

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

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



Vzduchotechnika v restauraci jízdárny

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Tomáš Brouk

Vedoucí bakalářské práce : Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.

2015/2016



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební



Thákurova 7, 166 29 Praha 6

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE


Příjmení: <u>Brouk</u>	Jméno: <u>Tomáš</u>	Osobní číslo: <u>409719</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>Vzduchotechnika v restauraci jízdárny</u>	
Název bakalářské práce anglicky: <u>Ventilation in a restaurant by riding-school</u>	
Pokyny pro vypracování: Zpracujte prováděcí projekt systému vzduchotechniky restaurace. Vypočítejte množství větracího a přiváděného vzduchu podle požadavků prostředí. Navrhněte koncepci systému. Navrhněte distribuční prvky pro přívod a odvod vzduchu, vypočítejte rozměry a určete trasu potrubí. Vypočítejte tlakové ztráty hlavní větve potrubí. Navrhněte vzduchotechnickou jednotku a její umístění, vč. určení požadavků pro připojení na ostatní systémy TZB. Vypracujte výkresovou dokumentaci, technickou zprávu a přibližný výkaz prvků. Pro rozšiřující část popište základní parametry pro větrání kuchyní.	
Seznam doporučené literatury: Gebauer, G., et. al. Vzduchotechnika, Era, 2005 portál Tzb-info.cz firemní podklady firmy Atrea pro větrání kuchyní	
Jméno vedoucího bakalářské práce: <u>Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.</u>	
Datum zadání bakalářské práce: <u>24.2.2016</u>	Termín odevzdání bakalářské práce: <u>20.5.2016</u>
	
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“.

<u>24.2.2016</u>	
Datum převzetí zadání	Podpis studenta(ky)

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

Praha, 16. 5. 2016

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat Ing. Danieli Adamovskému, Ph.D, svému vedoucímu bakalářské práce, za trpělivost, čas strávený při konzultacích, a poskytnutí rad při zpracování této práce.

OBSAH

Obsah	5
Abstrakt	7
Klíčová slova	7
Abstract.....	7
Key words.....	7
Úvod	8
1 Výpočtová část	9
1.1 Popis objektu.....	10
1.1.1 Úvod	10
1.1.2 Charakteristika objektu.....	10
1.1.3 Větrání objektu	10
1.2 Tepelně technické vlastnosti Konstrukcí	11
1.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla svislých a vodorovných konstrukcí.....	11
1.2.2 Výpočet součinitele prostupu tepla výplní otvorů.....	13
1.3 Tepelná Bilance	14
1.3.1 Tepelné ztráty	14
1.3.2 Tepelná zátěž	16
1.4 Produkce škodlivin v budovách	22
1.4.1 Produkce vodní páry	22
1.4.2 Produkce oxidu uhličitého	23
1.5 Stanovení objemu přiváděného vzduchu	23
1.5.1 Objem přiváděného vzduchu pro pokrytí tepelných ztrát a tepelné zátěže ...	23
1.5.2 Objem přiváděného čerstvého vzduchu pro odvod škodlivin	24
1.5.3 Stanovení objemu přiváděného vzduchu do místností	24
1.6 Návrh systému vzt	26
1.6.1 Distribuční prvky	26
1.6.2 Trasa potrubí.....	26
1.6.3 Tlakové ztráty	27
1.6.4 Vzduchotechnická jednotka.....	30
1.7 Vytápění – Chlazení.....	32

1.8	Závěr	32
2	Rozšiřující část	33
2.1	Úvod.....	34
2.2	Větrání kuchyně restaurací	34
2.2.1	Problematika větrání kuchyní.....	34
2.2.2	Nucené větrání.....	35
2.2.3	Legislativa	35
2.2.4	Přívod větracího vzduchu	36
2.2.5	Výpočet větrání kuchyní dle vdi 2052.....	37
2.2.6	Tukové filtry	43
2.2.7	Ekonomie provozu v kuchyních	43
2.3	Závěr	44
	Použité zdroje	45
	Seznam příloh.....	48

