snadná čistitelnost a díky velice malým, ale četným otvorům lze dosáhnout velice malé rychlosti vzduchu na přívodu, nehrozí tedy vznik průvanu. Dále se v poli střídají odvodní vzduchovody s tvarovkami podhledu. Odvodní vzduchovody tvoří, stejně jako u systému s digestořemi, v první řadě odlučovače tuku. Za nimi následují UV-C lampy, které likvidují většinou dobrých tukových částic obsažených ve vzduchu, které se neusadili v odlučovačích. Díky této technologii je celý systém udržován téměř v dokonalé čistotě, čímž klesají náklady na údržbu. Velkou výhodou oproti předešlému řešení je již zmíněné celoplošné provedení, díky tomu je stropní konstrukce chráněná před vodní parou, plísněmi, tuky a jinými škodlivinami, vzniklých při vaření. Další výhodou celoplošného provedení, je variabilita tukových filtrů, a tím pádem i kuchyňského vybavení. Je také nutné, aby do stropu bylo zbudované osvětlení.

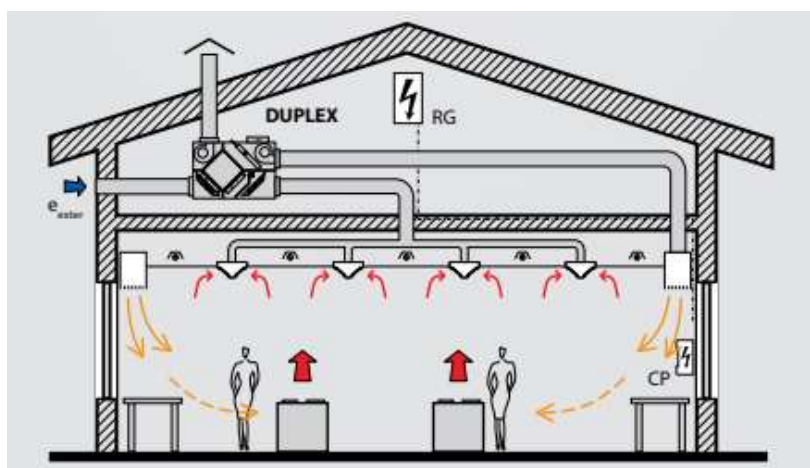
## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Regulace celého systému je opět automatická a funguje obdobně jako i varianty s digestořemi.

*Obr.11 – schéma celoplošného větracího stropu [3]*

### 3.6 Větrání restaurace

Při větrání restaurace si je třeba uvědomit, že větrám pouze jednu velkou místnost, ve které je potřeba zajistit rovnoměrné proudění vzduchu v celé její ploše. Pro je zde systém velice jednoduchý, je ale potřeba se soustředit na distribuci vzduchu do místnosti. Úprava vzduchu začíná opět ve strojovně vzduchotechniky, kde je umístěna AHU. Ta obsahuje znovu protiproudý deskový výměník s by-pass klapkou, důvod je stejný jako u větrání kuchyní, v restauraci vzniká velké množství vlhkosti, ať už z konzumentů, personálu, nebo ze samotného jídla. Dále následuje znovu pouze ohříváč a chladič. Takto upravený vzduch je potrubní sítí dopravován do prostoru restaurace. V pohledu jsou



osazeny přívodní vířivé anemostaty. Pro odvod vzduchu jsou opět využiti vířivé anemostaty, které vzduch odvádí skrze AHU do venkovního prostředí.

## 4. Výběr řešení

### 4.1 Hotelové pokoje

<b>Decentrální jednotka</b>	
<b>Výhody:</b> Snadné řízení jednotlivých pokojů Eliminace patrových rozvodů Energetická úspora Nižší tlakové ztráty	<b>Nevýhody:</b> Neřešení teplotně-vlhkostní parametry Akustika Nákladné na servis Vysoká pořizovací cena Četné prostupy střešní konstrukcí
<b>VAV box</b>	
<b>Výhody:</b> Zónová regulace Box může být mimo pokoj	<b>Nevýhody:</b> Velké dimenze potrubí Vysoké tlakové ztráty Regulace soustavy Nutno řešit kondenzaci
<b>Indukční jednotka</b>	
<b>Výhody:</b> Výrazně nižší dimenze potrubí Bezúdržbovost Tichý provoz	<b>Nevýhody:</b> Velice citlivé na změny průtoku Riziko průvanu Vysoké tlakové ztráty
<b>Fancoil jednotka</b>	
<b>Výhody:</b> Výrazně nižší dimenze potrubí Zónové řízení Částečná krytí tlakové ztráty	<b>Nevýhody:</b> Vysoké tlakové ztráty Regulace soustavy Nutno řešit kondenzaci Náklady na servis

Tabulka č.5 – Sumář výhod a nevýhod řešení pro větrání hotelových pokojů

Decentrální jednotky se v tomto výčtu jeví jako nejméně efektivním, je potřeba osadit dva samostatné prvky, které mají vysokou pořizovací cenu a jsou nákladné i v provozní fázi. Je potřeba pečlivě navrhnout četná akustická opatření a hrozí riziko nutnosti, přijmutí určitého diskomfortu.



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

VAV boxy zde nejsou použitelné, kvůli velikým dimenzím potrubí, které by nevešly do instalačních šachet.

U indukční jednotek je zásadním problémem nestálost provozu v jednotlivých částech hotelu, a tudíž by bylo velice obtížné tuto soustavu zregulovat, aby pracovala efektivně.

Proto jsem pro větrání hotelových pokojů rozhodl použít variantu s fancoily, jelikož má pro tento projekt významnou výhodu v úspoře prostoru pro vedení potrubí. Zároveň řešení jeho nevýhod nečiní větší problémy.

### 4.2 Hotelová kuchyň

Digestoř	
<b>Výhody:</b>	<b>Nevýhody:</b>
AHU a distribuční element v jednom	Neflexibilní dispozice
Redukce potrubní sítě	Větší riziko zanášení

Větrací strop	
<b>Výhody:</b>	<b>Nevýhody:</b>
Variabilní dispozice	Samostatná AHU
Důkladnější čištění odpadního vzduchu	Delší potrubní síť
Krytí stropní konstrukce	

Tabulka č.6 – Sumář výhod a nevýhod řešení pro hotelovou kuchyň

Preferovaným řešením pro větrání kuchyně je varianta s větracími stropy, i za cenu vyčlenění prostoru pro AHU, protože nám to dispozice projektu umožňuje. Výhody větracích stropů jednoznačně převažují řešení pomocí digestoře ať už se jedná o čistotu vzduchu, eliminace vzniků plísní a mastných skvrn na stropěch, nebo jen samotný design.

## 5. Výpočty hotelových pokojů

Vstupní údaje:

Popis	značka	hodnota	Jednotky
Měrná hmotnost vzduchu	$\rho$	1,2	$kg/m^3$
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c$	1,01	$kJ/kg \cdot K$
Teplota vnitřního vzduchu (zima / léto)	$t_i$	20 / 26	$^{\circ}C$
Teplota venkovního vzduchu (zima / léto)	$t_e$	-12 / 32	$^{\circ}C$
Měrná vlhkost exteriéru (zima / léto)	$x_e$	1 / 6	$g/kg$
Relativní vlhkost interiéru (zima / léto)	$\varphi_i$	50 / 60	%

*Tabulka č.7 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky*

### 5.1 Tepelná zátěž

Tepelná zátěž byla spočítána pomocí softwaru PROTECH, výstupní dokument je přílohou č.1 této práce. Byly stanoveny vždy tepelné zátěže samostatně pro ložnice a koupelny a následně sečteny. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tabulce č.8.

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

<b>Pokoj</b>	<b>Q<sub>zátěž</sub> [W]</b>	<b>Pokoj</b>	<b>Q<sub>zátěž</sub> [W]</b>	<b>Pokoj</b>	<b>Q<sub>zátěž</sub> [W]</b>
1.1	713	3.1	706	4.8	699
1.2	1962	3.2	995	4.9	750
1.3	669	3.3	703	4.10	699
1.4	2092	3.4	940	4.11	699
1.5	687	3.5	757	4.12	692
1.6	1258	3.6	2106	4.13	799
1.7	769	3.7	699	4.14	799
2.1	706	3.8	699	4.15	805
2.2	995	3.9	750	4.16	505
2.3	703	3.10	699	4.17	1241
2.4	940	3.11	699	4.18	769
2.5	757	3.12	692	5.1	380
2.6	2106	3.13	799	5.2	380
2.7	699	3.14	799	5.3	381
2.8	699	3.15	805	5.4	600
2.9	750	3.16	505	5.5	378
2.10	699	3.17	1241	5.6	378
2.11	699	3.18	769	5.7	386
2.12	692	4.1	706	5.8	386
2.13	799	4.2	995	5.9	252
2.14	799	4.3	703	5.10	513
2.15	805	4.4	940	5.11	513
2.16	505	4.5	757	5.12	514
2.17	1241	4.6	2106	5.13	1252
2.18	769	4.7	699	5.14	777

*Tabulka č.8 – Tepelná zátěž v pokojích*

## 5.2 Množství přiváděného vzduchu

Vstupní údaje:

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Počet osob	$n$	2–3	$os$
Potřeba čerstvého vzduchu na osobu	$V_{e,os}$	25	$m^3/h$
Produkce vodní páry na osobu	$G_{os}$	79	$g/h$
Produkce CO <sub>2</sub> osob	$m_{CO_2}$	13	$l/h$
Max. přístupná koncentrace CO <sub>2</sub> v interiéru	$\rho_{max,CO_2}$	1200	$ppm$
Koncentrace CO <sub>2</sub> v exteriéru	$\rho_{e,CO_2}$	400	$ppm$
Intenzita větrání	$I$	0,5	$h^{-1}$

Tabulka č.9 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

**Podle počtu osob:**

$$(1) \quad V_{p,os} = V_{e,os} \cdot n \quad [m^3/h]$$

**Podle produkce vlhkosti:**

$$(2) \quad V_{p,G} = \frac{G_{os} \cdot n}{\rho \cdot (x_i - x_p)} \quad [m^3/h]$$

**Podle produkce CO<sub>2</sub>:**

$$(3) \quad V_{p,CO_2} = \frac{m_{CO_2} \cdot n}{(\rho_{max,CO_2} - \rho_{e,CO_2}) \cdot 10^{-3}} \quad [m^3/h]$$

**Podle intenzity výměny vzduchu:**

$$[4] \quad V_{p,I} = I \cdot V \quad [m^3/h]$$

**Podle tepelné zátěže (ztráty):**

Krytí tepelné zátěže není řešeno pomocí vzduchotechniky, proto zde není uvažováno.

$$(5) \quad V_p = \frac{Q_{zátěž}}{\rho \cdot c \cdot (t_i - t_p)} \quad [m^3/h]$$

$$(6) \quad t_p = t_i - \Delta t \quad [^\circ C]$$

$$(7) \quad \Delta t = 6 \text{ } ^\circ C \Rightarrow \text{zvoleno}$$

$$(8) \quad t_p = 26 - 6 = 20 \text{ } ^\circ C$$

$$(9) \quad V_p = \max(V_{p,os}; V_{p,G}; V_{p,CO_2}; V_{p,I}; V_{p,zátěž})$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Výsledné průtoky vzduchu jsou uvedeny v tabulce č.10.

Pokoj	V [m <sup>3</sup> ]	Průtoky přiváděného vzduchu [m <sup>3</sup> /h]					
		V <sub>p,os</sub>	V <sub>p,G</sub>	V <sub>p,CO2</sub>	V <sub>p,I</sub>	V <sub>p,zátěž</sub>	V <sub>p</sub>
1.1	47,25	50	22	33	24	400	<b>400</b>
1.2	38,34	50	22	33	19	1100	<b>1100</b>
1.3	34,02	50	22	33	17	400	<b>400</b>
1.4	59,13	75	33	49	30	1100	<b>1100</b>
1.5	38,61	50	22	33	19	400	<b>400</b>
1.6	48,87	75	33	49	24	700	<b>700</b>
1.7	61,56	75	33	49	31	400	<b>400</b>
2.1	48,60	50	22	33	24	400	<b>400</b>
2.2	49,68	75	33	49	25	500	<b>500</b>
2.3	39,69	50	22	33	20	400	<b>400</b>
2.4	43,20	50	22	33	22	500	<b>500</b>
2.5	39,42	75	33	49	20	400	<b>400</b>
2.6	71,01	75	33	49	36	1100	<b>1100</b>
2.7	48,87	50	22	33	24	400	<b>400</b>
2.8	49,41	50	22	33	25	400	<b>400</b>
2.9	50,22	50	22	33	25	400	<b>400</b>
2.10	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
2.11	47,25	50	22	33	24	400	<b>400</b>
2.12	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
2.13	44,01	50	22	33	22	400	<b>400</b>
2.14	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
2.15	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
2.16	28,35	50	22	33	14	400	<b>400</b>
2.17	49,41	75	33	49	25	700	<b>700</b>
2.18	62,91	75	33	49	31	400	<b>400</b>
3.1	48,60	50	22	33	24	400	<b>400</b>
3.2	49,68	75	33	49	25	500	<b>500</b>
3.3	39,69	50	22	33	20	400	<b>400</b>
3.4	43,20	50	22	33	22	500	<b>500</b>
3.5	39,42	75	33	49	20	400	<b>400</b>
3.6	71,01	75	33	49	36	1100	<b>1100</b>
3.7	48,87	50	22	33	24	400	<b>400</b>
3.8	49,41	50	22	33	25	400	<b>400</b>
3.9	50,22	50	22	33	25	400	<b>400</b>
3.10	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
3.11	47,25	50	22	33	24	400	<b>400</b>
3.12	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
3.13	44,01	50	22	33	22	400	<b>400</b>
3.14	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
3.15	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
3.16	28,35	50	22	33	14	400	<b>400</b>
3.17	49,41	75	33	49	25	700	<b>700</b>
3.18	62,91	75	33	49	31	400	<b>400</b>
4.1	48,60	50	22	33	24	400	<b>400</b>
4.2	49,68	75	33	49	25	500	<b>500</b>
4.3	39,69	50	22	33	20	400	<b>400</b>
4.4	43,20	50	22	33	22	500	<b>500</b>
4.5	39,42	75	33	49	20	400	<b>400</b>

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

<b>4.6</b>	71,01	75	33	49	36	1100	<b>1100</b>
<b>4.7</b>	48,87	50	22	33	24	400	<b>400</b>
<b>4.8</b>	49,41	50	22	33	25	400	<b>400</b>
<b>4.9</b>	50,22	50	22	33	25	400	<b>400</b>
<b>4.10</b>	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
<b>4.11</b>	47,25	50	22	33	24	400	<b>400</b>
<b>4.12</b>	41,58	50	22	33	21	400	<b>400</b>
<b>4.13</b>	44,01	50	22	33	22	400	<b>400</b>
<b>4.14</b>	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
<b>4.15</b>	46,17	50	22	33	23	400	<b>400</b>
<b>4.16</b>	28,35	50	22	33	14	400	<b>400</b>
<b>4.17</b>	49,41	75	33	49	25	700	<b>700</b>
<b>4.18</b>	62,91	75	33	49	31	400	<b>400</b>
<b>5.1</b>	44,28	50	22	33	22	200	<b>200</b>
<b>5.2</b>	39,42	50	22	33	20	200	<b>200</b>
<b>5.3</b>	38,34	50	22	33	19	200	<b>200</b>
<b>5.4</b>	77,22	75	33	49	39	400	<b>400</b>
<b>5.5</b>	29,97	50	22	33	15	200	<b>200</b>
<b>5.6</b>	28,89	50	22	33	14	200	<b>200</b>
<b>5.7</b>	33,48	50	22	33	17	200	<b>200</b>
<b>5.8</b>	40,77	50	22	33	20	200	<b>200</b>
<b>5.9</b>	33,48	50	22	33	17	200	<b>200</b>
<b>5.10</b>	40,77	50	22	33	20	400	<b>400</b>
<b>5.11</b>	59,94	50	22	33	30	400	<b>400</b>
<b>5.12</b>	40,77	50	22	33	20	400	<b>400</b>
<b>5.13</b>	49,41	75	33	49	25	700	<b>700</b>
<b>5.14</b>	62,91	75	33	49	31	400	<b>400</b>

*Tabulka č.10 – Průtoky vzduchu podle jednotlivých požadavků*

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### Množství primárního vzduchu:

$$(10) \quad V_p = V_e + V_c \quad [m^3/h]$$

$$(11) \quad V_e = 0,25 \cdot V_p \quad [m^3/h]$$

25% je uvažováno z důvodu dodržení požadavku, minimálního množství čerstvého vzduchu na osobu (50 m<sup>3</sup>/h).

Pok.	$V_p$	$V_e$	$V_c$	Pok.	$V_p$	$V_e$	$V_c$	Pok.	$V_p$	$V_e$	$V_c$
		[m <sup>3</sup> /h]				[m <sup>3</sup> /h]				[m <sup>3</sup> /h]	
1.1	400	100	300	3.1	400	100	300	4.8	400	100	300
1.2	1 100	275	825	3.2	500	125	375	4.9	400	100	300
1.3	400	100	300	3.3	400	100	300	4.10	400	100	300
1.4	1 100	275	825	3.4	500	125	375	4.11	400	100	300
1.5	400	100	300	3.5	400	100	300	4.12	400	100	300
1.6	700	175	525	3.6	1 100	275	825	4.13	400	100	300
1.7	400	100	300	3.7	400	100	300	4.14	400	100	300
2.1	400	100	300	3.8	400	100	300	4.15	400	100	300
2.2	500	125	375	3.9	400	100	300	4.16	400	100	300
2.3	400	100	300	3.10	400	100	300	4.17	700	175	525
2.4	500	125	375	3.11	400	100	300	4.18	400	100	300
2.5	400	100	300	3.12	400	100	300	5.1	200	50	150
2.6	1 100	275	825	3.13	400	100	300	5.2	200	50	150
2.7	400	100	300	3.14	400	100	300	5.3	200	50	150
2.8	400	100	300	3.15	400	100	300	5.4	400	100	300
2.9	400	100	300	3.16	400	100	300	5.5	200	50	150
2.10	400	100	300	3.17	700	175	525	5.6	200	50	150
2.11	400	100	300	3.18	400	100	300	5.7	200	50	150
2.12	400	100	300	4.1	400	100	300	5.8	200	50	150
2.13	400	100	300	4.2	500	125	375	5.9	200	50	150
2.14	400	100	300	4.3	400	100	300	5.10	400	100	300
2.15	400	100	300	4.4	500	125	375	5.11	400	100	300
2.16	400	100	300	4.5	400	100	300	5.12	400	100	300
2.17	700	175	525	4.6	1 100	275	825	5.13	700	175	525
2.18	400	100	300	4.7	400	100	300	5.14	400	100	300
<b>Σ</b>									<b>34 000</b>	<b>8 500</b>	<b>25 500</b>

Tabulka č.11 – Poměr čerstvého a cirkulačního vzduchu

### 5.3 Úpravy vzduchu

Vstupní údaje:

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Počet osob	$n$	171	$os$
Produkce vodní páry na osobu	$G_{os}$	79	$g/h$
Množství venkovního vzduchu	$V_e$	8 500	$m^3/h$
Množství přiváděného vzduchu	$V_p$	34 000	$m^3/h$
Běžná účinnost rotačního výměníku	$\eta$	87,4	%