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem vzduchotechnických systému v hotelovém objektu jízdárny v Pardubicích. Cílem výpočtové části bylo navrhnout koncept větrání budovy s detailním zaměřením na dosažení optimálních mikroklimatických podmínek v restauraci v 2.NP. Projekt vzduchotechniky řeší nucené větrání, bilanční výpočty tepelných ztrát a tepelných zisků klimatizovaného prostoru. K návrhu byly použity platné normy a předpisy. V rozšiřující části je popsán návrh větrání kuchyní a požadavky na provoz.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vzduchotechnika, nucené větrání, restaurace, úprava vzduchu, větrání kuchyní

ABSTRACT

The presented bachelor thesis is dealing with ventilation systems in the riding-school hotel complex in Pardubice. The aim of the calculation chapter is to set up the ventilation concept of building with focus on achievement of optimal microclimate conditions in a restaurant on the second floor. The presented project of ventilation deals with forced ventilation, balance calculation of heat gains and losses of air-conditioned space. For the draft applicable regulations and standards were used. The theoretical chapter is describing design of kitchen ventilation and requirements for services.

KEY WORDS

Air condition, forced ventilation, restaurant, air treatment, kitchen ventilation

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem vzduchotechniky restaurace a sousedních místností v hotelu jízdárny. Vzhledem k těsně přiléhající kryté jízdárně není možné přirozené větrání okny. V řešeném objektu se vyskytuje více místností s rozdílným provozem. Z tohoto důvodu bylo nutné objekt rozdělit na několik, na sobě nezávislých úseků, které bude obsluhovat vždy samostatná vzduchotechnická jednotka. Jedná se o zázemní v 1.NP, restauraci v 2.NP, byt vrátného, wellness, kuchyně a hotelové pokoje.

V prostorách restaurace dochází v případě plného obsazení k velké produkci tepené zátěže, vodní páry a CO₂ v uzavřeném prostoru. Cílem správně navrženého systému je zajistit takovou výměnu vzduchu v místnosti, aby byl zajištěn dostatečný odvod všech škodlivin spojených s produkcí jídel, nápojů a pohybu osob.

Ve druhé rozšiřující části práce se zaměřuji na větrání kuchyní. Popisuji časté nedostatky vyskytující se v systémech ventilace, jejich příčiny a důsledky. Dále se pak věnuji výběru vhodného typu větrání prostoru, a rozmístění prvků pro přívod a odvod vzduchu, za účelem vytvoření co nejpříznivějšího vnitřního mikroklimatu a obrazu proudění pro personál. Zabývám se legislativou pro návrh kuchyní, a část věnuji i postupu návrhu kuchyní dle VDI 2052. V závěru se pak zmiňuji o regulaci a ekonomickém provozu vzduchotechnické jednotky.

1 VÝPOČTOVÁ ČÁST

1.1 POPIS OBJEKTU

1.1.1 ÚVOD

Podkladem pro vypracování této části bakalářské práce je diplomová práce Ing. arch. Jiřího Kotouče, bývalého úspěšného studenta fakulty stavební, ČVUT v Praze. Ve výpočtové části je detailně vypracován návrh větrání restaurace hotelu jízdárny v Pardubicích. V této části bakalářské práce jsou vypočteny tepelné zisky a ztráty objektu, stanovené množství přiváděného čerstvého vzduchu pro vytvoření příjemného vnitřního prostředí, s ohledem na produkci CO₂ a vodní páry. Dále se věnují návrhu vzduchotechnické jednotky a trasy potrubního systému.

1.1.2 CHARAKTERISTIKA OBJEKTU

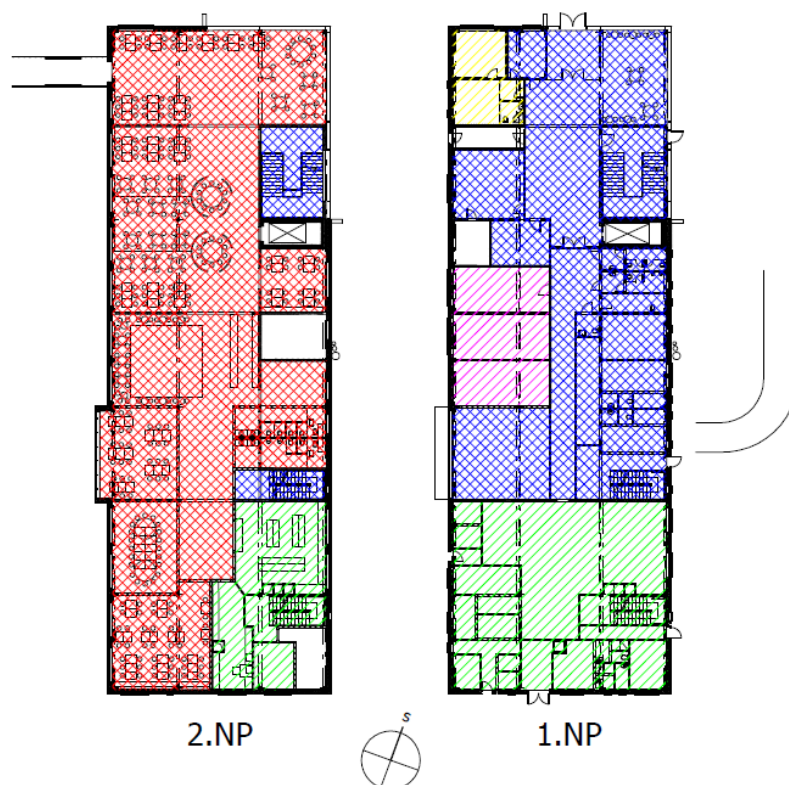
Hotelový komplex má 4 nadzemní a 1 podzemní podlaží. Tvoří ho kombinovaný stěnový a sloupový systém. Opláštěný je převážně lehkým obvodovým pláštěm na bázi dřeva. Střeška je pochozí. Celý objekt je zastřešen PTFE membránou jízdárny upnutou na ocelové příhradové nosníky.



Obrázek 1.1 Architektonický návrh

1.1.3 VĚTRÁNÍ OBJEKTU

V prostoru objektu hotelu se vyskytuje několik provozů s rozdílnými požadavky na vnitřní prostředí. Z tohoto důvodu je nutné navrhnout více na sobě nezávislých vzduchotechnických jednotek. Rozdělení objektu do úseků je patrný z obrázku 1.2



Obrázek 1.2 Koncept větrání budovy

1.2 TEPELNĚ TECHNICKÉ VLASTNOSTI KONSTRUKCÍ

Tepelně technické vlastnosti jednotlivých konstrukcí mají významný vliv na energii vynaloženou pro udržení požadované kvality vnitřního klimatu budovy. Se současným trendem nízkoenergetických a pasivních domů jsou kladeny vysoké nároky na charakteristické vlastnosti materiálů a jejich skladbu pro zajištění stále se zvyšujících požadavků.

1.2.1 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA SVISLÝCH A VODOROVNÝCH KONSTRUKCÍ

Tepelný odpor R [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

$$R = \frac{\lambda}{d} \quad [6]$$

kde d je tloušťka konstrukce [m]

λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]

Odpor konstrukce při prostupu tepla R_T [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

$$R_T = R_{si} + \Sigma R + R_{se} \quad [6]$$

kde R_{si} je odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce [$m^2 \cdot K/W$]

R_{se} je odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce [$m^2 \cdot K/W$]

Hodnoty R_{si} a R_{se} jsou uvedeny v Tabulce 1.1

Tepelné odpory při přestupu tepla dle ČSN 73 0540-3			
Povrch	Účel výpočtu	Konstrukce / povrch	Tepelný odpor při přestupu tepla R_{se} a R_{si} [$m^2 \cdot K/W$]
vnější	souč. prostupu tepla, povrchové teploty	jednoplášťová	0,04
		dvouplášťová	stejně jako R_{si}
zemina		styk se zeminou	0
vnitřní	souč. prostupu tepla, tepelné toky	stěna (horizont. tep. tok)	0,13
		střecha (tep. tok vzhůru)	0,10
		podlaha (tep. tok dolů)	0,17

Tabulka 1.1 Smluvní odpory při přestupu tepla [6]

Součinitel prostupu tepla U [$W/(m^2 \cdot K)$]

$$U = \frac{1}{R_T} \quad [6]$$

Výsledky výpočtu součinitele prostupu tepla vodorovných a svislých konstrukcí vyskytujících se v objektu dle výše uvedených vzorců je uveden v Tabulce 1.2