Tabulka č.12 – Vstupní údaje pro úpravy vzduchu

**Pracovní bod přivodního vzduchu – zima:**

$$(12) \quad t_{p,Z} = t_{i,Z} = 20 \text{ °C} \Rightarrow \text{prostor není vytápěn pomocí VZT}$$

$$(13) \quad x_{p,Z} = x_{i,Z} - \Delta x_z \quad [g/kg]$$

$$(14) \quad \Delta x_z = \frac{G_{os} \cdot n}{\rho \cdot V_p} \quad [g/kg]$$

$$(15) \quad \Delta x_z = \frac{79 \cdot 171}{1,2 \cdot 34\,000} = 0,33 \text{ g/kg}$$

$$(16) \quad x_{i,Z} = 7,4 \text{ g/kg} \Rightarrow \text{odečteno z HX diagramu}$$

$$(17) \quad x_{p,Z} = 7,4 - 0,33 = 7,07 \text{ g/kg}$$

$$(18) \quad t_{ZZT} = \eta \cdot (t_{i,Z} - t_{e,Z}) + t_{e,Z} = 0,784 \cdot (20 + 8) - 8 = 13,95 \text{ °C}$$

$$(19) \quad x_{ZZT} = \eta \cdot (x_{i,Z} - x_{e,Z}) + x_{e,Z} = 0,784 \cdot (7,4 - 1) + 1 = 6 \text{ g/kg}$$

**Pracovní bod přivodního vzduchu – léto:**

$$(20) \quad t_{p,L} = 20 \text{ °C} \Rightarrow \text{viz (7)}$$

$$(21) \quad x_{p,L} = x_{i,L} - \Delta x_L \quad [g/kg]$$

$$(22) \quad \Delta x_L = \frac{G_{os} \cdot n}{\rho \cdot V_p} \quad [g/kg]$$

$$(23) \quad \Delta x_L = \frac{79 \cdot 171}{1,2 \cdot 34\,000} = 0,33 \text{ g/kg}$$

$$(24) \quad x_{i,L} = 12,8 \text{ g/kg} \Rightarrow \text{odečteno z HX diagramu}$$

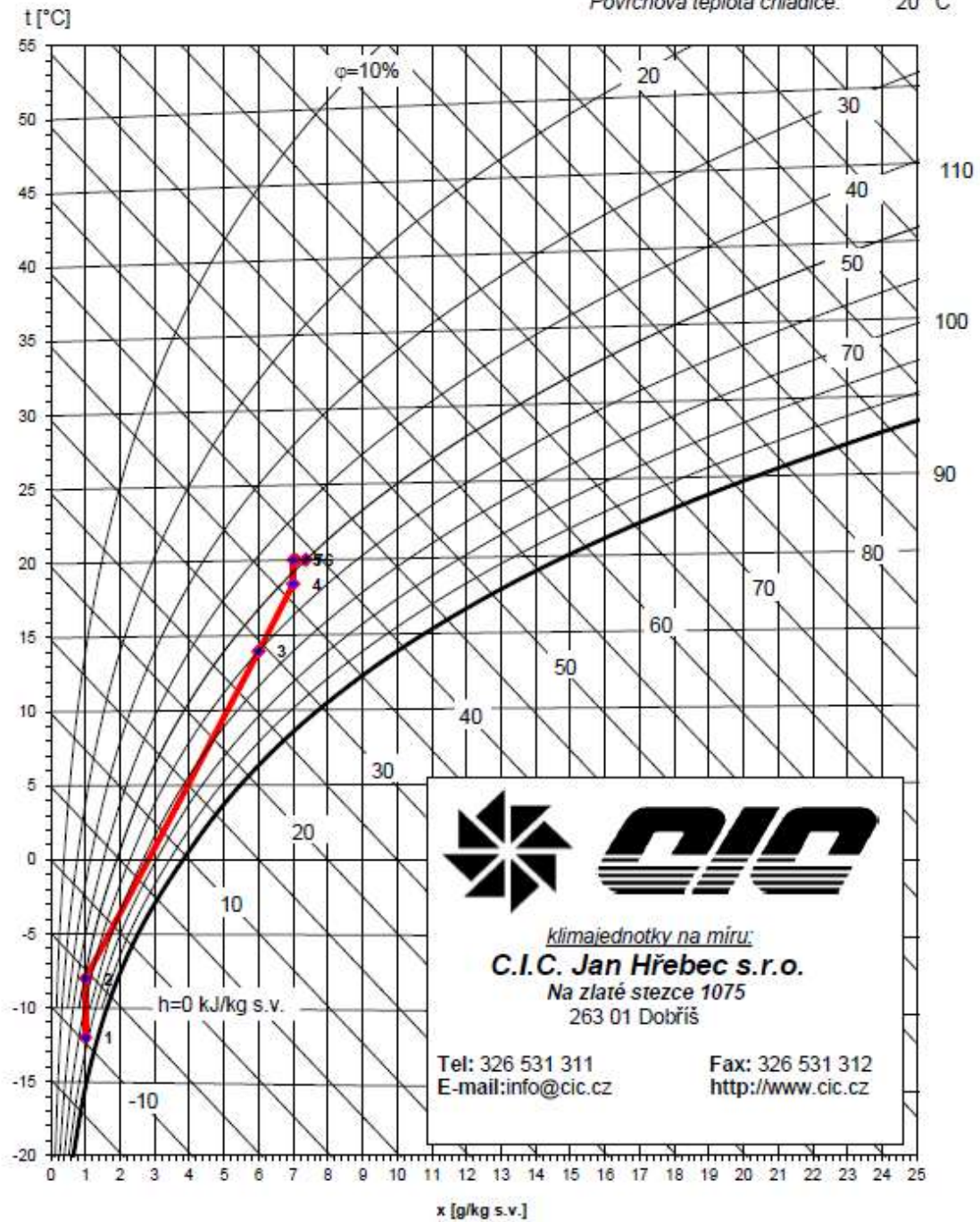
$$(25) \quad x_{p,L} = 12,8 - 0,33 = 12,47 \text{ g/kg}$$



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelová pokoje - zima

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladiče: 20 °C



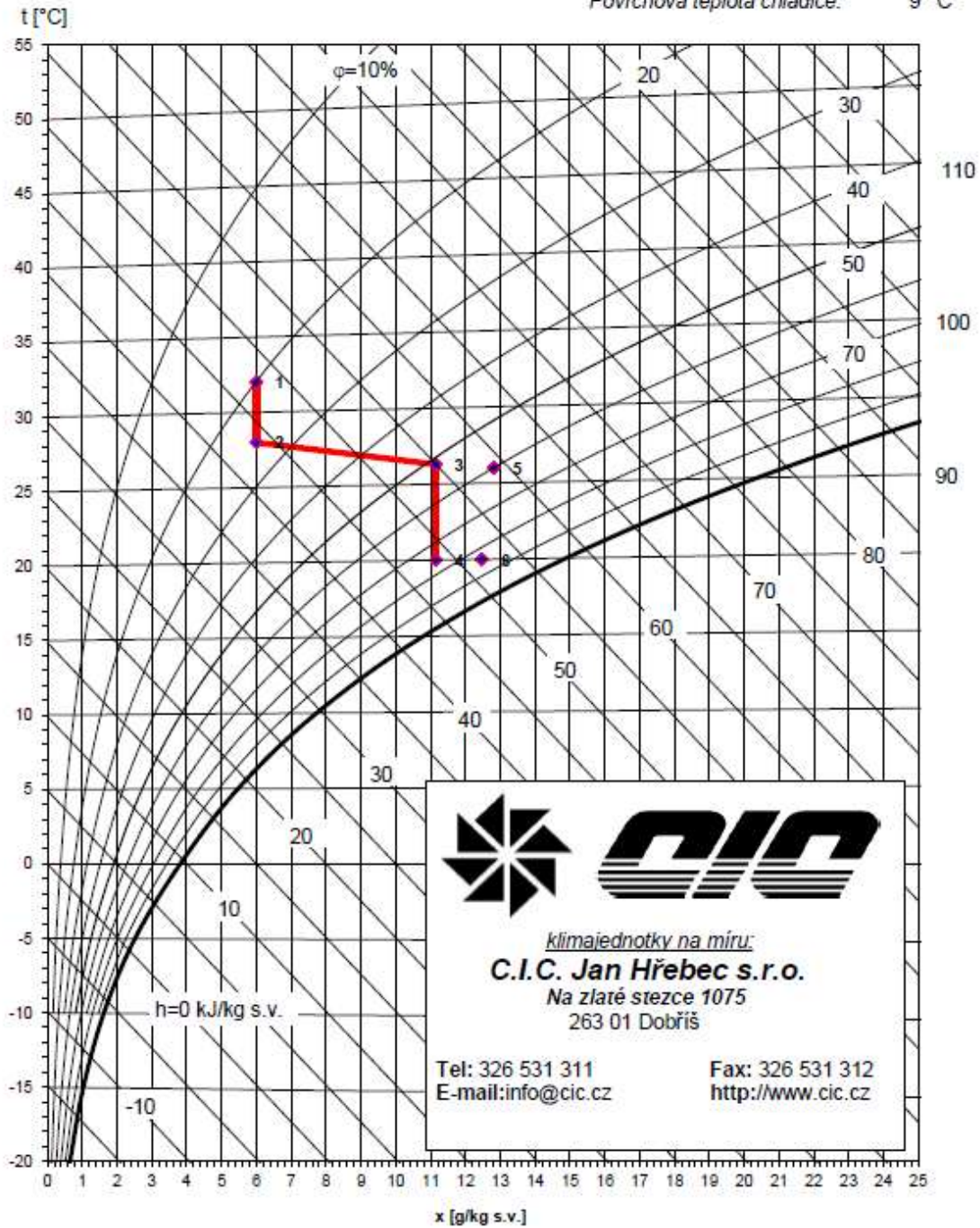
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		E	o-AHU	ZZT	směš.	o-FCU	I	P			
Teplota	t °C	-12,0	-8,0	14,0	18,4	20,0	20,0	20,0			
rel. vlhkost	φ %	74%	52%	60%	53%	48%	50%	48%			
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	1,0	1,0	6,0	7,0	7,0	7,4	7,1			
entalpie	h kJ/kg s.v.	-9,6	-5,6	29,3	36,3	36,0	38,9	38,1			
hustota	ρ kg/m <sup>3</sup>	1,33	1,31	1,21	1,19	1,18	1,18	1,18			
t.vlhkého tepl.	t <sub>v</sub> °C	-12,7	-9,6	9,9	12,7	13,4	13,7	13,3			
Skut. průtok	V <sub>s</sub> m <sup>3</sup> /h	7 659	7 777	8 488	34 533	34 722	0	0			
Norm. průtok	V <sub>n</sub> m <sup>3</sup> /h	8 500	8 500	8 500	34 000	34 000	0	0			
Předaný výkon	P kW		11,5	98,7	80,2	18,6					
Odpařené vody	q <sub>w</sub> kg/h		0,0	51,0	40,8	0,0					

Obr.12 – HX-diagram pro hotelové pokoje – zima [5]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelové pokoje - léto

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladíče: 9 °C



*klimajednotky na míru:*  
**C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.**  
 Na zlaté stezce 1075  
 263 01 Dobříš

Tel: 326 531 311      Fax: 326 531 312  
 E-mail: info@cic.cz      http://www.cic.cz

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		E	ch-AHU	s	ch-FCU	I	P				
Teplota	t °C	32,0	28,0	26,3	20,0	26,0	20,0				
rel. vlhkost	φ %	20%	25%	51%	75%	80%	84%				
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	6,0	6,0	11,2	11,2	12,8	12,5				
entalpie	h kJ/kg s.v.	47,7	43,8	55,0	48,5	58,9	51,9				
hustota	ρ kg/m <sup>3</sup>	1,14	1,15	1,18	1,18	1,16	1,18				
t.vlhkého tepl.	tv °C	16,8	15,4	19,1	17,1	20,3	18,1				
Skut. průtok	Vs m <sup>3</sup> /h	9 022	8 903	35 702	34 951	0	0				
Norm. průtok	Vn m <sup>3</sup> /h	8 500	8 500	34 000	34 000	0	0				
Předaný výkon	P kW		-11,6	129,2	-73,6						
Odpařené vody	qw kg/h		0,0	210,1	0,0						

Obr.13 – HX-diagram pro hotelové pokoje – léto [5]



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### Přívodní anemostaty – MANDÍK model VVM

Pok.	Počet [ks]	Jed. průtok [m <sup>3</sup> /h]	Typ	A [m]	X [m]	H [m]	H1 [m]	L [m]	w <sub>L</sub> [m/s]	w <sub>H1</sub> [m/s]
1.2	2	550	625 / 54	2.18	1.0	3.5	1.7	2.7	0.25	0.12
1.6	2	350	500 / 24	1.73	0.9	3.5	1.7	2.6	0.25	0.11
2.4	2	300	400 / 16	2.53	1.0	3.5	1.7	2.7	0.19	0.05
2.16	2	200	400 /16	1.36	0.7	3.5	1.7	2.4	0.22	-0.02
5.6	1	200	400 /16	-	1.4	3.0	1.2	2.6	0,16	-

Tabulka č.14 – Typ a umístění přívodních anemostatů

Pok.	Δp [Pa]	L <sub>wA</sub> [dB(A)]
1.2	13,5	25,8
1.6	22	34,8
2.4	21	32
2.16	13	25
5.6	13	25

Tabulka č.15 – Tlakové ztráty a akustický výkon A přívodních anemostatů



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat VVM 625, 54 lamel (1 100 m<sup>3</sup>/h)

Diagram 9.6.1. Tlaková ztráta a akustický výkon

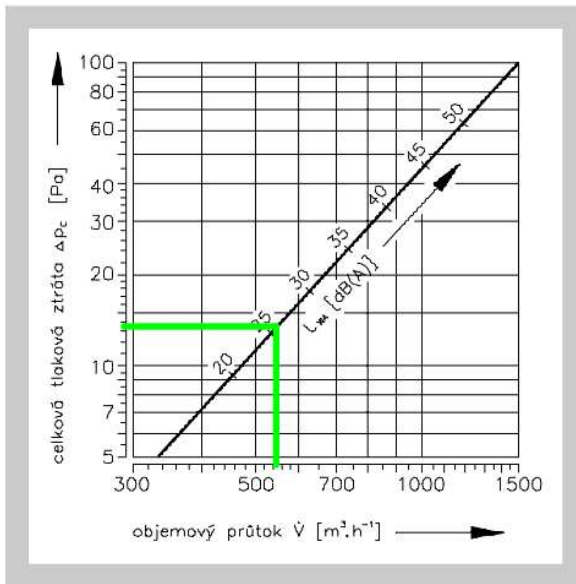
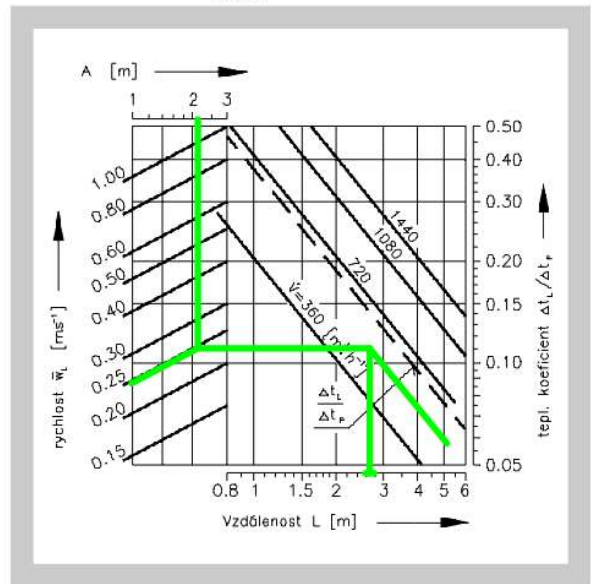
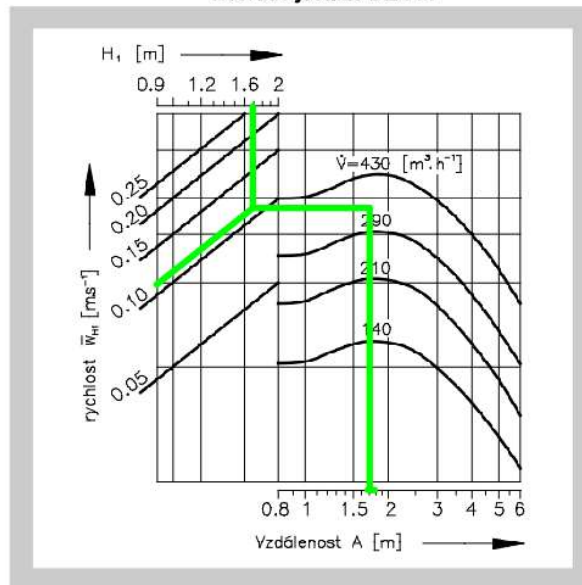


Diagram 9.6.2. Rychlost vzduchu proudění a teplotní rozdíl



Obr.15a, 15b, – Tlaková ztráta, akustický výkon  $A$  a rychlost proudění vzduchu podél stěny [21]

Diagram 9.3.3. Uspořádání vyústí jednořadé nebo víceřadé jestliže  $B \geq 4$  m



Obr. 15c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty [21]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat VVM 625, 54 lamel (700 m<sup>3</sup>/h)

Diagram 9.3.1. Tlaková ztráta a akustický výkon

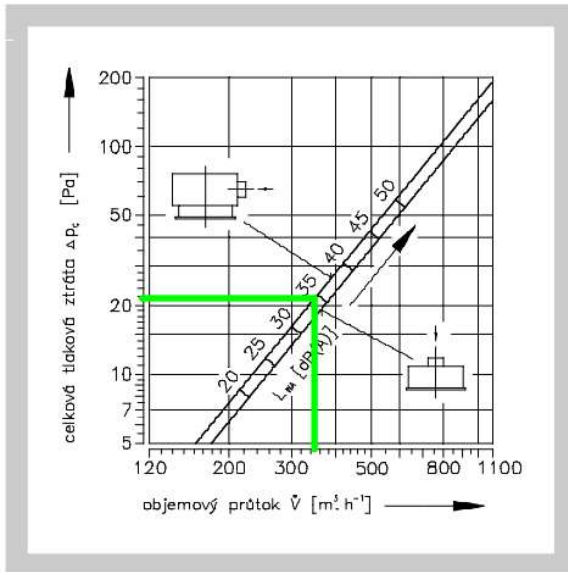
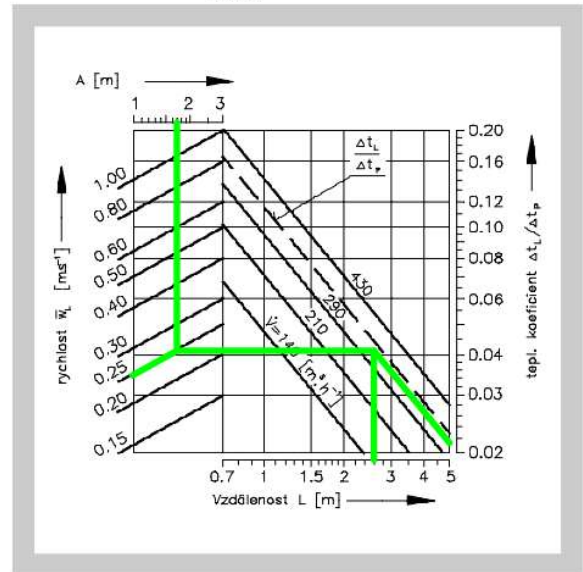
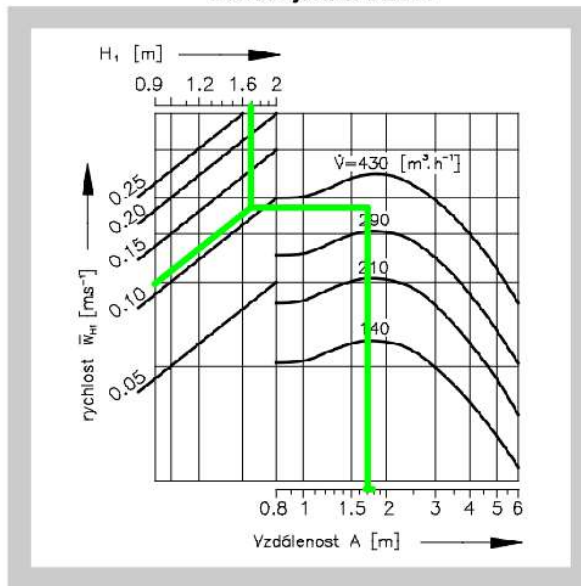