Název konstrukce	Tloušťka [mm]	U [$Wm^2 \cdot K$]
Stěna LOP	392	0,17
ŽB stěna	200	2,30
Vnitřní příčka	200	1,64
Vnitřní příčka	150	1,76
Vnitřní příčka	100	1,93
Podlaha	300	0,67
Strop	300	0,70
Podlaha nad garážemi	470	0,14

Tabulka 1.2 Výpočet součinitele prostupu tepla U jednotlivých konstrukcí

1.2.2 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA VÝPLNÍ OTVORŮ

Součinitel prostupu tepla výplní otvorů U_w [W/(m²·K)]

$$U_w = \frac{\Sigma A_g \cdot U_g + \Sigma A_f \cdot U_f + \Sigma l_g \cdot \Psi_g}{\Sigma A_g + \Sigma A_f} \quad [7]$$

Kde A_g je plocha zasklení [m²]

A_f je plocha rámu [m²]

U_g je součinitel prostupu tepla zasklení [W/m²·K]

U_f je součinitel prostupu tepla rámu [W/m²·K]

l_g je celkový viditelný obvod zasklení [m]

Ψ_g je lineární činitel prostupu tepla způsobený kombinovanými tepelnými vlivy zasklení, distančního rámečku a rámu. [W/m·K]

Výpočet součinitele prostupu tepla výplní otvorů v objektu dle výše uvedených vzorců je uveden v Tabulce 1.3

		A_g [m ²]	U_g [W/(mK)]	A_f [m ²]	U_f [W/(mK)]	l_g [m]	Ψ_g [m]	U_w [W/(mK)]	A [m ²]
1	Okno 2400x2050	3,82	0,60	1,10	0,90	15,68	0,06	0,86	4,92
2	Okno 700x2050	0,95	0,60	0,49	0,90	4,74	0,06	0,90	1,44
3	Okno 3000x1800	4,23	0,60	1,17	0,90	16,88	0,06	0,85	5,40
4	Okno 7536x2200	13,36	0,60	3,27	0,90	39,12	0,06	0,80	16,64
5	Okno 1600x1800	2,04	0,60	0,84	0,90	9,68	0,06	0,89	2,88
6	Dveře 1800x2000	2,73	0,60	0,87	0,90	10,26	0,06	0,84	3,60
7	Okno 3000x2050	4,91	0,60	1,25	0,90	18,08	0,06	0,84	6,15
8	Prosklená fasáda	88,39	0,60	6,51	0,90	205,01	0,06	0,75	94,90
9	Okno 1600x2050	2,37	0,60	0,96	0,90	12,48	0,06	0,91	3,33
10	Okno 700x3300	1,59	0,60	0,72	0,90	7,24	0,06	0,88	2,31
11	Okno 700x2700	1,28	0,60	0,61	0,90	6,04	0,06	0,89	1,89
12	Okno - mytí							6,50	1,08
13	Dveře 900x2100							3,00	1,89
14	Okno kuchyň							6,50	2,88
15	Dveře 1200x2000							3,00	2,40
16	Dveře 800x2000							2,50	1,60
17	Dveře 1000x2000							2,00	2,00

Tabulka 1.3- Výpočet součinitele prostupu tepla výplní otvorů U_w

1.3 TEPELNÁ BILANCE

1.3.1 TEPELNÉ ZTRÁTY

1.3.1.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Objekt Jízdárny se nachází v Pardubicích. Pro tuto lokalitu byla stanovena vnější výpočtová teplota $\theta_e = -12^\circ\text{C}$, průměrná roční venkovní teplota $\theta_{m,e} = 5,2^\circ\text{C}$ v nadmořské výšce 223 m. n. m. [4]

1.3.1.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Výpočet tepelných ztrát byl proveden dle normy ČSN EN 12 831 [4]

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla $\Phi_{T,i}$ [W]

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí $H_{T,ie}$ [W/K]

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k$$

kde A_k je plocha stavební části (k) v $[\text{m}^2]$

e_k je korekční součinitel vystavení povětrnostním vlivům [-]