Diagram 9.3.2. Rychlost vzduchu proudění a teplotní rozdíl



Obr.16a, 16b, – Tlaková ztráta, akustický výkon  $A$  a rychlost proudění vzduchu podél stěny [21]

Diagram 9.3.3. Uspořádání vyústí jednořadé nebo víceřadé jestliže  $B \geq 4$  m



Obr. 16c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty [21]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat VVM 400, 16 lamel (500 m<sup>3</sup>/h)

Diagram 9.2.1. Tlaková ztráta a akustický výkon

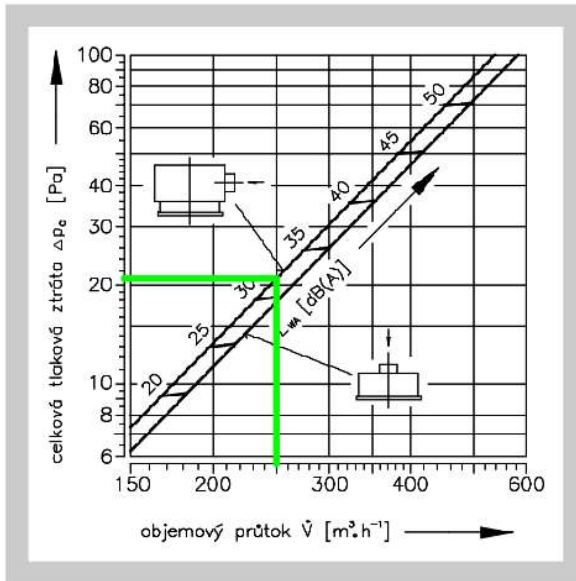
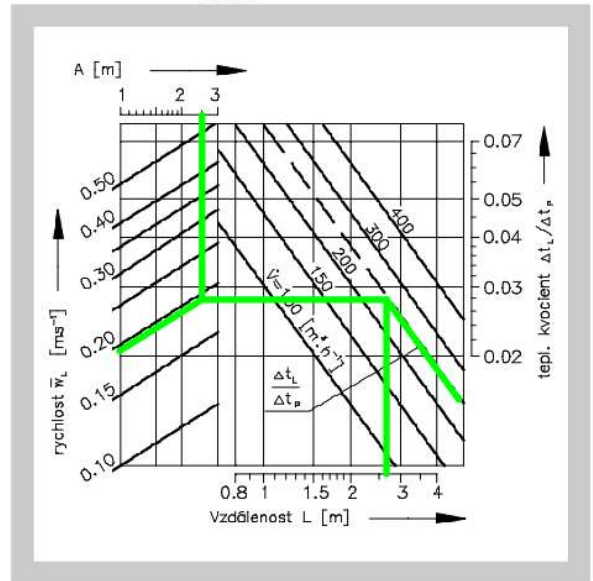
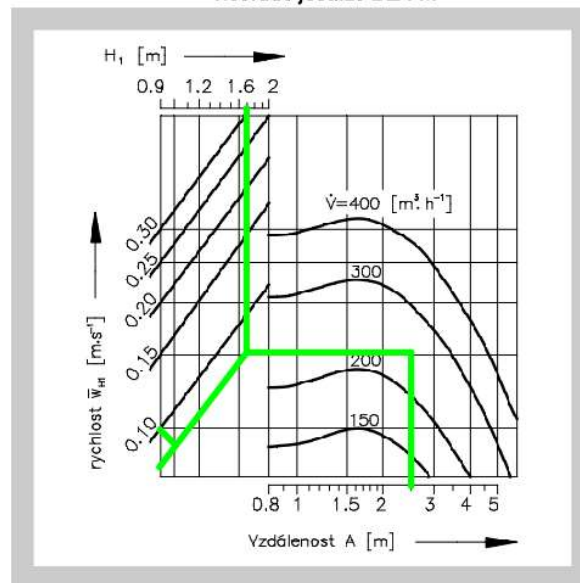


Diagram 9.2.2. Rychlost vzduchu proudění a teplotní rozdíl



Obr.17a, 17b, – Tlaková ztráta, akustický výkon  $A$  a rychlost proudění vzduchu podél stěny [21]

Diagram 9.2.3. Uspořádání vyústí jednořadé nebo víceřadé jestliže  $B \geq 4$  m



Obr. 17c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty [21]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat VVM 400, 16 lamel (400 m<sup>3</sup>/h)

Diagram 9.2.1. Tlaková ztráta a akustický výkon

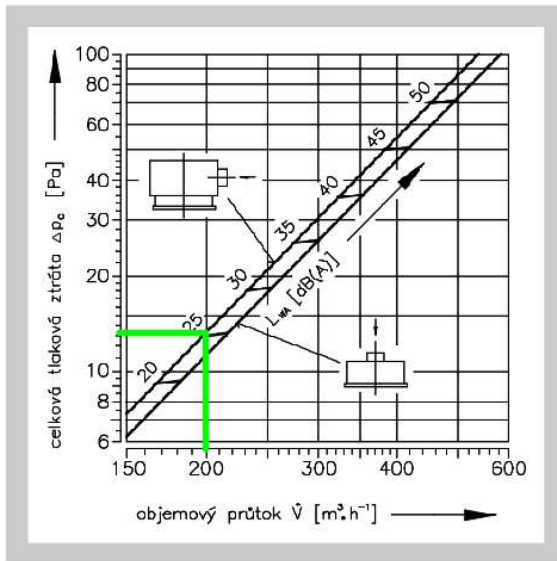
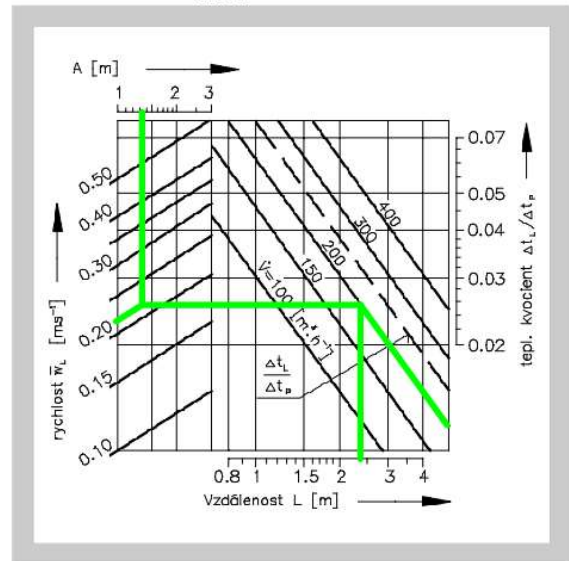
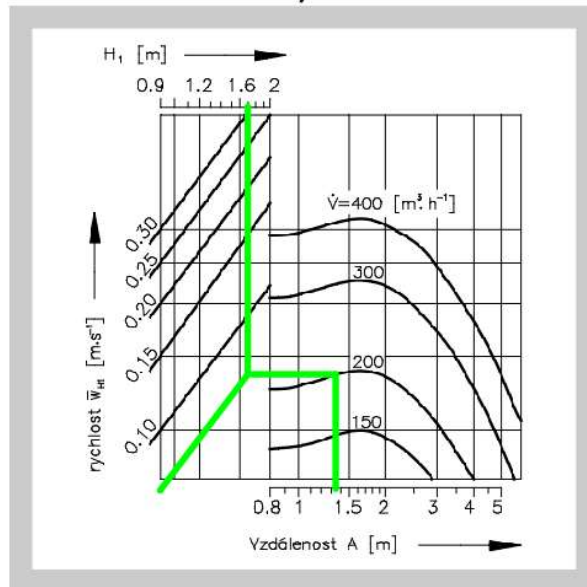


Diagram 9.2.2. Rychlost vzduchu proudění a teplotní rozdíl



Obr.18a, 18b, – Tlaková ztráta, akustický výkon  $A$  a rychlost proudění vzduchu podél stěny [21]

Diagram 9.2.3. Uspořádání vyústí jednořadé nebo víceřadé jestliže  $B \geq 4$  m



Obr. 18c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty [21]



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat VVM 400, 16 lamel (200 m<sup>3</sup>/h)

Diagram 9.2.1. Tlaková ztráta a akustický výkon

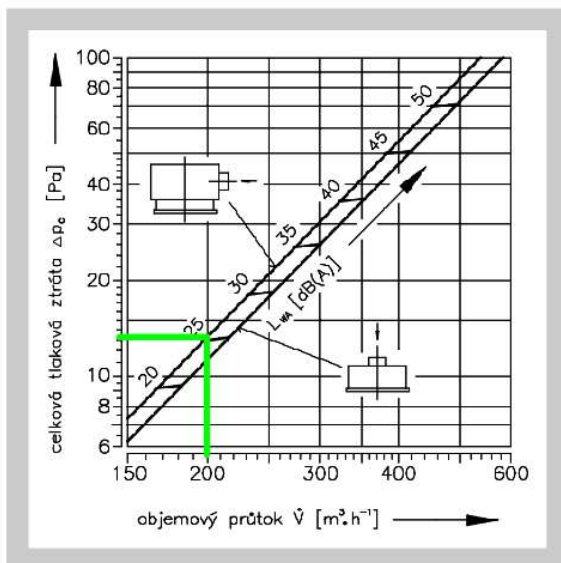
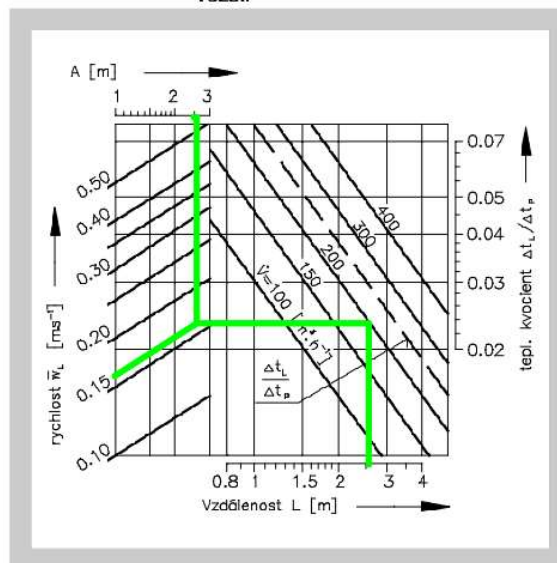


Diagram 9.2.2. Rychlost vzduchu proudění a teplotní rozdíl



Obr.19a, 19b, – Tlaková ztráta, akustický výkon  $A$  a rychlost proudění vzduchu podél stěny [21]

## Odvodní prvky – ELEKTRODESIGN model KO / MANDÍK model ALKM

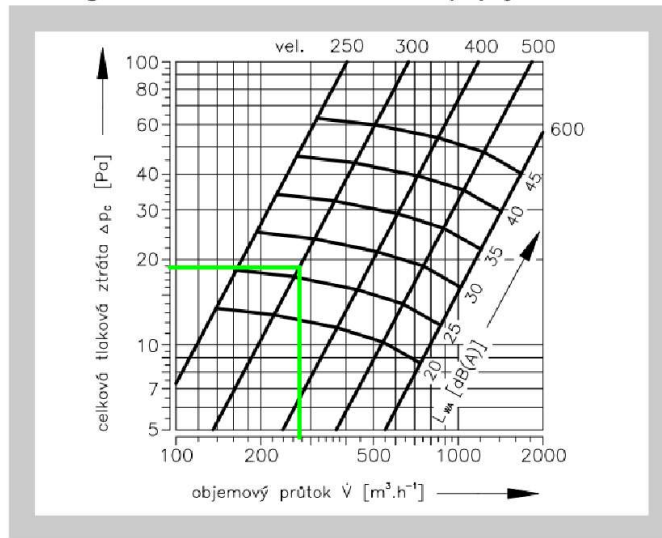
Pok.	Typ	$\Delta p$ [Pa]	$L_{wA}$ [dB(A)]
1.2	ALKM 300	19	26
1.6	KO 200	40	25
2.4	KO 125	55	27,5
2.16	KO 125	50	25,5
5.6	KO 100	53	26

Tabulka č.16 – Tlakové ztráty a akustický výkon  $A$  odvodních anemostatů

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Anemostat ALKM 300 (1 100 m<sup>3</sup>/h)

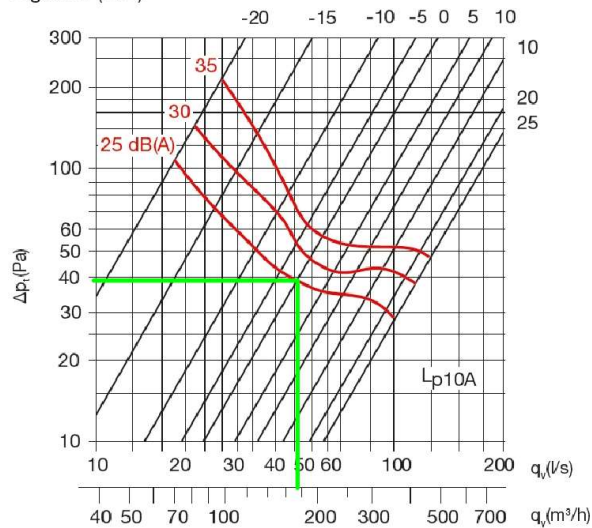
Diagram 7.2.2. ALKM - vodorovné připojení - ODVOD



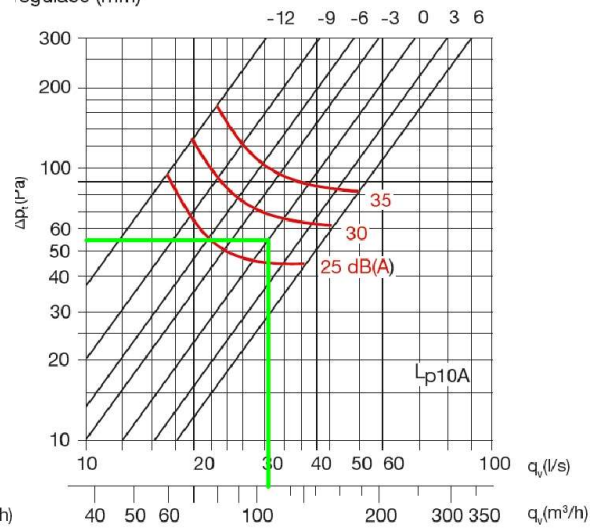
Obr.20, – Tlaková ztráta a akustický výkon  $A$  [21]

## Talířový ventil KO 200 (700 m<sup>3</sup>/h) a KO 125 (500 m<sup>3</sup>/h)

KO, KOC 200  
regulace (mm)



KO, KOC 125  
regulace (mm)

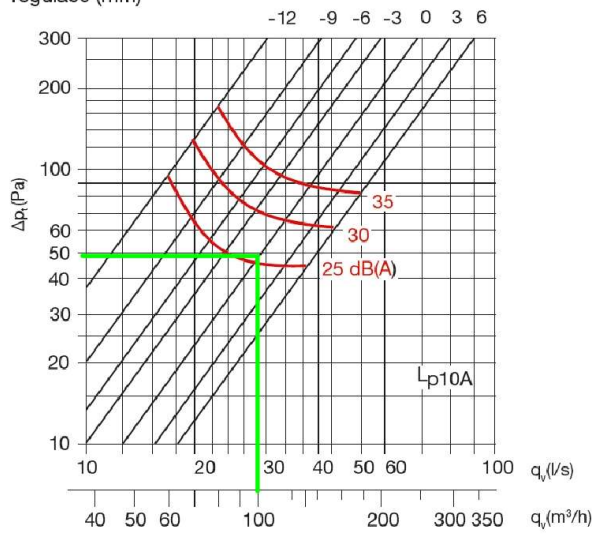


Obr.21a, 21b, – Tlaková ztráta  $a$ , akustický výkon  $A$  [15]

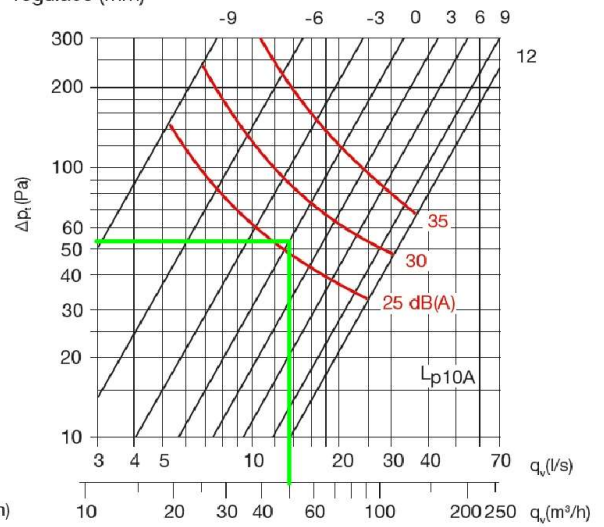
# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Talířový ventil KO 125 (400 m<sup>3</sup>/h) a KO 100 (200 m<sup>3</sup>/h)

**KO, KOC 125**  
regulace (mm)



**KO, KOC 100**  
regulace (mm)



Obr.22a, 22b, – Tlaková ztráta a, akustický výkon A [15]

## 5.5 Tlakové ztráty

Pro výpočet tlakových ztrát měl posloužit software Revit, bohužel se mi nepodařilo nastavit tabulky ASHRAE, podle kterých Revit počítá součinitele místních odporů. Pokusil jsem se tedy najít v literatuře postup pro stanovení těchto koeficientů. Tři nezávislé zdroje [4], [17], [22] udávají tři rozdílné soubory koeficientů, největším rozdíly jsou u odboček (T-kusů), které v tomto projektu čteně vyskytují. Proto jsem zvolil použití návrhové softwaru dostupného na webových stránkách [www.qpro.cz](http://www.qpro.cz) [23]. Tlakové ztráty třením jsou přebrány z Revitu. V tabulkách č.17 a č.18 jsou uvedeny celkové tlakové ztráty na trase mezi AHU a jednotlivými pokoji.

### Legenda:

Popis	Značka	Jednotka
Součinitel tření	$\lambda$	–
Délka úseku	$l$	$m$
Obvod průtočného průřezu	$U$	$m$
Průtočná plocha	$S$	$m^2$
Střední rychlost proudění	$w$	$m/s$
Průměr průtočného průřezu	$d$	$m$

Tabulka č.17 – Legenda parametrů pro výpočet tlakových ztrát

### Tlakové ztráty třením:

$$(28) \quad \text{čtyřhranní potrubí: } \Delta p_{tř} = \lambda \cdot \frac{l \cdot U}{4 \cdot S} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

$$(29) \quad \text{kruhové potrubí: } \Delta p_{tř} = \lambda \cdot \frac{l \cdot U}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

### Tlakové ztráty místními odpory:

$$(30) \quad \Delta p_{\xi} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot w^2 \quad [Pa]$$

### Celkové tlakové ztráty:

$$(31) \quad \Delta p = \Delta p_{tř} + \Delta p_{\xi} \quad [Pa]$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Pokoj	$\Delta p_{tř}$ [Pa]	$\Delta p_{\xi}$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	Pokoj	$\Delta p_{tř}$ [Pa]	$\Delta p_{\xi}$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]
1.1	44	121	165	3.14	33	181	214
1.2	41	113	154	3.15	33	174	207
1.3	41	130	171	3.16	34	187	222
1.4	43	114	158	3.17	38	173	211
1.5	43	134	177	3.18	45	185	229
1.6	24	98	122	4.1	56	231	287
1.7	30	109	139	4.2	56	237	293
2.1	38	144	182	4.3	53	237	290
2.2	38	149	188	4.4	52	232	285
2.3	35	150	185	4.5	49	242	291
2.4	34	145	180	4.6	48	226	275
2.5	31	154	186	4.7	47	249	296
2.6	30	139	170	4.8	45	230	275
2.7	29	162	191	4.9	42	221	264
2.8	27	142	170	4.10	42	223	264
2.9	24	134	159	4.11	40	219	259
2.10	24	136	159	4.12	40	220	260
2.11	22	132	154	4.13	43	233	277
2.12	22	133	155	4.14	42	225	266
2.13	25	146	172	4.15	41	218	259
2.14	24	138	161	4.16	43	231	274
2.15	23	131	154	4.17	46	217	263
2.16	25	144	169	4.18	53	228	282
2.17	29	130	158	5.1	75	231	306
2.18	36	141	177	5.2	68	222	291
3.1	48	188	235	5.3	63	224	287
3.2	48	193	241	5.4	67	227	294
3.3	45	193	238	5.5	61	245	306
3.4	44	189	232	5.6	56	230	286
3.5	40	198	238	5.7	55	227	281
3.6	40	183	222	5.8	53	227	280
3.7	38	205	244	5.9	50	213	263
3.8	37	186	223	5.10	56	226	282
3.9	34	178	211	5.11	54	223	277
3.10	33	179	212	5.12	53	230	283
3.11	32	175	207	5.13	57	232	289
3.12	31	176	208	5.14	64	219	283
3.13	35	190	224				

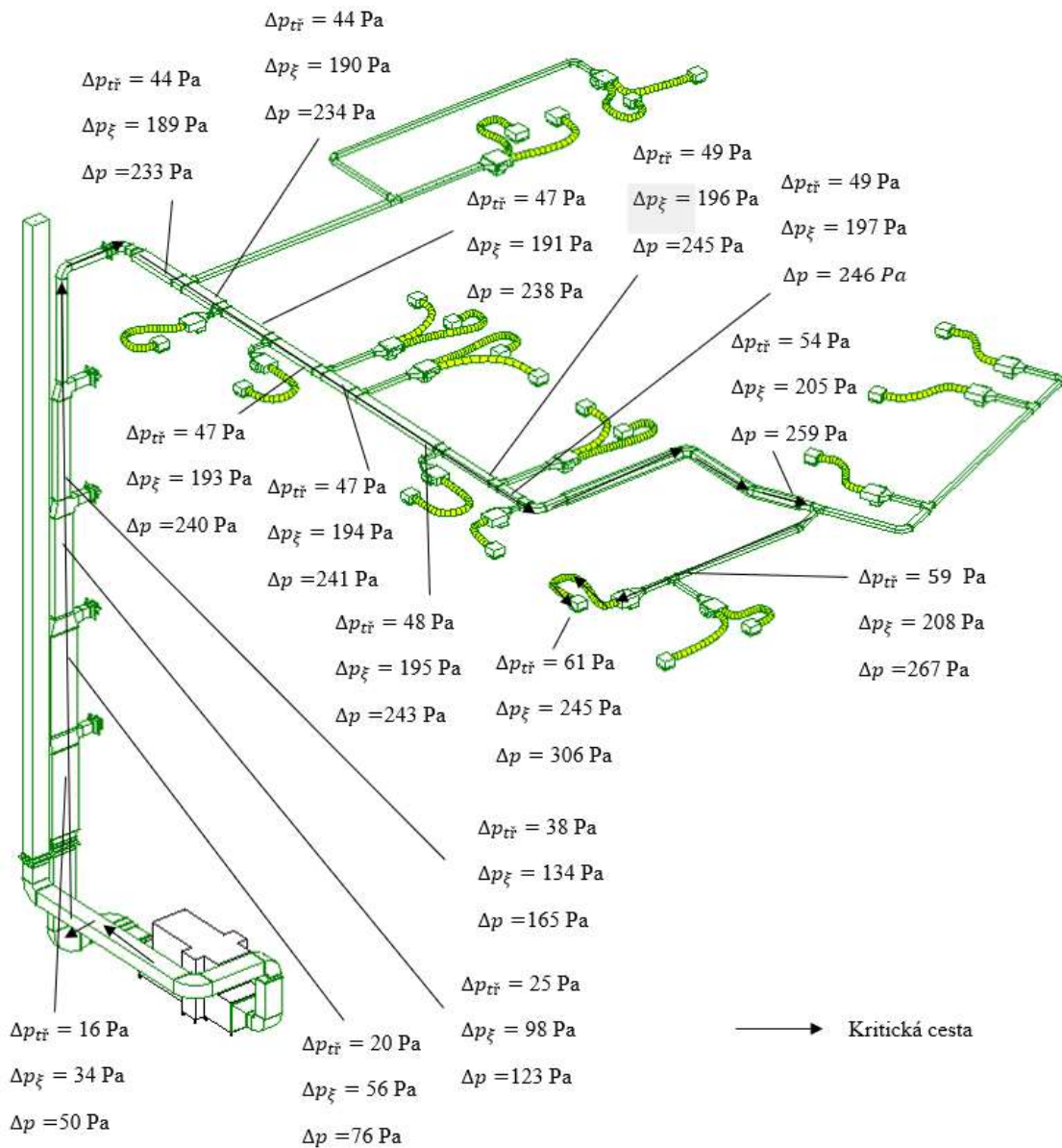
Tabulka č.18 – Tlakové ztráty na přívodním potrubí

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Pokoj	$\Delta p_{tř}$ [Pa]	$\Delta p_{\xi}$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	Pokoj	$\Delta p_{tř}$ [Pa]	$\Delta p_{\xi}$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]
1.1	44	98	141	3.14	31	138	169
1.2	40	95	135	3.15	30	136	166
1.3	40	91	131	3.16	33	135	168
1.4	42	96	138	3.17	35	137	172
1.5	42	100	142	3.18	42	190	233
1.6	23	74	96	4.1	52	189	241
1.7	32	75	107	4.2	53	191	243
2.1	37	116	153	4.3	50	187	237
2.2	38	118	155	4.4	48	186	234
2.3	35	114	149	4.5	45	182	228
2.4	33	113	146	4.6	42	186	228
2.5	30	109	140	4.7	42	177	219
2.6	27	113	140	4.8	41	176	217
2.7	27	104	131	4.9	38	174	213
2.8	26	103	129	4.10	38	173	211
2.9	23	101	124	4.11	36	171	207
2.10	23	100	123	4.12	35	170	206
2.11	21	98	119	4.13	39	175	214
2.12	20	97	118	4.14	38	173	212
2.13	24	102	126	4.15	38	172	209
2.14	23	100	123	4.16	40	171	211
2.15	22	99	121	4.17	42	173	215
2.16	25	98	123	4.18	50	225	274
2.17	27	100	126	5.1	59	190	249
2.18	34	101	135	5.2	59	193	252
3.1	45	153	198	5.3	56	187	243
3.2	46	155	200	5.4	64	192	256
3.3	43	151	194	5.5	64	203	267
3.4	41	151	191	5.6	51	182	233
3.5	38	147	185	5.7	50	180	230
3.6	35	150	185	5.8	49	177	225
3.7	35	141	176	5.9	46	176	222
3.8	34	140	174	5.10	52	181	233
3.9	31	138	170	5.11	50	181	230
3.10	31	138	168	5.12	50	177	227
3.11	29	135	164	5.13	57	185	242
3.12	28	134	163	5.14	60	183	243
3.13	32	139	171				

Tabulka č.19 – Tlakové ztráty na odvodním potrubí

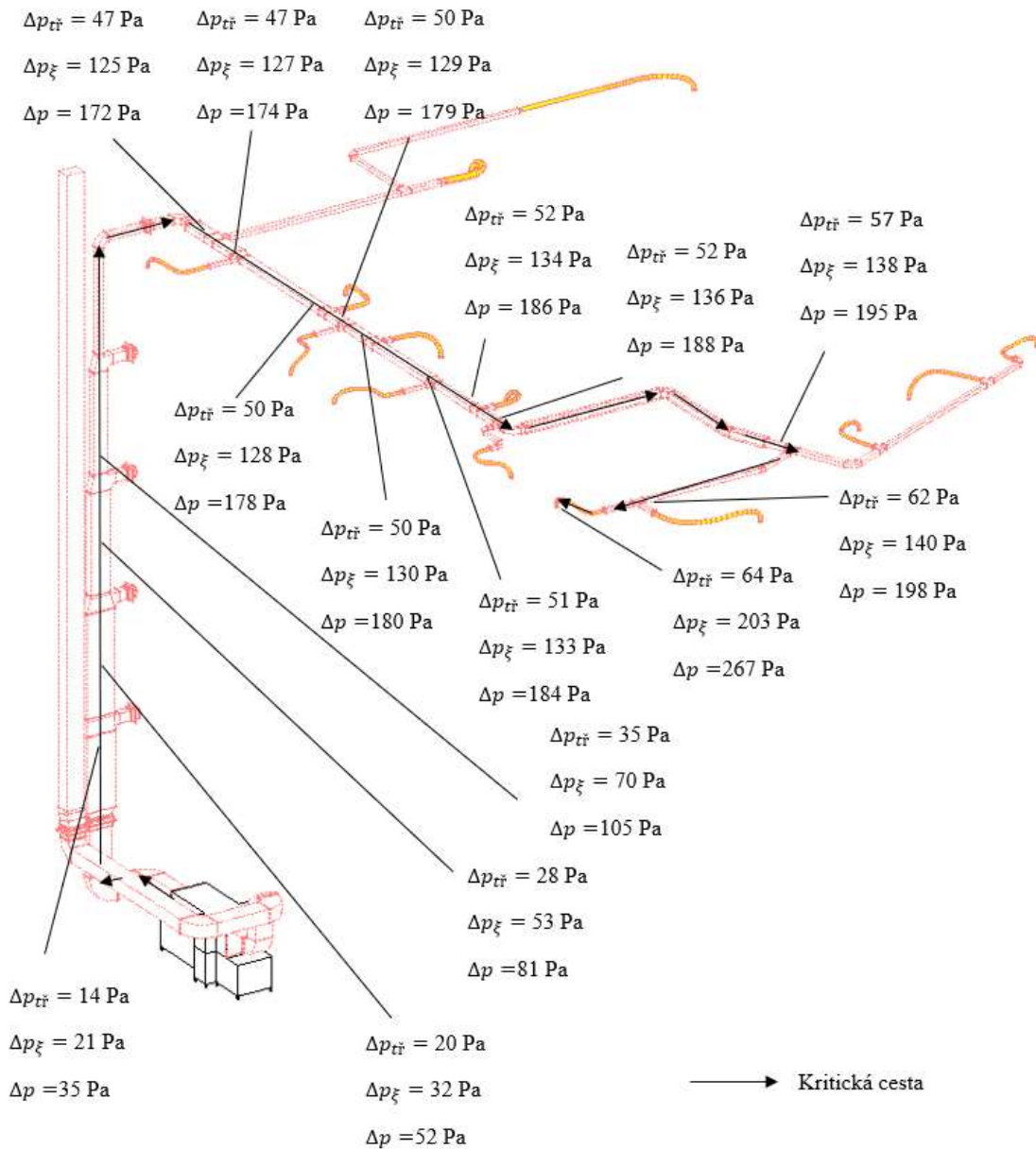
# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr.23 – Kritická cesta přívodního potrubí pro pokoje – vlastní zdroj



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr.24 – Kritická cesta odvodního potrubí pro pokoje – vlastní zdroj



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### 5.6 Návrh AHU a FCU

Pro větrání hotelových pokojů navrhují sestavnou jednotku od firmy JANKA Radotín, a.s. [19] Vzduch do jednotky vstupuje přes přípojovací manžetu s uzavírací klapkou. Dále pokračuje přes kapsový flitr třídy F7. Následuje rotační výměník, za kterým dále pokračuje přívodní ventilátor, vodní ohřívač a chladič. Vše je opět zakončeno přípojovací manžetou. Na přívodním potrubí do jednotky je ještě osazen ohřívač IBW 315-2 od firmy Elektrodeign ventilátory s.r.o., který zabraňuje kondenzaci a případné zamrzání kondenzátu ve výměníku. Na odvodní trase je přípojovací manžeta, odvodní ventilátor, rotační výměník a opět přípojovací manžeta s uzavírací klapkou. Detailní parametry jednotky jsou v příloze č. 2 této práce.

Pro úpravu a směšování vzduchu v pokojích jsem navrhnul fancoily od firmy CIATIK TRADE s.r.o. model COMFORT LINE LY [24], jelikož se pokoje liší v potřebném průtoku vzduchu a výkonů ohřívače a chladiče zvolil jsem 3 typy těchto FCU. Pro průtoky 200-400 m<sup>3</sup>/h je to model T12B-HEE, pro průtoky 500-700 m<sup>3</sup>/h je to model T22C-HEE a pro průtok 1 100 m<sup>3</sup>/h je to model T32C-HEE. Jejich výkony jsou stanoveny v příloze č. 3 této práce.

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### 5.7 Návrh tlumiče hluku

Pro zjednodušené posouzení hladiny akustického tlaku A v hotelových pokojích byl vybrán pokoj č. 1.6, který umístěn nejbližze zdroji hluku.

Pro stanovení celkové hladiny akustického výkonu je potřeba znát hladiny akustického výkonu od jednotlivých zdrojů, v tomto případě se jedná o ventilátor, požární klapky a fancoil, a útlum na trase. Z těchto parametrů jsem schopen určit hladinu akustického tlaku a následně hladinu akustického tlaku A.

**Vstupní údaje:**

$f$ [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w,vent}$ [dB]	48	56	74	78	84	77	72	70
$L_{w,požár kl.}$ [dB]	66	54	48	49	40	34	33	31
$L_{w,požár kl.}$ [dB]	44	31	27	27	19	11	9	11
$L_{w,požár kl.}$ [dB]	44	32	28	29	21	14	12	14
$L_{w,FCU}$ [dB]	30	52	59	58	58	54	51	46

Tabulka č.20 – Hladiny akustických výkonů jednotlivých zdrojů

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Šířka potrubí	$a$	-	$m$
Výška potrubí	$b$	-	$m$
Délka potrubí	$l$	-	$m$
Frekvenční pásmo	$f$	-	Hz
Plocha stěny	$S_i$	-	$m^2$
Suma ploch všech stěn	$S_k$	97	$m^2$
Střední činitel pohltivosti stěn	$\alpha_m$	0,15	-
Vzdálenost kontr. místa od zdroj hluku v místnosti	$r$	2,5	$m$
Výtoková plocha vyústky	$S_v$	0,021	$m^2$

Tabulka č.21 – Vstupní údaje pro akustické posouzení

**Sčítání jednotlivých akustických výkonů:**

$$(32) \quad L_w' = 10 \log(10^{0,1 \cdot L_{w,1}} + \sum 10^{0,1 \cdot L_{w,n}}) \quad [dB]$$

**Útlum přímého potrubí:**

$$(33) \quad D_1 = \left[ 0,45 - (0,234 \log \sqrt{a \cdot b} + 0,374 \cdot \log \frac{f}{31,5}) \right] \cdot l \quad [dB]$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

**Útlum kolene:**

$$(34) \quad D_3 = 3,32 \log(f) + 3 \log(a) - 6 \quad [dB]$$

**Útlum T-kusu:**

$$(35) \quad D_4 = 10 \log \left( \frac{\sum S_i}{S_k} \right) \quad [dB]$$

**Hladina akustického výkonu po útlumu:**

$$(36) \quad L_w = L_w' - \sum D_i \quad [dB]$$

**Hladina akustického tlaku:**

$$(37) \quad L_p = L_w + 10 \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\alpha_m)}{S \cdot \alpha_m} \right] \quad [dB]$$

$$(38) \quad p = f \cdot S_v$$

Q se stanoví na základě následující tabulky z řádku A:

	$p = \langle 3.0-100 \rangle$			$p < \text{Min}$	$p > \text{Max}$
A	$Q=0,06+1,971\log(p)$	-	-	$Q = 1$	$Q = 4$
B	-	$Q=1,14+1,431\log(p)$	-	$Q = 2$	$Q = 8$
C	$Q = 4$				
D		$Q=3,76+2,121\log(p)$		$Q = 8$	$Q = 4$

Obr.25 – Tabulka pro stanovení Q

**Korekce  $K_{Ai}$**

$f_m$ [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$K_{Ai}$ [dB]	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1,0	-1,1

**Hladina akustického tlaku A:**

$$(39) \quad L_{p,A} = 10 \log \left[ \sum 10^{0,1 \cdot (L_p + K_{Ai})} \right]$$

**Legenda:**

PP – Přímý úsek

O – Oblouk

T-kus – Odbočka

Ve – Ventilátor

PK – Požární klapka

FCU – Fancoil

Sono – Sonoflex

V – Vyústka

T – Tlumič

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Popis	Ozn.	$f$ [Hz]							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Ve	L <sub>w</sub>	48	56	74	78	84	77	72	70
PP		0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
T		2,0	4,0	6,0	9,0	14,0	12,0	8,0	8,0
PP		0,3	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
O	D <sub>i</sub>	0,0	0,1	1,1	2,1	3,1	4,1	5,1	6,1
PP		0,5	0,3	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
O		0,0	0,0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
PP		0,6	0,5	0,3	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0
PK	L <sub>w</sub>	66,0	54,0	48,0	49,0	40,0	34,0	33,0	31,0
PP		1,0	0,8	0,5	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0
T-kus	D <sub>i</sub>	0,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
PP		0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
PK	L <sub>w</sub>	44,0	31,0	27,0	27,0	19,0	11,0	9,0	11,0
PP		0,2	0,2	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
O	D <sub>i</sub>	0,0	0,0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
PP		0,8	0,7	0,5	0,3	0,2	0,0	0,0	0,0
O		0,0	0,0	0,0	0,7	1,7	2,7	3,7	4,7
PP		0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0
PK	L <sub>w</sub>	44,0	32,0	28,0	29,0	21,0	14,0	12,0	14,0
PP		1,5	1,2	0,9	0,7	0,4	0,1	0,0	0,0
T-kus	D <sub>i</sub>	0,0	0,0	0,8	1,8	2,8	3,8	4,8	5,8
PP		0,5	0,4	0,4	0,3	0,2	0,2	0,1	0,0
T-kus		0,0	0,0	0,0	0,9	1,9	2,9	3,9	4,9
PP		1,3	1,1	0,9	0,7	0,6	0,4	0,2	0,0
FCU	L <sub>w</sub>	30,0	52,0	59,0	58,0	58,0	54,0	51,0	46,0
Sono	D <sub>i</sub>	9,0	16,0	21,0	17,5	13,5	10,0	12,5	8,0
V		16,6	12,2	7,7	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0
$\sum D_i$		35,0	39,1	43,8	44,0	47,2	47,9	53,0	55,3
$L_w = L_w' - \sum D_i$		31,1	19,9	30,3	34,1	36,8	29,1	19,0	14,7
$p$		1,3	2,6	5,3	10,5	21	42	84	168
$Q$		1,0	1,0	1,5	2,1	2,7	3,3	3,9	4,0
$L_p$		25,0	13,9	24,3	28,2	31,1	23,5	13,5	9,3
$K_{Ai}$		-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0,0	1,2	1,0	-1,1
$L_{p,A}$		<b>33 dB</b>							

Tabulka č.22 – Výpočet hladiny akustického tlaku A

Pro dosažení požadované hodnoty hladiny akustického tlaku A navrhuji tlumič hluku od firmy LINDAB s.r.o. model LRLB 500x400x650 (š x v x d) [20].