U_k je součinitel prostupu tepla stavební částí (k) $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

Tepelné ztráty nevytápěným prostorem $H_{T,iue}$ [W/K]

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u$$

kde b_u je teplotní činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného a vytápěného prostoru [-]

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

kde θ_u je teplota nevytápěného prostoru stanovena podle návrhových podmínek

Tepelné ztráty do přilehlé zeminy $H_{T,ig}$ [W/K]

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot G_w$$

kde f_{g1} je korekční součinitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty.

f_{g2} je teplotní redukční součinitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou teplotou. Stanovuje se ze vztahu

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

G_w je korekční součinitel zohledňující vliv spodní vody. Uvažuje se, pokud je vzdálenost mezi předpokládanou hladinou spodní vody a úrovní podlahy podzemního podlaží menší než 1m

$U_{equiv,k}$ je ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí. [W/m²·K] Stanovuje se podle typologie podlahy. Stanovuje se pomocí diagramů v ČSN EN 12831

kde b na vodorovné ose se stanoví pomocí vztahu:

$$b = \frac{A_g}{0,5 \cdot P}$$

A_g je plocha uvažované podlahové konstrukce. [m²]

P je obvod uvažované podlahové konstrukce ve styku s obvodem budovy. [m]

Tepelné ztráty do nebo z vytápěných prostorů při různých teplotách $H_{T,ij}$ [W/K]

$$H_{T,ij} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot f_{i,j}$$

Kde f_{ij} je redukční teplotní součinitel. Koriguje rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtové teploty

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{vytápěného\ souseďního\ prostoru}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

1.3.1.3 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT JEDNOTLIVÝCH MÍSTNOSTÍ

Pomocí vzorců a postupů uvedených v kapitole 1.3.1.2. byly vypočítány tepelné ztráty jednotlivých místností. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Označení místností	Název místnosti	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Vnitřní teplota θ_{int} [°C]	Ztráty [W]
2.01	Schodiště	40,28	664,62	18	1493
2.02	Restaurace	516,32	1807,12	20	4010
2.03	Salón Rozhodčích	50,87	178,05	20	486
2.04	Salón	42,92	150,22	20	233
2.05	Salón	69,85	244,48	20	625
2.06	Mytí nádobí	27,15	95,03	22	537
2.07	Šéfkuchař	13,61	47,64	20	293
2.08	VZT kuchyně	15,23	53,31	15	--
2.09	Schodiště kuchyně	20,65	144,55	18	--
2.10	Kuch. -příprava	60,68	212,38	24	1414
2.11	Schodiště	18,48	0,00	18	513
2.12	WC Pánské	18,22	63,77	18	-30
2.13	WC Dámské	18,22	63,77	18	-42
2.14	Sklad nápojů	20,81	72,84	18	-41
2.15	VZT 2.NP	20,12	70,42	15	---
2.16	Salón	29,76	104,16	20	110
2.17	Výtah	4,80		18	--

Tabulka 1.4 - Tepelné ztráty místností 2.NP

1.3.2 TEPELNÁ ZÁTĚŽ

1.3.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

Před samotným výpočtem tepelné zátěže prostorů je nutné stanovit okrajové podmínky. [4] Nejvyšší venkovní teplota vzduchu $t_{emax} = 30^{\circ}\text{C}$. Výpočet bude prováděn k 21. červenci.

1.3.2.2 TEPELNÉ ZISKY Z VNĚJŠÍHO PROSTŘEDÍ

Tepelná zátěž okny – prostup konvekcí Q_{ok} [W]

$$Q_{ok} = U_o \cdot S_o \cdot (t_e - t_i)$$

Kde U_o je součinitel prostupu tepla oknem [W/m²·K]

S_o je plocha okna včetně rámu [m²]

$(t_e - t_i)$ je rozdíl teplot mezi vnějším a vnitřním prostředím [K]

Tepelná zátěž okny – radiací Q_{or} [W]

$$Q_{or} = [S_{os} \cdot I_o \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{od}] \cdot s \cdot n_o$$

Kde S_{os} je osluněný povrch okna [m^2]

I_o je celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m^2]