### 5.8 Koncept regulace soustavy

V každém pokoji budou osazeny tři čidla. Jedno čidlo CO<sub>2</sub>, které bude v prostoru ložnice, to bude snímat koncentraci CO<sub>2</sub> ve vzduchu a zároveň bude v případě potřeby zvýšení průtoku vzduchu dávat signál regulační klapce ve FCU. Klapka upraví svou pozici a vyšle signál ventilátoru jak ve FCU tak v AHU aby upravil své otáčky. Druhý čidlem je teplotní, to bude opět v prostoru ložnice. Tam bude snímat tepelnou diferenci od požadované teploty a předávat signál otopné, nebo chladičí soustavě podle potřebného výkonu. Posledním čidlem je čidlo vlhkostní. To je umístěno v koupelnách a bude snímat vlhkost v daném prostoru. V případě zvýšení relativní vlhkosti vyšle signál ventilátoru v AHU aby upravil své otáčky.

## 6. Výpočty hotelové kuchyně

Jak již bylo avizováno v kapitole 4.5 a 5.2 zvolil jsem pro větrání kuchyní variantu s větracími stropy, jelikož je firma ATREA s.r.o. největším distributorem tohoto řešení, jsou při návrhu používány jejich podklady a software [2].

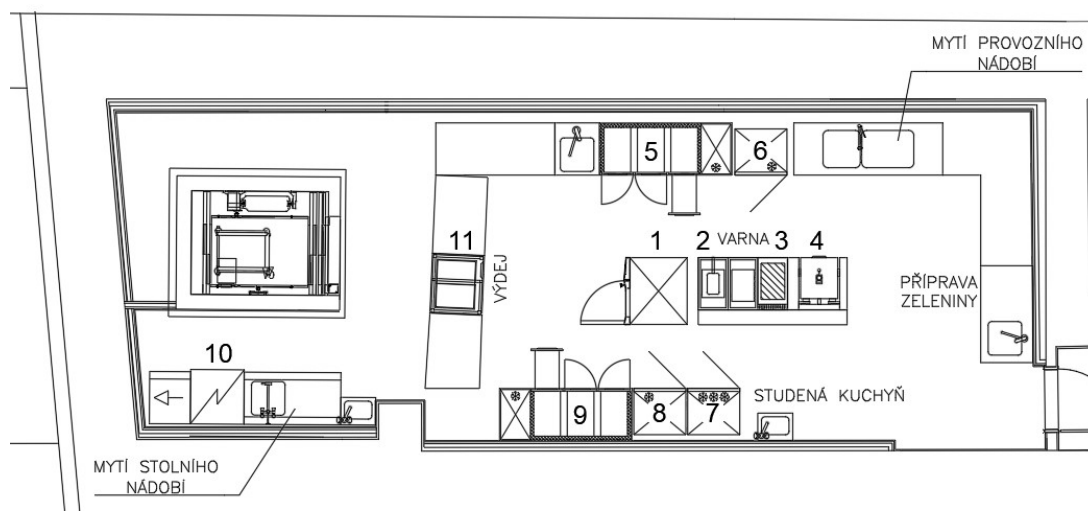
### Vstupní údaje:

Popis	značka	hodnota	Jednotky
Měrná hmotnost vzduchu	$\rho$	1,2	$kg/m^3$
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c$	1,01	$kJ/kg \cdot K$
Teplota vnitřního vzduchu (zima / léto)	$t_i$	26 / 26	$^{\circ}C$
Teplota venkovního vzduchu (zima / léto)	$t_e$	-12 / 32	$^{\circ}C$
Měrná vlhkost exteriéru (zima / léto)	$x_e$	1 / 6	$g/kg$
Relativní vlhkost interiéru (zima / léto)	$\varphi_i$	70 / 70	%

Tabulka č.23 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

### 6.1 Tepelná zátěž a množství odváděného vzduchu

Jelikož je kuchyně situovaná v podzemním podlaží, nepočítám zde s žádnou tepelnou zátěží z venkovního prostředí. Tepelnou ztrátu zde neuvažuji, jelikož předpokládám, že provoz kuchyně tyto ztráty bez problému pokryje.



Obr.26 – Dispozice a zařízení kuchyňského vybavení – vlastní zdroj

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Popis	Rozměry [mm]	Výška horní hrany [mm]	Instalovaný příkon [kW]
1-4 Varné centrum	3 000 x 900		-
1 – Konvektomat	900 x 800		37
2 – Fritéza – elektrická	450 x 900	1 100	9
3 – Sporák – elektrický	900 x 900		8
4 - Pánev – elektrická	1 000 x 900		5,5
<b>Samostatně stojící spotřebiče</b>			
5 – Chladicí stůl	600 x 600	1 300	0,3
6 – Chladnička	600 x 600	1 300	0,2
7 – Mrazák	600 x 600	1 300	0,25
8 – Chladnička	600 x 600	1 300	0,2
9 – Chladicí stůl	600 x 600	1 300	0,3
10 – Myčka	700 x 700	2 100	10
11 – Vodní lázeň	900 x 900	900	3,4

Tabulka č.24 – instalované zařízení

### Konvekční teplené zatížení:

$$(40) \quad Q_{S,K} = Q_s \cdot b \cdot \varphi \quad [W]$$

### Termický proud:

$$(41) \quad V_{th} = k \cdot \sqrt[3]{Q_{S,K}} \cdot \sqrt[3]{(z + 1,7 \cdot d_{hyd})^5} \cdot r \quad [m^3/h]$$

$$(42) \quad z = h_i - H_o \quad [m]$$

$$(43) \quad d_{hydr} = \frac{2 \cdot L_o \cdot B_o}{L_o + B_o} \quad [m]$$

### Množství odváděného vzduchu:

$$(44) \quad V_o = V_{th} \cdot a \quad [m^3/h]$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### Vstupní údaje:

Popis	značka	hodnota	Jednotky
Stupeň zatížení	$b$	0,5	-
Faktor současnosti	$\varphi$	0,8	-
Empirický stanovený koeficient	$k$	18	$m^{4/3}/W^{-1/3}/h^{-1}$
Účinná odsávací výška	$z$	-	$m$
Výška zdroje tepla nad podlahou	$H_o$	-	$m$
Výška větracího stropu nad podlahou	$h_i$	2,4	$m$
Délka zdroje tepla	$L_o$	-	$m$
Šířka zdroje tepla	$B_o$	-	$m$
Hydraulický průměr zdrojů	$d_{hydr}$	-	$m$
Redukční polohový faktor	$r$	1	-
Přirážkový faktor	$a$	1,1	-

Tabulka č.25 – podklad pro výpočet termických proudů

### Termické proudy:

Ozn.	$Q_s$ [W]	$Q_{S,K}$ [W]	$z$ [m]	$d_{hydr}$ [m]	$V_{th}$ [m <sup>3</sup> /h]
<b>1-4</b>	7 475	3 738	1,3	1,38	<b>2 457</b>
<b>1</b>	2 590	1 295			
<b>2</b>	810	405		Viz 1-4	
<b>3</b>	1 600	800			
<b>4</b>	2 475	1 238			
<b>Samostatně stojící spotřebiče</b>					
<b>5-9</b>	700	350	1,1	0,6	<b>1 400</b>
<b>11</b>	425	213	1,5	0,9	<b>704</b>

Tabulka č.26 – výpočet termických proudů



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### Ověření vlhkostní bilance:

$$(45) \quad V_{o,m} = \frac{m_d \cdot \varphi}{(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho} \quad [m^3/h]$$

### Vstupní údaje:

Popis	značka	hodnota	Jednotky
Produkce vodní páry od spotřebičů	$m_d$	-	$g/h$
Faktor současnosti	$\varphi$	0,8	-
$(x_{ods} - x_{př})$ pro $x_{ods} < 16$ g/h	-	6	$g/kg$

Tabulka č.27 – podklad pro výpočet vlhkostní bilance

### Potřeba odváděného vzduchu:

Ozn.	$m_d$ [g/h]	$V_{o,m}$ [m <sup>3</sup> /h]
1-4	21 588	2 399
1	8 140	Viz 1-4
2	9 270	
3	944	
4	3 234	
5-9	0	0
10	8 847	<b>983</b>
11	660	92

Tabulka č.28 – výpočet průtoku na základě vlhkostní bilance

Pro stanovení průtoku pro odvod vzduchu je u většiny spotřebičů hodnota termického proudu, pouze pro myčku je rozhodující vlhkostní bilance.

$$(46) \quad V_o = \Sigma V_{th} \cdot a + V_{o,m} \quad [m^3/h]$$

$$(47) \quad V_o = 4\,561 \cdot 1,1 + 983 = \mathbf{6\,000\ m^3/h}$$

## 6.2 Úpravy vzduchu

Vstupní údaje:

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Počet osob	$n$	171	$os$
Produkce vodní páry na osobu	$G_{os}$	79	$g/h$
Množství venkovního vzduchu	$V_p$	6 000	$m^3/h$
Tepelná zátěž	$Q_{S,K}$	8,039	$kW$
Běžná účinnost rotačního výměníku	$\eta$	88	$\%$

Tabulka č.29 – podklad pro výpočet úprav vzduchu

**Pracovní bod přívodního vzduchu – zima:**

$$(48) \quad t_{p,Z} = t_{i,Z} = 26 \text{ °C} \Rightarrow \text{ztáty pokryje samotný provoz}$$

$$(49) \quad \varphi_{i,Z} = 30 \text{ \%} \Rightarrow \text{velká produkce v. p. volím min. } \varphi$$

$$(50) \quad t_{ZZT} = \eta \cdot (t_{i,Z} - t_{e,Z}) + t_{e,Z} = 0,88 \cdot (26 + 12) - 12 = 21,44 \text{ °C}$$

**Pracovní bod přívodního vzduchu – léto:**

$$(51) \quad t_{p,L} = t_{i,L} - \frac{Q_{S,K}}{\rho \cdot c \cdot V_p} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

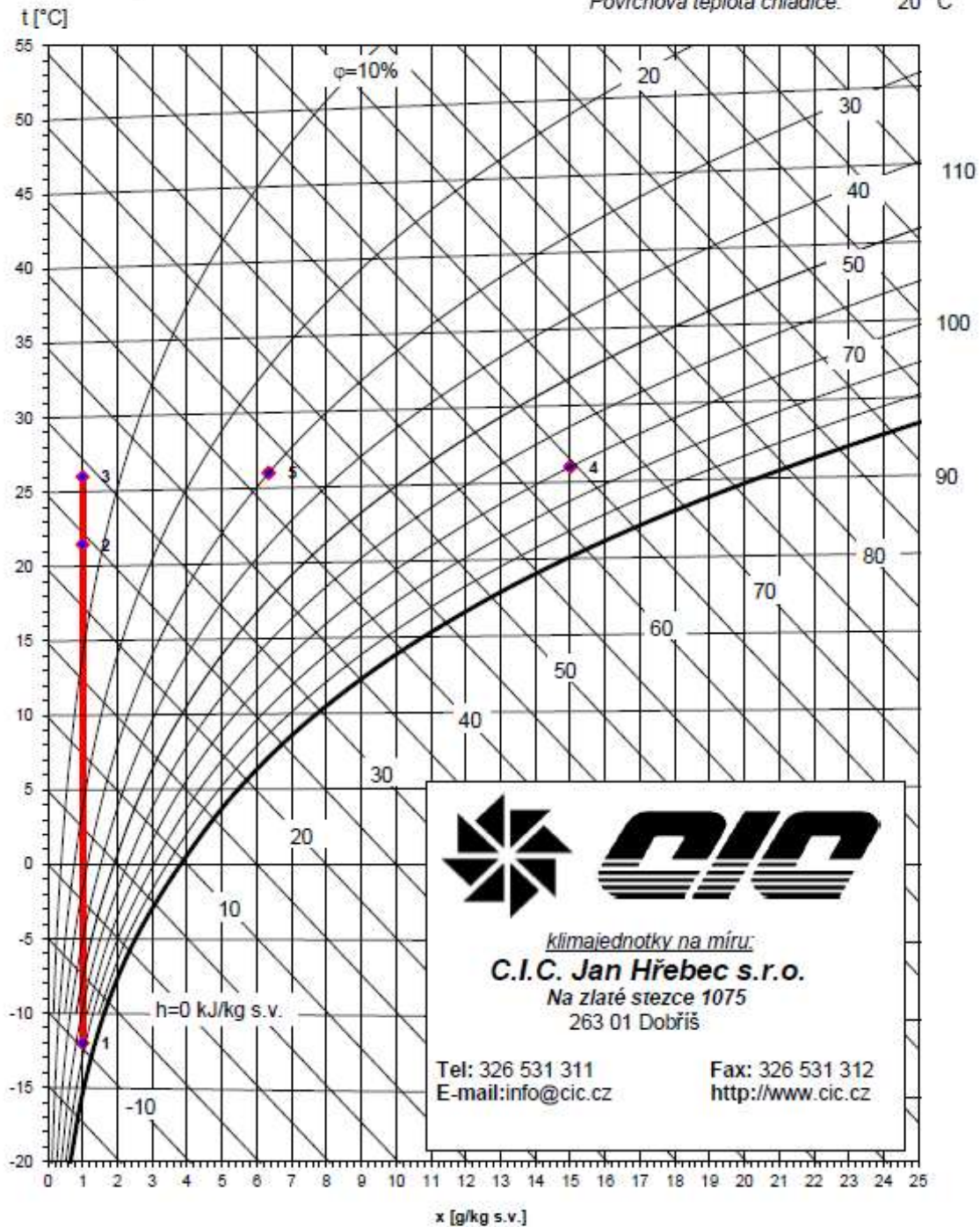
$$(52) \quad t_{p,L} = 26 - \frac{8,039}{1,2 \cdot 1,01 \cdot \frac{6000}{3600}} = 22 \text{ °C}$$

$$(53) \quad \varphi_{i,L} = 30 \text{ \%} \Rightarrow \text{velká produkce v. p. volím min. } \varphi$$

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelová kuchyň - zima

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladiče: 20 °C



*klimajednotky na míru:*  
**C.I.C. Jan Hřebec s.r.o.**  
 Na zlaté stezce 1075  
 263 01 Dobříš

Tel: 326 531 311      Fax: 326 531 312  
 E-mail: info@cic.cz      http://www.cic.cz

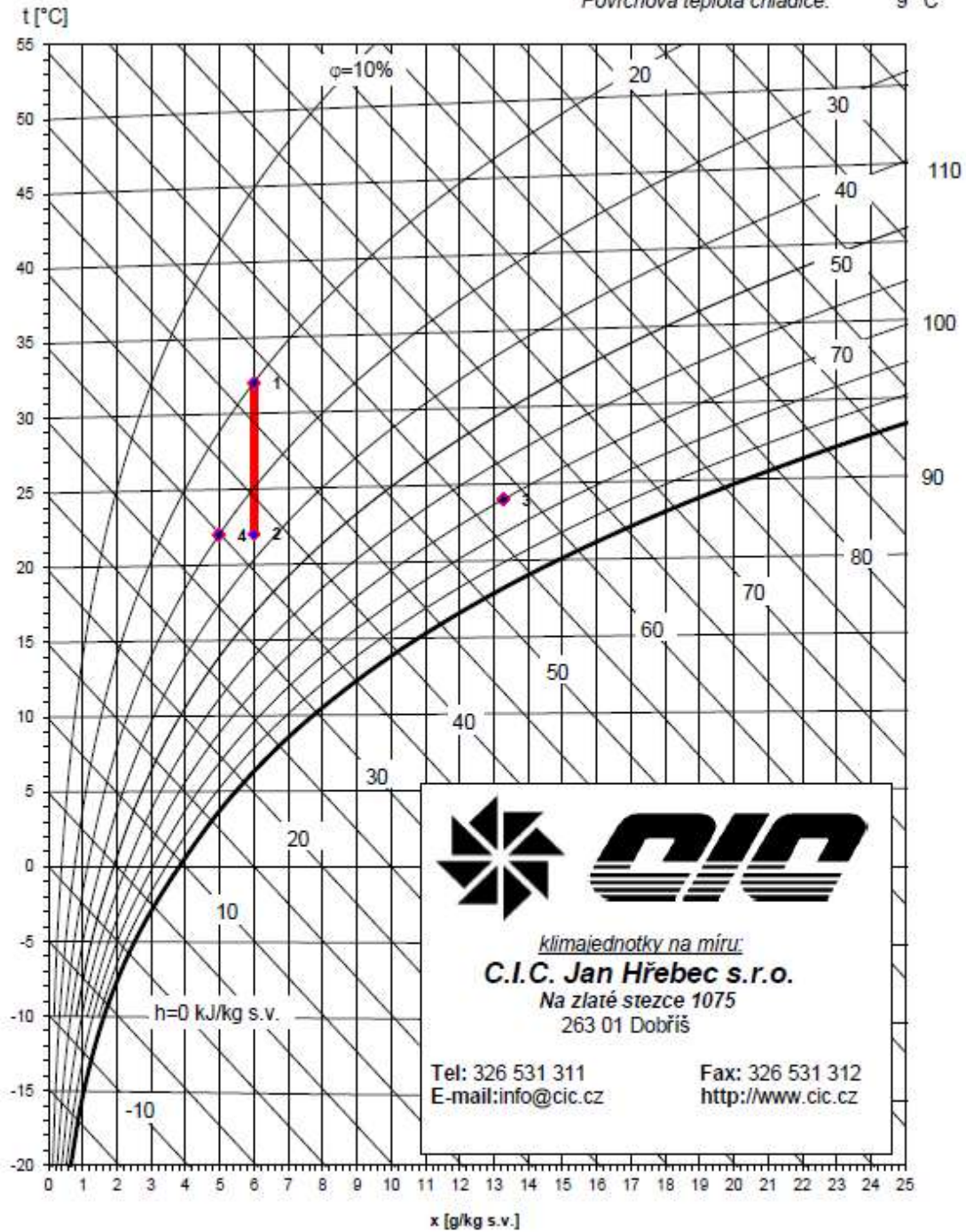
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			E	ZZT	ohřev	I	P					
Teplota	t	°C	-12,0	21,4	26,0	26,0	26,0					
rel. vlhkost	φ	%	74%	6%	5%	70%	30%					
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	1,0	1,0	1,0	15,0	6,3					
entalpie	h	kJ/kg s.v.	-9,6	24,2	28,8	64,5	42,4					
hustota	ρ	kg/m <sup>3</sup>	1,33	1,18	1,18	1,15	1,16					
t.vlhkého tepl.	tv	°C	-12,7	7,6	9,7	21,8	15,0					
Skut. průtok	Vs	m <sup>3</sup> /h	5 407	6 099	6 193	0	0					
Norm. průtok	Vn	m <sup>3</sup> /h	6 000	6 000	6 000	0	0					
Předaný výkon	P	kW		67,7	9,2							
Odpařené vody	qw	kg/h		0,0	0,0							

Obr.27 – HX-diagram pro hotelovou kuchyň – zima [5]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelová kuchyň - léto

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladiče: 9 °C



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		E	chladič	I	P						
Teplota	t °C	32,0	22,0	24,0	22,0						
rel. vlhkost	φ %	20%	36%	70%	30%						
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	6,0	6,0	13,3	5,0						
entalpie	h kJ/kg s.v.	47,7	37,5	58,0	34,9						
hustota	ρ kg/m <sup>3</sup>	1,14	1,18	1,16	1,18						
t. vlhkého tepl.	tv °C	20,0	15,8	19,3	12,2						
Skut. průtok	Vs m <sup>3</sup> /h	6 368	6 159	0	0						
Norm. průtok	Vn m <sup>3</sup> /h	6 000	6 000	0	0						
Předaný výkon	P kW		-20,4								
Odpařené vody	qw kg/h		0,0								