I_{od} je intenzita difuzní sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m^2]

s je stínící součinitel [-]

c_o je korekce čistoty atmosféry [-]

Součinitele I_o a I_{od} [5] byly pro výpočet tepelné zátěže převzaty z Tabulky 1.5 a Tabulky 1.6

den měsíc	směr	Intenzity celkové sluneční radiace [W/m^2]														
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
21. červenec	S	59	136	110	117	138	153	163	166	163	153	138	117	110	136	59
	SV	98	333	432	417	325	189	163	166	163	153	138	117	92	63	28
	V	96	372	555	628	605	505	351	166	163	153	138	117	92	63	28
	JV	55	230	407	540	611	615	556	442	289	153	138	117	92	63	28
	J	28	63	92	204	340	454	530	556	530	454	340	204	92	63	28
	JZ	28	63	92	117	138	153	289	442	556	615	611	540	407	230	55
	Z	28	63	91	117	138	153	163	166	351	505	605	628	555	372	92
	SZ	28	63	92	117	138	153	163	166	163	189	325	417	432	333	98
	HOR	54	177	332	491	634	747	819	843	819	747	634	491	3332	177	54

Tabulka 1.5 - Intenzity celkové sluneční radiace

den měsíc	směr	Intenzity sluneční radiace I_o [W/m^2]														
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
21. červenec	S	45	87	80	100	117	130	139	141	139	130	117	100	80	87	45
	SV	85	287	361	321	217	135	139	141	139	130	117	100	78	53	24
	V	83	322	481	539	505	389	232	141	139	130	117	100	78	53	24
	JV	41	180	335	452	511	506	437	316	185	130	117	100	78	53	24
	J	24	53	78	128	230	335	409	435	409	335	230	128	78	53	24
	JZ	24	53	78	100	117	130	185	316	437	506	511	452	335	180	41
	Z	24	53	78	100	117	130	139	141	232	389	505	539	481	322	83
	SZ	24	53	78	100	117	130	139	141	139	135	217	321	361	287	85
	HOR	41	122	249	397	534	640	706	729	706	640	534	397	249	122	41

Tabulka 1.6 – Intenzity sluneční radiace I_o

Stínící součinitel s byl pro výpočet tepelné zátěže místností převzat z [5]

Osluněný povrch okna S_{os} se určí pomocí vzorce

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

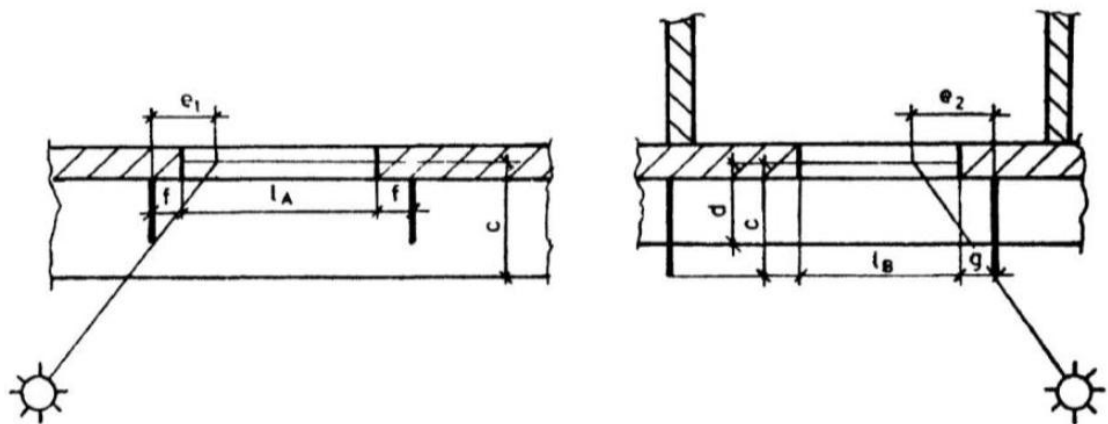
Kde L je šířka zasklené části [m]

H je výška zasklené části [m]

f je odstup vodorovné části okna od slunolamů [m]

g je odstup svislé části okna od slunolamů [m]

e_1 a e_2 jsou délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů [m]



Obrázek 1.3 - Oslunění výplně otvoru[5]

Tepelné zisky stěnami Q_s [W]

Venkovní stěny je možno rozdělit do tří skupin z hlediska jejich tepelné kapacity, a tím i fázovém posunutí teplotních kmitů tepelných toků. [1]

- stěny lehké (tloušťka stěny je menší než 0,08m)
- stěny středně těžké (tloušťka stěny je v rozmezí 0,08m až 0,45m)
- stěny těžké (tloušťka stěny je větší než 0,45m)

Tloušťka lehkého obvodového pláště je přibližně $\delta=0,4m$. Z tohoto důvodu se tepelné zisky stanoví jako pro stěnu středně těžkou z následujícího vzorce.

$$Q_s = U_s \cdot S \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_i)]$$

Kde $t_{r\psi}$ je rovnocenná slunečná teplota vzduchu v době o ψ dříve. [°C]
Určuje se pomocí Tabulky 1.7

m je zmenšení teplotního kolísání.

Přibližný výpočet m a ψ uvádějí následující vztahy

$$\psi = 32 \cdot \delta - 0,5$$

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot \delta}{2500^\delta}$$

Rovnocenné sluneční teploty vzduchu pro $t_{e \max} = 30^\circ\text{C}$,
 $t_{e \max} - t_{e \min} = 14 \text{ K}$, $\varepsilon = 0,6$ pro měsíc červenec

Hodiny	t_e	Rovnocenná sluneční teplota t_r ve $^\circ\text{C}$ pro plochu								
		vodo- rovinnou	severní	severo- východní	východní	jih- východní	jižní	jih- západní	západní	severo- západní
1	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9
2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
3	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0
4	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
5	16,9	19,1	19,3	20,9	20,8	19,1	18,1	18,1	18,1	18,1
6	18,1	25,1	23,5	31,4	32,9	27,2	20,9	20,6	20,6	20,6
7	19,5	32,8	23,9	36,8	41,7	35,8	23,2	23,2	23,2	23,2
8	21,2	40,8	25,9	37,9	46,3	42,8	29,3	25,9	25,9	25,9
9	23,0	48,4	28,5	36,0	47,2	47,4	36,6	28,5	28,5	28,5
10	24,8	54,7	30,9	32,4	45,0	49,4	43,0	30,9	30,9	30,9
11	26,5	59,3	33,0	33,0	40,6	48,7	47,7	38,1	33,0	33,0
12	27,9	61,7	34,6	34,6	34,6	45,6	50,2	45,6	34,6	34,6
13	29,1	61,8	35,6	35,6	35,6	40,6	50,3	51,3	43,1	35,6
14	29,8	59,6	35,9	35,9	35,9	35,9	47,9	54,4	50,0	37,3
15	30,0	55,4	35,5	35,5	35,5	35,5	43,6	54,4	54,2	43,0
16	29,8	49,4	34,4	34,4	34,4	34,4	37,9	51,3	54,9	46,4
17	29,1	42,3	33,5	32,7	32,7	32,7	32,7	45,3	51,3	46,4
18	27,9	35,0	33,4	30,5	30,5	30,5	30,5	37,1	42,8	41,3
19	26,5	28,7	28,9	27,6	27,6	27,6	27,6	28,7	30,4	30,4
20	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8
21	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
22	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
23	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5
24	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
průměr	23,0	33,6	26,2	27,8	29,7	30,2	29,6	30,2	29,7	27,8

Tabulka 1.7 - Rovnocenné sluneční teploty vzduchu [5]

Tepelné zisky z okolních místností s jinou teplotu interiéru Q_s [W]

$$Q_s = U_k \cdot S \cdot (t_{is} - t_i)$$

Kde t_{is} je teplota interiéru sousední místnosti [$^\circ\text{C}$]