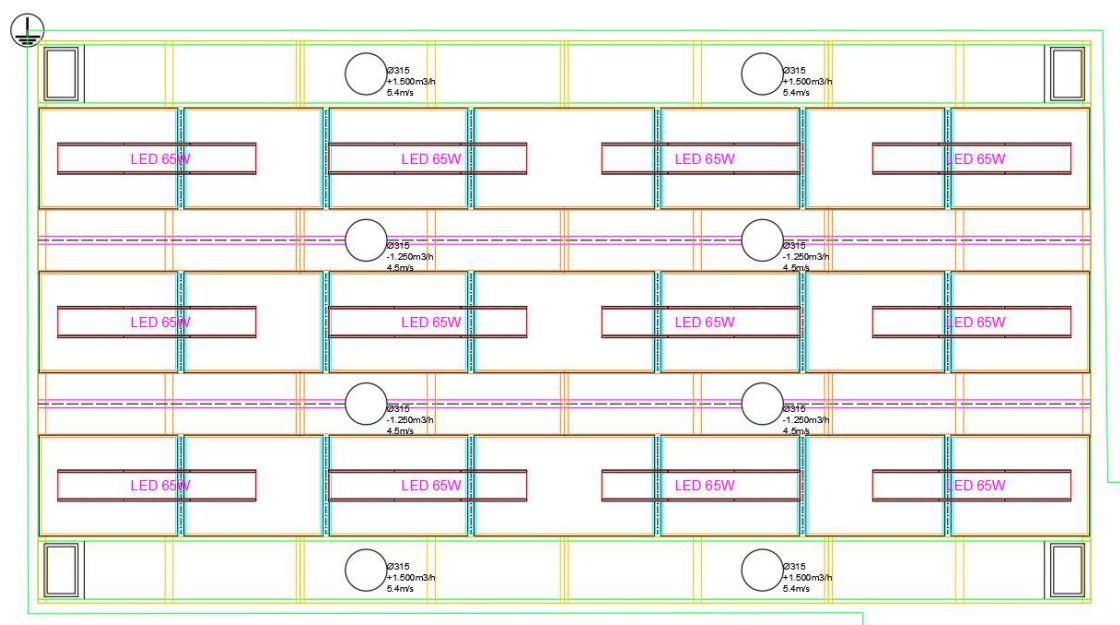
Obr.28 – HX-diagram pro hotelovou kuchyň – léto [5]



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

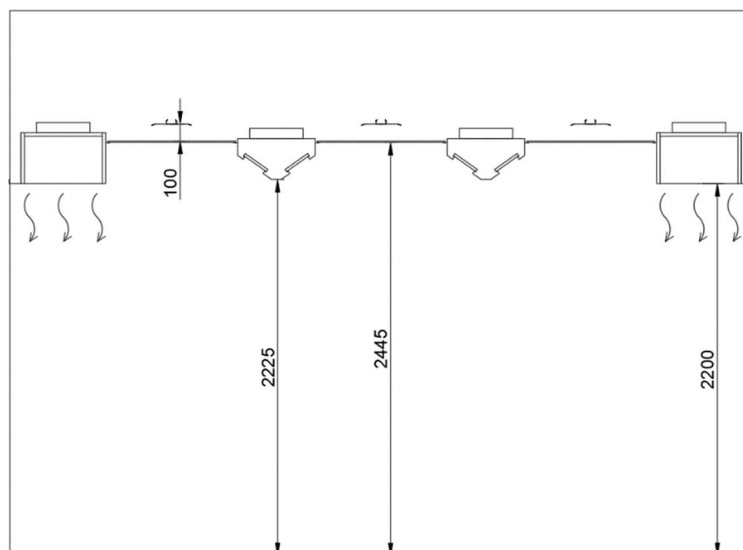
## 6.3 Návrh distribučních prvků

Jak už bylo několikrát zmíněno je pro přívod a odvod vzduchu navržen větrací strop do firmy ATREA s.r.o. model TPV. Jelikož se jedná o komplexní a modifikovatelný produkt byla potřeba konzultace se zástupcem firmy. Výsledná podoba stropu je na obrázcích č. 29 a 30. Pro přívod vzduchu jsou po obvodu kuchyně připraveny 4 připojovací body o průměru 315 mm a předpokládaným průtokem  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$ , které rozdílují čerstvých vzduch po celé délce místnosti. Odvodní kanály jsou navrženy ve dvou řadách primárně na varném centru opět se 4 napojovacími body průměru 315 mm a předpokládaným průtokem  $1250 \text{ m}^3/\text{h}$ , které svádějí odpadní vzduch do hlavního rozvodu. Z důvodů nevhodné dispozice, a tím pádem nemožnosti umístění větracího stropu, v prostoru mytí stolního nádobí, je nad myčkou osazena digestoř firmy ATREA s.r.o. řady KUBUS s předpokládaným průtokem  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ .



Obr. č.29 – půdorys větracího stropu – [2]

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr. č.30 – Řez větracího stropu [2]

Výrobce dále deklaruje tlakové ztráty vztažené k přípojovacímu bodu a to následovně.

Typ	$\Delta p$ [Pa]
TPV přívod	70
TPV odvod	80
KUBUS odvod	26

Tabulka č.30 – tlakové ztráty distribučních elementů

### 6.4 Tlakové ztráty

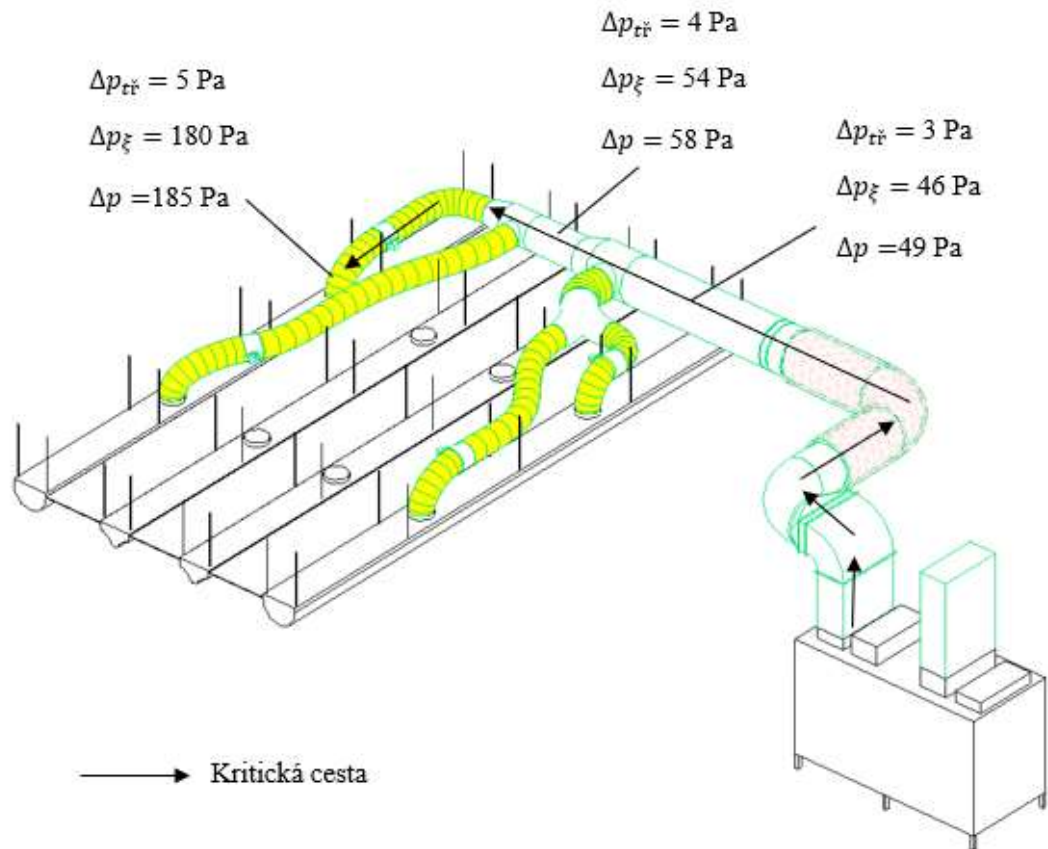
Pro výpočet tlakových ztrát byl použit stejný postup jako pro hotelové pokoje viz kapitola 6.5.

$$(54) \quad \Delta p_{\text{přívod}} = 185 \text{ Pa}$$

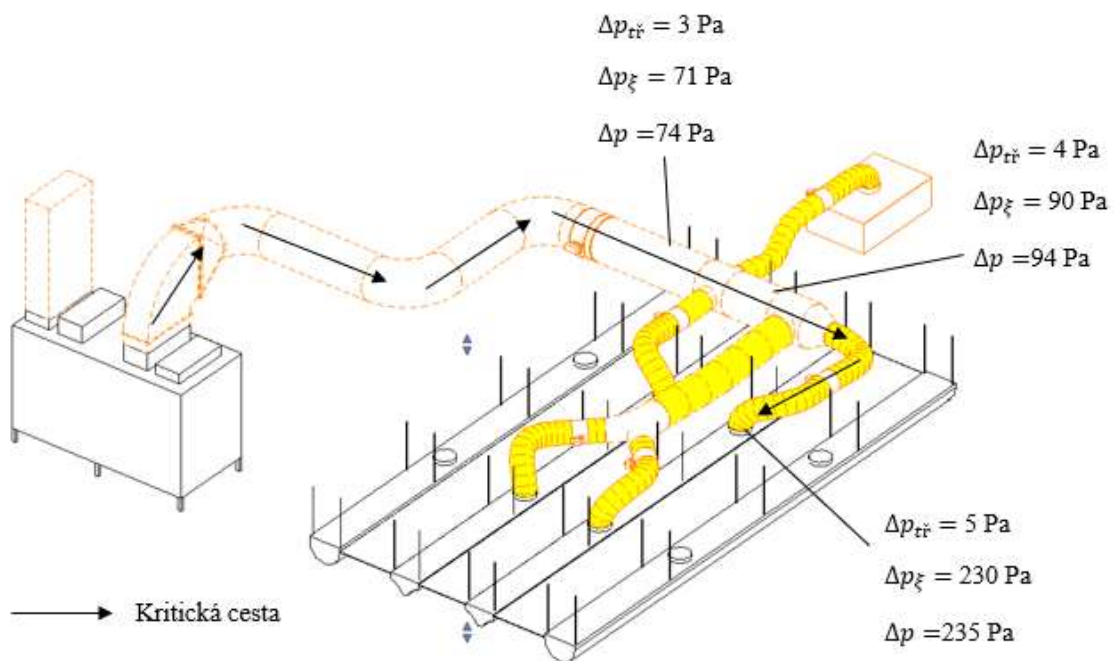
$$(55) \quad \Delta p_{\text{odvod}} = 235 \text{ Pa}$$

Na obrázcích **x a y** je naznačena kritická cesta pro přívodní a odvodní potrubí s dílčími tlakovými ztrátami na příslušné trase.

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr. č.31 – Kritická cesta přívodního potrubí kuchyně – vlastní zdroj



Obr. č.32 – Kritická cesta odvodního potrubí kuchyně – vlastní zdroj

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### 6.5 Návrh AHU

Pro větrání hotelové kuchyně navrhuji jednotku od firmy ATREA s.r.o. model DUPLEX 8000 Multi-V. Jednotka má veškeré napojovací body na vrchní straně. Potrubí se připojuje přes pružnou manžetu. Na přívodu venkovního vzduchu a přívodu odpadního vzduchu z objektu je navíc osazena uzavírací klapka. Dále jednotka obsahuje dva EC ventilátory, protiproudý výměník s by-pass klapkou ohřívač a chladič. Přívodní vzduch je filtrován přes sadu filtrů třídy M5. Odvodní vzduch je filtrován přes sadu filtrů třídy F7. Bližší specifikace je v příloze č.4 této práce.

### 6.6 Koncept regulace soustavy

Celý systém bude mít svou vlastní autoregulace. Do konstrukce větrací stropu budou zabudovány tepelná čidla, kterou budou snímat teplotu především nad varným centrem. Pokud nezaznamená teplotní diferenci poběží ventilátory na minimální otáčky. Jakmile zaznamená zvýšení teploty, dá signál regulačním klapkám, které jsou osazeny před každým napojovacím bodem do konstrukce větracího stropu. Klapky upraví svou polohu a vyšlou signál ventilátorům v AHU aby zvýšili otáčky.



## 7. Výpočty hotelové restaurace

Vstupní údaje:

Popis	značka	hodnota	Jednotky
Měrná hmotnost vzduchu	$\rho$	1,2	$kg/m^3$
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c$	1,01	$kJ/kg \cdot K$
Teplota vnitřního vzduchu (zima / léto)	$t_i$	20 / 26	$^{\circ}C$
Teplota venkovního vzduchu (zima / léto)	$t_e$	-12 / 32	$^{\circ}C$
Měrná vlhkost exteriéru (zima / léto)	$x_e$	1 / 6	$g/kg$
Relativní vlhkost interiéru (zima / léto)	$\varphi_i$	60 / 60	%

Tabulka č.31 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

### 7.1 Teplená zátěž, tepelná ztráta

Tepelná zátěž a tepelné ztráty byly spočítány pomocí softwaru PROTECH, výstupní dokument je přílohou č.5 této práce. Do tepelné zátěže je započtená zátěž z venkovního prostředí, zátěž strážníků, zaměstnanců, osvětlení a vybavení restaurace. Pro výpočet teplených ztrát jsou započteny ztráty prostupem, žádné zisky nejsou uvažovány.

$$(56) \quad Q_{zátěž} = 9,332 \text{ kW}$$

$$(57) \quad Q_{ztráta} = 2,183 \text{ kW}$$

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## 7.2 Množství přiváděného vzduchu

Vstupní údaje:

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Počet strážníků	$n_s$	76	os
Potřeba čerstvého vzduchu na strážníka	$V_{e,s}$	25	$m^3/h$
Produkce vlhkosti od strážníků	$G_s$	79	$g/h$
Produkce CO <sub>2</sub> strážníků	$m_{CO_2,s}$	13	$l/h$
Počet zaměstnanců	$n_z$	6	os
Potřeba čerstvého vzduchu na zaměstnance	$V_{e,z}$	60	$m^3/h$
Produkce vlhkosti od zaměstnanců	$G_z$	143	$g/h$
Produkce CO <sub>2</sub> zaměstnanců	$m_{CO_2,z}$	19	$l/h$
Produkce vlhkosti z vybavení restaurace	$G_v$	10	$W/m^2$
Max. přístupná koncentrace CO <sub>2</sub> v interiéru	$\rho_{max,CO_2}$	1200	ppm
Koncentrace CO <sub>2</sub> v exteriéru	$\rho_{e,CO_2}$	400	ppm
Intenzita výměny vzduchu	$I$	8	$h^{-1}$
Tepelná zátěž	$Q_{zátěž}$	9,332	$kW$
Teplená ztráta	$Q_{ztráta}$	2,183	$kW$
Plocha místnosti	$A$	130	$m^2$
Objem místnosti	$V$	455	$m^3$
Přírážkový součinitel potřeby čerstvého vzduchu	$\alpha$	1,2	-
Koeficient současnosti	$\varepsilon$	0,8	-

Tabulka č.32 – vstupní údaje pro výpočet potřeby přiváděného vzduchu

Podle počtu osob:

$$(58) \quad V_{p,os} = \alpha \cdot (V_{e,s} \cdot n_s + V_{e,z} \cdot n_z) \quad [m^3/h]$$

$$(59) \quad V_{p,os} = 1,2 \cdot (25 \cdot 76 + 6 \cdot 60) = 2\,712 \, m^3/h$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

**Podle produkce vlhkosti:**

$$(60) \quad V_{p,G} = \frac{G_s \cdot n_s + G_z \cdot n_z + G_v \cdot A}{\rho \cdot (x_p - x_i)} \quad [m^3/h]$$

$$(61) \quad V_{p,G} = \frac{79 \cdot 76 + 143 \cdot 6 + 10 \cdot 130}{1,2 \cdot (12 - 6)} = 1\,133 \text{ m}^3/h$$

**Podle produkce CO<sub>2</sub>:**

$$(62) \quad V_{p,CO_2} = \frac{m_{CO_2,s} \cdot n_s + m_{CO_2,z} \cdot n_z}{\rho_{max,CO_2} \cdot \rho_{e,CO_2}} \quad [m^3/h]$$

$$(63) \quad V_{p,G} = \frac{13 \cdot 76 + 19 \cdot 6}{(1200 - 400) \cdot 10^{-3}} = 1\,378 \text{ m}^3/h$$

**Podle intenzity výměny vzduchu:**

$$(64) \quad V_{p,I} = I \cdot V \quad [m^3/h]$$

$$(65) \quad V_{p,I} = 8 \cdot 455 = 3\,640 \text{ m}^3/h$$

**Podle tepelné ztráty / tepelné zátěže:**

$$(66) \quad V_{p,zatěž} = V_{p,ztráta}$$

$$(67) \quad V_{p,zatěž} = \frac{Q_{zatěž}}{\rho \cdot c \cdot (t_i - t_p)} \quad [m^3/h]$$

$$(68) \quad t_p = t_{i,L} - \Delta t \quad [^\circ C]$$

$$(69) \quad \Delta t = 4 \text{ } ^\circ C \Rightarrow \text{zvoleno}$$

$$(70) \quad t_p = 26 - 4 = 22 \text{ } ^\circ C$$

$$(71) \quad V_{p,zatěž} = \frac{9,332}{1,2 \cdot 1,1 \cdot (26 - 22)} = 6\,930 \text{ m}^3/h$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

$$(72) \quad V_p = \max(V_{p,os}; V_{p,G}; V_{p,CO_2}; V_{p,I}; V_{p,zátěž}) \quad [m^3/h]$$

$$(73) \quad V_p = \max(2\,712; 1\,133; 1\,378; 3\,640; 6\,930) = \mathbf{6390 \, m^3/h}$$

### 7.3 Úpravy vzduchu:

Vstupní údaje:

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Počet strážníků	$n_s$	171	os
Počet zaměstnanců	$n_z$	171	os
Produkce vodní páry od strážníků	$G_s$	79	g/h
Produkce vodní páry od zaměstnanců	$G_z$	79	g/h
Produkce vodní páry od vybavení restaurace	$G_v$	79	g/h
Plocha místnosti	$A$	130	$m^2$
Teplená ztráta	$Q_{ztráta}$	2,183	kW
Množství přiváděného vzduchu	$V_p$	6 930	$m^3/h$
Běžná účinnost protiproudého výměníku	$\eta$	87	%

Tabulka č.33 – Vstupní údaje pro úpravy vzduchu

**Pracovní bod přivodního vzduchu – léto:**

$$(74) \quad t_{p,L} = \mathbf{22 \, ^\circ C} \Rightarrow \text{viz (70)}$$

$$(75) \quad x_{p,L} = x_{i,L} - \Delta x_L \quad [g/kg]$$

$$(76) \quad \Delta x_L = \frac{G_s \cdot n_s + G_z \cdot n_z + G_v \cdot A}{\rho \cdot V_p} \quad [g/kg]$$

$$(77) \quad \Delta x_L = \frac{79 \cdot 76 + 143 \cdot 6 + 10 \cdot 130}{1,2 \cdot 6930} = 0,98 \, g/kg$$

$$(78) \quad x_{i,L} = 12,8 \, g/kg \Rightarrow \text{odečteno z HX diagramu}$$

$$(79) \quad x_{p,L} = 12,8 - 0,98 = \mathbf{11,82 \, g/kg}$$

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

**Pracovní bod přívodního vzduchu – zima:**

$$(80) \quad \Delta t = \frac{Q_{ztráta}}{\rho \cdot c \cdot V_p} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$(81) \quad \Delta t = \frac{2,183}{1,2 \cdot 1,01 \cdot \frac{6930}{3600}} = 1^{\circ}\text{C}$$

$$(82) \quad t_{p,Z} = t_{i,L} + \Delta t = 20 + 1 = \mathbf{21^{\circ}\text{C}}$$

$$(83) \quad x_{p,Z} = x_{i,Z} - \Delta x_z \quad [\text{g/kg}]$$

$$(84) \quad \Delta x_z = \frac{G_s \cdot n_s + G_z \cdot n_z + G_v \cdot A}{\rho \cdot V_p} \quad [\text{g/kg}]$$

$$(85) \quad \Delta x_z = \frac{79 \cdot 76 + 143 \cdot 6 + 10 \cdot 130}{1,2 \cdot 6930} = 0,98 \text{ g/kg}$$

$$(86) \quad x_{i,Z} = 8,9 \text{ g/kg} \Rightarrow \text{odečteno z HX diagramu}$$

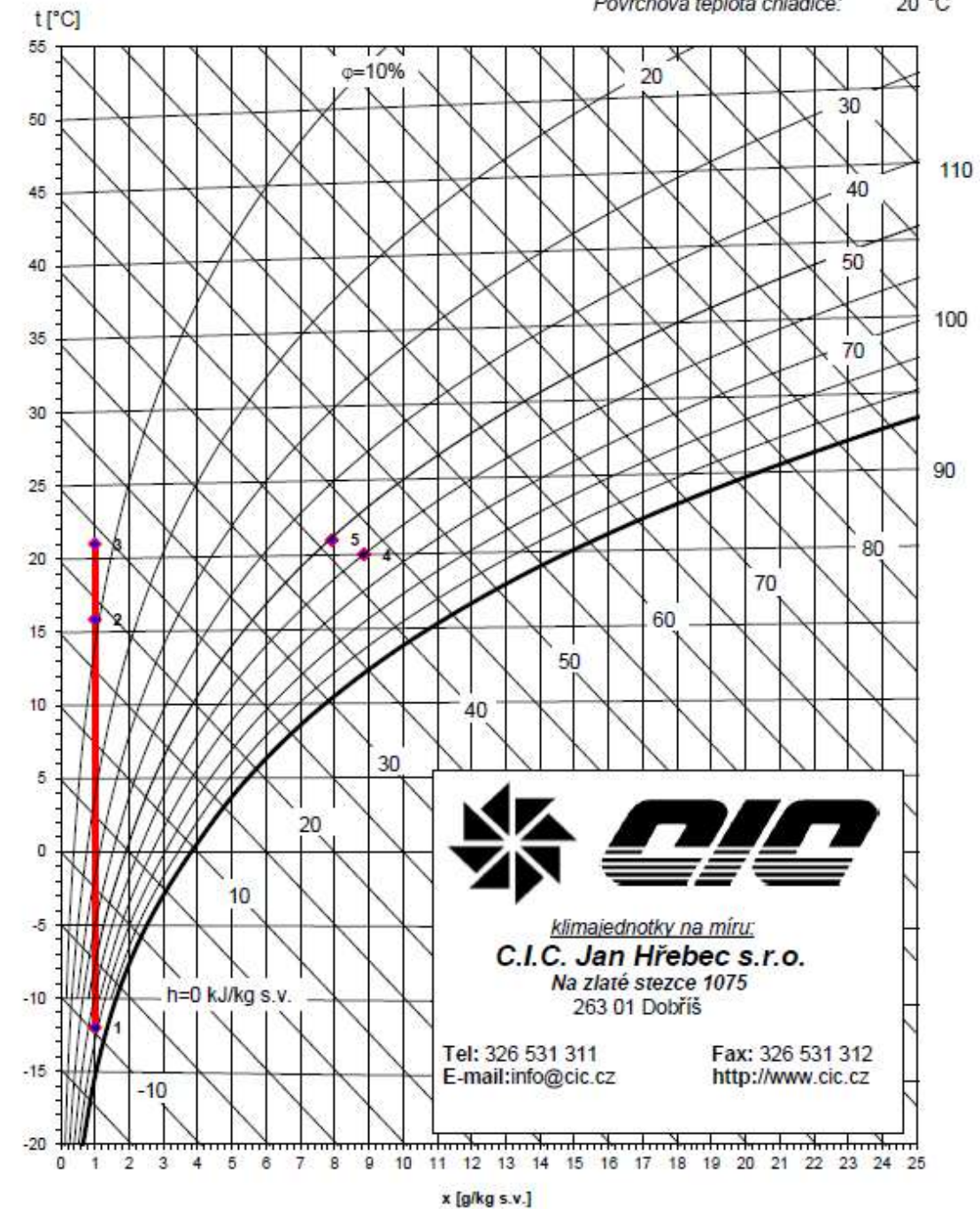
$$(87) \quad x_{p,Z} = 8,9 - 0,98 = \mathbf{7,92 \text{ g/kg}}$$

$$(88) \quad t_{ZZT} = \eta \cdot (t_{i,Z} - t_{e,Z}) + t_{e,Z} = 0,78 \cdot (20 + 12) - 12 = 15,84^{\circ}\text{C}$$

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelová restaurace - zima

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladiče: 20 °C



			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			E	ZZT	ohř.	I	P					
Teplota	t	°C	-12,0	15,8	21,0	20,0	21,0					
rel. vlhkost	φ	%	74%	9%	6%	60%	51%					
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	1,0	1,0	1,0	8,9	7,9					
entalpie	h	kJ/kg s.v.	-9,8	18,5	23,8	42,7	41,3					
hustota	ρ	kg/m <sup>3</sup>	1,33	1,20	1,18	1,18	1,18					
t.vlhkého tepl.	tv	°C	-12,7	4,9	7,4	15,1	14,6					
Skut. průtok	Vs	m <sup>3</sup> /h	6 245	6 910	7 034	0	0					
Norm. průtok	Vn	m <sup>3</sup> /h	6 930	6 930	6 930	0	0					
Předaný výkon	P	kW		65,1	12,1							
Odpařené vody	qw	kg/h		0,0	0,0							

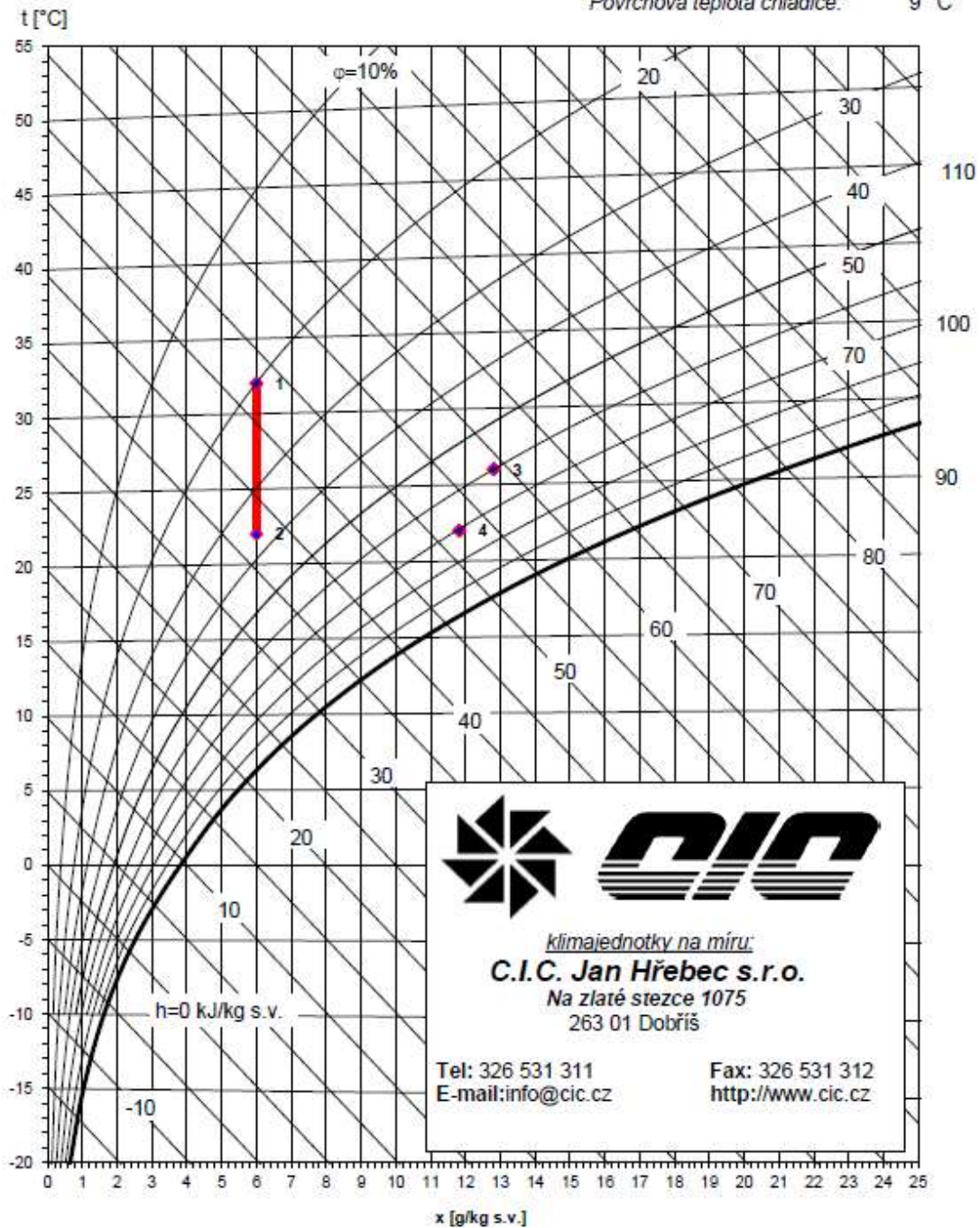
Obr. č.33 – HX-diagram pro hotelovou restauraci – zima [5]



# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Psychrometrický diagram dle Molliera  
 Hotelová restaurace - léto

Tlak vzduchu: 100 kPa  
 Max. vlhkost při úpravách: 100 %  
 Povrchová teplota chladiče: 9 °C



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		E	ch	l	P						
Teplota	t °C	32.0	22.0	26.0	22.0						
rel. vlhkost	φ %	20%	36%	60%	71%						
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	6.0	6.0	12.8	11.8						
entalpie	h kJ/kg s.v.	47.7	37.5	58.9	52.3						
hustota	ρ kg/m <sup>3</sup>	1.14	1.18	1.16	1.17						
t.vlhkého tepl.	tv °C	16.8	13.2	20.3	18.3						
Skut. průtok	Vs m <sup>3</sup> /h	7 355	7 114	0	0						
Norm. průtok	Vn m <sup>3</sup> /h	6 930	6 930	0	0						
Předaný výkon	P kW		-23.6								
Odpařené vody	qw kg/h		0.0								

Obr. č.34 – HX-diagram pro hotelovou restauraci – léto [5]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Potřebné výkony:

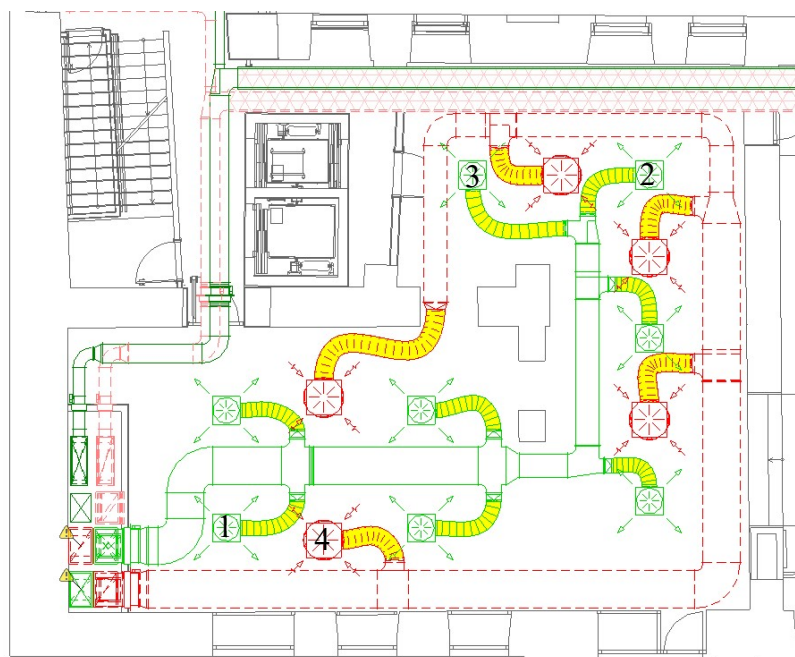
Značka	Topný výkon [kW]	Chladicí výkon [kW]
$Q_{AHU}$	12,1	23,6

Tabulka č.34 – Tabulka potřebných výkonů AHU

## 7.4 Návrh distribučních prvků

Pro přívod vzduchu volím vířivé anemostaty od firmy MANDÍK, a.s. model VASM 400. Pro návrh jsem vybral 3 anemostaty, kde každý leží v jiné zóně a jsou nejbližší k ostatním anemostatům, nebo k obvodovým stěnám místnosti.

Pro odvod vzduchu volím opět vířivé anemostaty stejné produktovou s pouze větší velikosti, tedy VASM 630.



Obr. č.35 – Označení posuzovaných anemostatů – vlastní zdroj

$$(89) \quad H_1 = H - 1,8 \quad [m]$$

$$(90) \quad L = H_1 + X \quad [m]$$

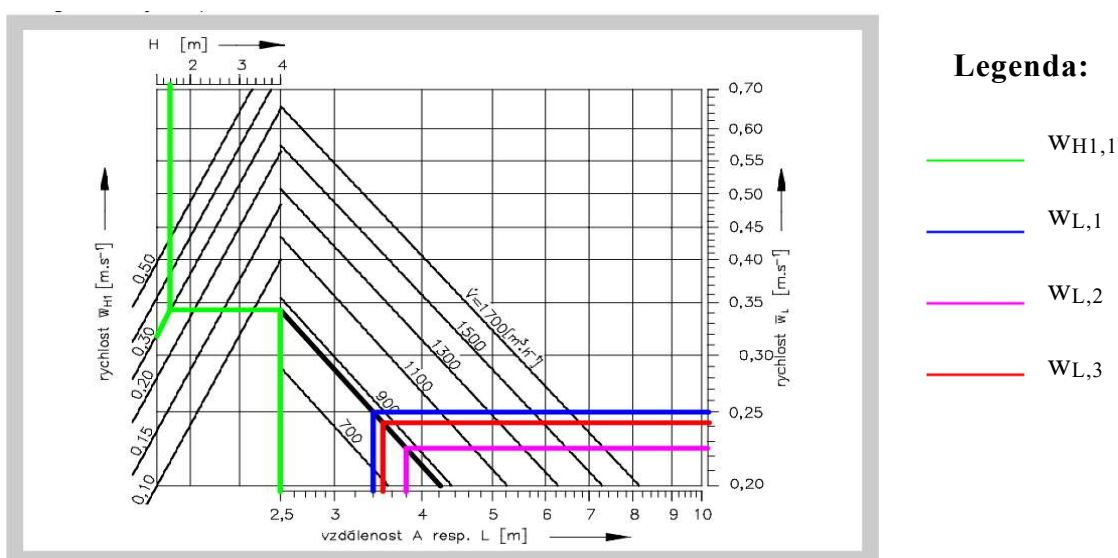


# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Přívodní anemostaty – MANDÍK model VASM 400

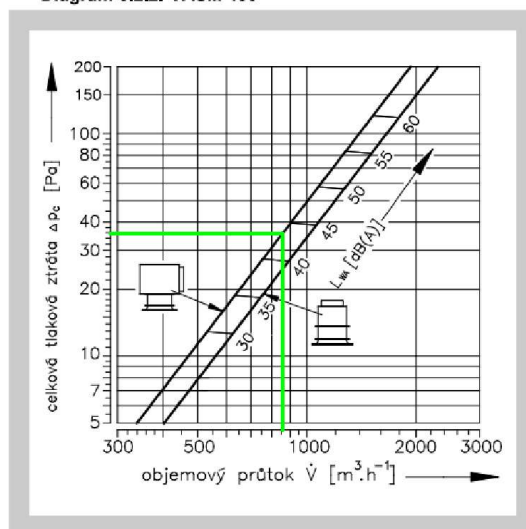
Pok.	Jed. průtok [m <sup>3</sup> /h]	A [m]	X [m]	H [m]	H1 [m]	L [m]	WL [m/s]	WH1 [m/s]	Δp [Pa]	LwA [dB(A)]
1	886	2,5	1,8	3,5	1,7	3,5	0,24	0,25	13,5	25,8
2	886	-	2,1	3,5	1,7	3,8	0,225	-	22	34,8
3	886	-	1,7	3,5	1,7	3,4	0,25	-	21	32

Tabulka č.35 – Rychlost proudění a akustické výkony A přívodních anemostatů



Obr. č.36 – Graf rychlostí proudění u přívodních anemostatů [21]

Diagram 6.2.2. VASM 400



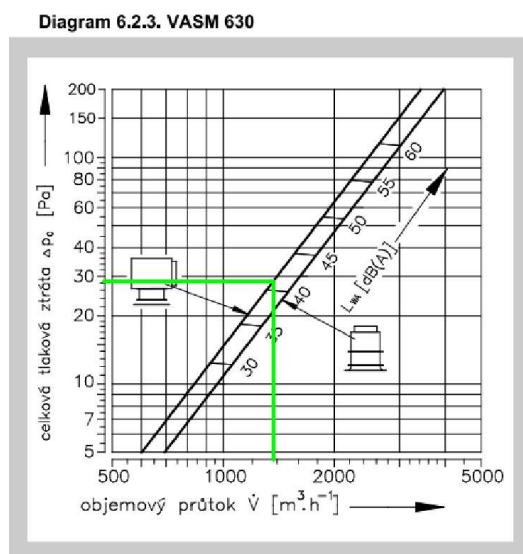
Obr. č.37 – Graf tlakové ztráty a akustického výkonu A přívodních anemostatů [21]

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

## Odvodní anemostaty – MANDÍK model VASM 630

Pok.	$\Delta p$ [Pa]	$L_{wA}$ [dB(A)]
4	28	41

Tabulka č.36 – Tlakové ztráty a akustický výkon  $A$  odvodních anemostatů



Obr. č.38 – Graf tlakové ztráty a akustického výkonu  $A$  odvodních anemostatů [21]

## 7.5 Tlakové ztráty

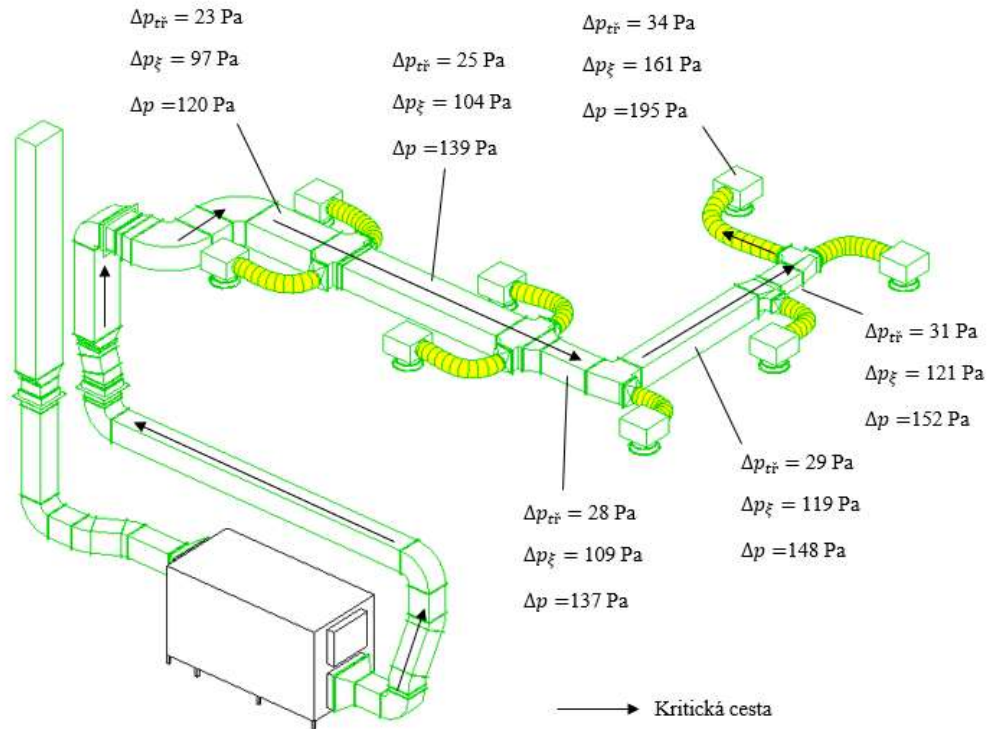
Pro výpočet tlakových ztrát byl použit stejný postup jako pro hotelové pokoje viz kapitola 6.5.

$$(91) \quad \Delta p_{\text{přívod}} = 261 \text{ Pa}$$

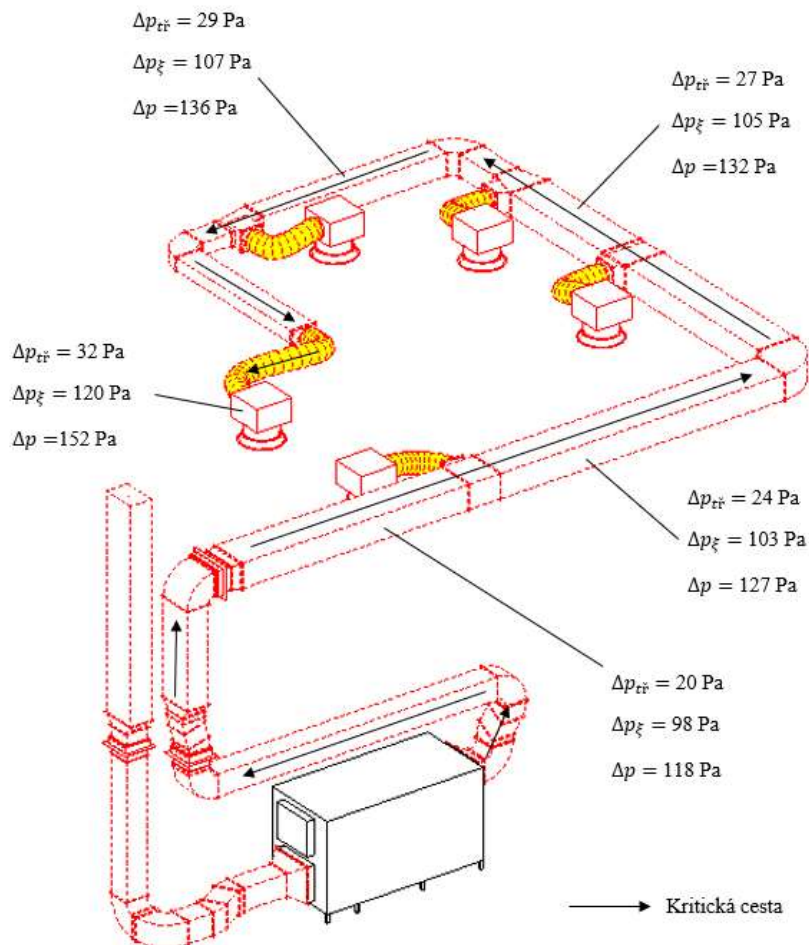
$$(92) \quad \Delta p_{\text{odvod}} = 252 \text{ Pa}$$

Na obrázcích č. 39 a 40 je naznačena kritická cesta pro přívodní a odvodní potrubí s dílčími tlakovými ztrátami na příslušné trase.

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU



Obr. č.39 – Kritická cesta přívodního potrubí pro restauraci – vlastní zdroj



Obr. č.40 – Kritická cesta odvodního potrubí pro restauraci – vlastní zdroj

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

### 7.6 Návrh AHU

Pro větrání hotelové restaurace navrhují jednotku od firmy ATREA s.r.o. model DUPLEX 7500 Multi Eco. Jednotka má napojovací standartně z boku. Potrubí se připojuje přes pružnou manžetu. Na přívodu venkovního vzduchu a přívodu odpadního vzduchu z objektu je navíc osazena uzavírací klapka. Dále jednotka obsahuje dva EC ventilátory, protiproudý výměník s by-pass klapkou ohříváč a chladič. Přívodní vzduch je filtrován přes sadu filtrů třídy M5. Odvodní vzduch je filtrován přes sadu filtrů třídy G4. Bližší specifikace je v příloze č.6 této práce.

### 7.7 Koncept regulace soustavy

V prostoru restaurace budou rozmístěny čidla CO<sub>2</sub>, které budou napojeny na ventilátor v AHU, který bude na základě podnětů od čidel upravovat průtok vzduchu pro celou restauraci rovnoměrně.

### 8. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout tři provozní části hotelového objektu. Pro hotelové pokoje byla navrhnutá sestavná jednotka JANKA s průtokem 8 500 m<sup>3</sup>/h. V každém pokoji je dále osazen fancoil příslušné velikosti, tak aby dokázal přivést dostatečné množství vzduchu, které pokryje teplou zátěž pokoje. Vzduch je do pokojů přiváděn pomocí vířivých anemostatů. Z pokojů je vzduch odváděn v koupelnách za pomoci lamelových anemostatů.

Pro větrání kuchyně byla navrhnutá kompaktní jednotka DUPLEX 8000 Multi-V s průtokem 6 000 m<sup>3</sup>/h. Do kuchyně je vzduch přiváděn pomocí větracího stropu TPV. Stejným prvkem je i vzduch odváděn, ještě ale za pomoci digestoře KUBUS.

Restauraci větrám pomocí kompaktní jednotky DUPLEX 7500 Multi Eco s průtokem 6 930 m<sup>3</sup>/h. V prostoru restaurace jsou rozmístěny sady přívodních a odvodních vířivých anemostatů, které zajišťují výměnu vzduchu v místnosti.

## 9. Seznam použité literatury

- [1] ATREA, Kuchyňské digestoře OPTIMA [online]. Jablonec na Nisou, 2021 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: [www.atrea.cz/cz/optima-kuchynske-digestore](http://www.atrea.cz/cz/optima-kuchynske-digestore)
- [2] ATREA, Návrhový software [online]. Jablonec na Nisou, [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/duplex-cz>
- [3] ATREA, Větrací a klimatizační stropy TPV [online]. Jablonec nad Nisou, 2021 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: [www.atrea.cz/cz/tpv-vetraci-a-klimatizacni-stropy](http://www.atrea.cz/cz/tpv-vetraci-a-klimatizacni-stropy)
- [4] CENTNEROVÁ, Lada a Karel PAPEŽ. Technická zařízení budov: vzduchotechnika. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003 dotisk. ISBN 80-01-02251-X.
- [5] C.I.C. JAN HŘEBEC. *HX-diagram* [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <http://www.cic.cz/ke-stazeni/>
- [6] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI, ČSN EN 15665. *Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov*. Praha, 2009. Dostupné také z: [www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz](http://www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz)
- [7] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI, ČSN EN 16282-1. *Zařízení komerčních kuchyní – Prvky pro větrání komerčních kuchyní – Část 1: Obecné požadavky včetně výpočtové metody*. Praha, 2022. Dostupné také z: [www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz](http://www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz)

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

- [8] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI, ČSN EN 16798-1. *Energetická náročnost budov – Větrání budov – Část 1: Vstupní parametry vnitřního prostředí pro návrh a posouzení energetické náročnosti budov s ohledem na kvalitu vnitřního vzduchu, tepelného prostředí, osvětlení a akustiky – Modul M1-6*. Praha, 2020.  
Dostupné také z: [www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz](http://www.csnonlinefirmy.agentura-cas.cz)
- [9] ČESKÁ AGENTURA PRO STANDARDIZACI, ČSN 73 0872 *Požární bezpečnost staveb. Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením*. Praha, 1996. Dostupné také z: <https://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz>
- [10] ČESKÁ REPUBLIKA. Vyhláška č. 6/2003 Sb. Vyhláška, kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí obytných místností některých staveb. In.: Praha: Ministerstvo zdravotnictví České republiky, 2003, 4/2003, číslo 6, Příloha č.1, tab. 1-3.  
Dostupné také z: [www.zakonyprolidi.cz/cs/2003-6](http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2003-6)
- [11] ČESKÁ REPUBLIKA. Vyhláška č. 20/2012 Sb. Vyhláška, kterou se mění vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby. In.: Praha: Ministerstvo pro místní rozvoj České republiky, 2012, 6/2012, číslo 20, § 11, odst.5. Dostupné také z: [www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-20](http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-20)

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

- [12] ČESKÁ REPUBLIKA. Nařízení vlády č. 93/2012 Sb. Nařízení vlády, kterým se mění nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb. In.: Praha: Vláda České republiky, 2012, 37/2012, číslo 93, příloha č.1, část A, tab. č.1. Dostupné také z: [www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-93](http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-93)
- [13] ČESKÁ REPUBLIKA. Nařízení vlády č. 148/2006 Sb. *Nařízení vlády o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací*. In.: Praha: Vláda České republiky, 2006, 51/2006, číslo 148, § 10, odst.3. Dostupné také z: [www.zakonyprolidi.cz/cs/2006-148](http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2006-148)
- [14] ČESKÁ REPUBLIKA. Nařízení vlády č. 361/2007 Sb. *Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci*. In.: Praha: Vláda České republiky, 2007, 111/2007, číslo 361, § 41, odst.2-4. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-93>
- [15] ELEKTRODESIGN. Produktové řady odvodních ventilů [online].  
[cit. 2022-05-14].  
Dostupné z: <https://www.elektrodesign.cz/web/cs/uplny-sortiment/produkty/prislusenstvi-distribucni-elementy/ventily/talirove-ventily-kovove/kovove-odvodni>
- [16] FORET, Jan a spol. Větrání komerčních kuchyní podle ČSN EN 16282 [online]. 17.6.2019 [cit. 2022-04-30]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-kuchyni/19192-vetrani-komercnich-kuchyni-podle-csn-en-16282>



## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

- [17] HIRŠ, Jiří a Günter GEBAUER. Vzduchotechnika v příkladech 1: prostředí budov. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-7204-486-9.
- [19] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. Větrání a klimatizace. Vyd. 3., zcela přepracované. Brno: BOLIT-B Press, 1993. Česká matice technická, č. spisu 457, roč. 48 (1993). ISBN 80-901574-0-8.
- [19] JANKA. Projekční katalog vzduchotechnických jednotek [online]. [cit. 2022-05-14].  
Dostupné z: <https://janka.cz/wp-content/uploads/2022/01/janka-katalog-final-cz.pdf>
- [20] LINDAB. Tlumiče hluku LRLB [online]. [cit. 2022-05-14]. Dostupné z: <https://www.lindab.cz/catalog/vzduchotechnika/tlumie-hluku/tyhranne-tlumie/lrlb/?sort=popularity&display=16&page=1>
- [21] MANDÍK. Produktové řady anemostatů [online]. [cit. 2022-05-08].  
Dostupné z: <https://www.mandik.cz/produktova-rada/distribucni-elementy/anemostaty>
- [22] MAURER, Karel. Vzduchotechnická zařízení pro 3. a 4. ročník SPŠ stavební studijního oboru TZB. Vyd. 3., přeprac. Praha: Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86817-21-7.
- [23] PROJEKČNÍ KANCELÁŘ QPRO. Obecný výpočet tlakových ztrát místním odporem [online]. [cit. 2022-05-08].  
Dostupné z: <https://www.qpro.cz/Tlakova-ztrata-mistnimi-odpory>

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

[24] CIAT. Fancoily COMFORT LINE LY [online]. [cit. 2022-05-14].

Dostupné z: <https://www.ciat.uk.com/wp-content/uploads/2017/02/Comfort-line-information-manual.pdf>

### 10. Seznam obrázků

Obr. č.1 – půdorys 1.PP – vlastní zdroj

Obr. č.2 – půdorys 1.NP – vlastní zdroj

Obr. č.3 – půdorys typického NP

Obr. č.4 – půdorys 5.NP

Obr. č.5 – požadavky na teplotně-vlhkostní parametry pro kuchyně dle ČSN EN 16282-1

Obr. č.6 – schematické napojení pokoje s variantou decentrálních jednotek

Obr. č.7 – schematické napojení pokoje s VAV boxy

Obr. č.8 – schematické napojení pokoje s IJ

Obr. č.9 – schematické napojení pokoje s FCU

Obr. č.10 – schéma digestoře OPTIMA

Obr. č.11 – schéma celoplošného větracího stropu

Obr. č.12 – HX-diagram pro hotelové pokoje – zima

Obr. č.13 – HX-diagram pro hotelové pokoje – léto

Obr. č.14a, b – Legenda vstupních parametrů pro výpočet vířivých anemostatů

Obr. č.15a – Tlaková ztráta, akustický výkon A

Obr. č.15b – Rychlost prodění vzduchu podél stěny

Obr. č.15c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty

Obr. č.16a – Tlaková ztráta, akustický výkon A

Obr. č.16b – Rychlost prodění vzduchu podél stěny

Obr. č.16c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

- Obr. č.17a – Tlaková ztráta, akustický výkon A
- Obr. č.17b – Rychlost prodění vzduchu podél stěny
- Obr. č.18c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty
- Obr. č.19a – Tlaková ztráta, akustický výkon A
- Obr. č.19b – Rychlost prodění vzduchu podél stěny
- Obr. č.19c – Rychlost proudění vzduchu mezi dvěma anemostaty
- Obr. č.20 – Tlaková ztráta a akustický výkon A
- Obr. č.21a, b – Tlaková ztráta a akustický výkon A
- Obr. č.22a, b – Tlaková ztráta a akustický výkon A
- Obr. č.23 – Kritická cesta přívodního potrubí pro pokoje
- Obr. č.24 – Kritická cesta odvodního potrubí pro pokoje
- Obr. č.25 – Tabulka pro stanovení Q
- Obr. č.26 – Dispozice a zařízení kuchyňského vybavení
- Obr. č.27 – HX-diagram pro hotelovou kuchyň – zima
- Obr. č.28 – HX-diagram pro hotelovou kuchyň – léto
- Obr. č.29 – "Půdorys větracího stropu
- Obr. č.30 – Řez větracího stropu
- Obr. č.31 – Kritická cesta přívodního potrubí kuchyně
- Obr. č.32 – Kritická cesta odvodního potrubí kuchyně
- Obr. č.33 – HX-diagram pro hotelovou restauraci – zima
- Obr. č.34 – HX-diagram pro hotelovou restauraci – léto
- Obr. č.35 – Označení posuzovaných anemostatů
- Obr. č.36 – Graf rychlostí proudění u přívodních anemostatů
- Obr. č.37 – Graf tlakové ztráty a akustického výkonu A přívodních aneomo.

# SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Obr. č.38 – Graf tlakové ztráty a akustického výkonu A odvodních anemostatů

Obr. č.39 – Kritická cesta přívodního potrubí pro restauraci

Obr. č.40 – Kritická cesta odvodního potrubí pro restauraci

## 11. Seznam tabulek

Tabulka č.1 – Požadavky dle vyhlášky 6/2003 Sb.

Tabulka č.2 – Požadavky na větrání obytných budov dle ČSN EN 15665

Tabulka č.3 – Požadavky dle nařízení vlády 93/2012 Sb.

Tabulka č.4 – Požadavky dle ČSN EN 16282-1

Tabulka č.5 – Sumář výhod a nevýhod řešení pro větrání hotelových pokojů

Tabulka č.6 – Sumář výhod a nevýhod řešení pro hotelovou kuchyň

Tabulka č.7 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

Tabulka č.8 – Tepelná zátěž v pokojích

Tabulka č.9 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

Tabulka č.10 – Průtoky vzduchu podle jednotlivých požadavků

Tabulka č.11 – Poměr čerstvého a cirkulačního vzduchu

Tabulka č.12 – Vstupní údaje pro úpravy vzduchu

Tabulka č.13 – Tabulka potřebných výkonů

Tabulka č.14 – Typ a umístění přívodních anemostatů

Tabulka č.15 – Tlakové ztráty a akustický výkon A přívodních anemostatů

Tabulka č.16 – Tlakové ztráty a akustický výkon A odvodních anemostatů

Tabulka č.17 – Legenda parametrů pro výpočet tlakových ztrát

Tabulka č.18 – Tlakové ztráty na přívodním potrubí

Tabulka č.19 – Tlakové ztráty na odvodním potrubí

Tabulka č.20 – Hladiny akustických výkonů jednotlivých zdrojů

## SYSTÉM VĚTRÁNÍ PRO REKONSTRUKCI HOTELU

Tabulka č.21 – Vstupní údaje pro akustické posouzení

Tabulka č.22 – Výpočet hladiny akustického tlaku A

Tabulka č.23 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

Tabulka č.24 – instalované zařízení

Tabulka č.25 – podklad pro výpočet termických proudů

Tabulka č.26 – výpočet termických proudů

Tabulka č.27 – podklad pro výpočet vlhkostní bilance

Tabulka č.28 – výpočet průtoku na základě vlhkostní bilance

Tabulka č.29 – podklad pro výpočet úprav vzduchu

Tabulka č.30 – tlakové ztráty distribučních elementů

Tabulka č.31 – vlastnosti vzduchu a teplotně-vlhkostní okrajové podmínky

Tabulka č.32 – vstupní údaje pro výpočet potřeby přiváděného vzduchu

Tabulka č.33 – Vstupní údaje pro úpravy vzduchu

Tabulka č.34 – Tabulka potřebných výkonů AHU

Tabulka č.35 – Rychlost proud tlakové ztráty a akustické výkony A přívod. anem.

Tabulka č.36 – Graf tlakové ztráty a akustického výkonu A odvodních anem.

## 12. Seznam Příloh

Příloha č.1 – Teplená zátěž hotelových pokojů

Příloha č.2 – Technická specifikace AHU pro větrání hotelových pokojů

Příloha č.3 – Technická specifikace FCU pro větrání hotelových pokojů

Příloha č.4 – Technická specifikace AHU pro větrání hotelové kuchyně

Příloha č.5 – Teplená zátěž hotelové restaurace

Příloha č.6 – Technická specifikace AHU pro větrání hotelové restaurace

Příloha č.7 – Technické listy

## **13. Seznam výkresové dokumentace**

- 1.4.2.01 – Technická zpráva
- 1.4.2.02 – Půdorys 1.PP
- 1.4.2.03 – Půdorys 1.NP
- 1.4.2.04 – Půdorys 2.NP
- 1.4.2.05 – Půdorys 3.NP
- 1.4.2.06 – Půdorys 4.NP
- 1.4.2.07 – Půdorys 5.NP
- 1.4.2.08 – 3D model větrání hotelových pokojů
- 1.4.2.09 – 3D model větrání kuchyně
- 1.4.2.10 – 3D model větrání restaurace