1.3.2.3 TEPELNÉ ZISKY Z VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ

Produkce tepla lidmi Q_L [W]

$$Q_L = i_1 + Q_1 \cdot (36 - t_i)$$

Kde Q_1 je produkce citelného tepla muže ve [W/10]. Primárně se určuje 62W při mírně aktivní práci. Ostatní možné hodnoty jsou stanoveny v tabulce 1.8

i_1 je počet osob v místnosti. Stanovuje se podle následujícího vzorce, kde i_z , i_d , i_m je počet žen, dětí a mužů

$$i_1 = 0,85i_z + 0,75i_d + i_m$$

Činnost člověka	Místo činnosti	Hodnoty metabolického tepla (W)	Produkce tepla lidí Q_1 ve W pro teplotu vzduchu v °C									
			21		24		25		26		28	
			teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára	teplo citelné	vodní pára
			W	g/h	W	g/h	W	g/h	W	g/h	W	g/h
Sedící, odpočívající	divadlo, kino	115	93	33	74	60	68	70	62	79	50	97
Sedící, mírně aktivní	kanceláře, byt	140	93	70	74	98	68	107	62	116	50	135
Stojící, lehká práce, vaření, mytí	obchody, sklady	150	90	89	72	116	66	125	60	134	48	152
Chodící, přecházející	obchodní domy, banky	160	96	95	77	124	70	134	64	143	51	162
Náročnější fyzická práce	dílny	240	99	203	79	226	73	234	66	244	53	262
Mírný tanec		260	116	215	92	250	85	261	77	273	62	296

Tabulka 1.8 – Produkce tepla a vodní páry od lidí [5]

Produkce tepla od svítidel Q_{sv} [W]

$$Q_{sv} = q_{sv} \cdot S_{osv}$$

Kde q_{sv} je produkce tepla od osvětlení [W/m²] stanoven dle Tabulky 1.9

S_{osv} je osvětlená plocha [m²]

Pracoviště	Intenzita osv.	žárovky	zářivky
	[lx]	[W/m ²]	[W/m ²]
Skladiště, byty, restaurace, divadla	120	20 - 30	7 - 9
Učebny, pokladny	250	40 - 55	13 - 18
Kanceláře, výpočetní střediska, výzkum	500	75 - 105	25 - 35
Výstavy, obchodní domy, jemná montáž	750	115 - 160	38 - 53
Montáž elektroniky, retuš	1000		50 - 70
Nejnáročnější jemná montáž, elektronika	1500		75 - 105
Hodinářství, subminiaturní elektronika	2000		100 - 140
Televizní studia	nad 2000		nad 140

Tabulka 1.9 - Produkce tepla od osvětlení [5][3]

Tepelné zisky od elektrických zařízení, technologie Q_e [W]

$$Q_e = c_1 \cdot c_3 \cdot \Sigma P$$

Kde c_1 je součinitel současnosti [-]

c_3 je součinitel využití stroje [-]

P je příkon spotřebičů [W]

Tepelné zisky od jídel Q_j [W]

Ve stravovacích zařízeních se tepelná produkce od jídel počítá jako 5Wh od jednoho jídla [8] V restauracích 1. a 2. třídy se uvažuje na jedno místo u stolu jedno jídlo na hodinu.

$$Q_j = 5 \cdot n \cdot j$$

Kde n je počet míst v restauraci [-]

j je počet vydaných jídel na jedno místo za hodinu [h⁻¹]

1.3.2.4 VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKŮ JEDNOTLIVÝCH MÍSTNOSTÍ

Pomocí vzorců a postupů uvedených v kapitole 1.3.2 byly vypočítány tepelné zisky jednotlivých místností. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1.10.

Označení místností	Název místnosti	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Vnitřní teplota θ_{int} [°C]	Zisky [W]
2.01	Schodiště	40,28	664,62	30	6006
2.02	Restaurace	516,32	1807,12	26	28192
2.03	Salón Rozhodčích	50,87	178,05	26	2381
2.04	Salón	42,92	150,22	26	1568
2.05	Salón	69,85	244,48	26	5972
2.06	Mytí nádobí	27,15	95,03	26	2946
2.07	Šéfkuchař	13,61	47,64	26	1086
2.08	VZT kuchyně	15,23	53,31	30	--
2.09	Schodiště kuchyně	20,65	144,55	30	--
2.10	Kuch. -příprava	60,68	212,38	28	--
2.11	Schodiště	18,48	0,00	30	378
2.12	WC Pánské	18,22	63,77	26	602
2.13	WC Dámské	18,22	63,77	26	902
2.14	Sklad nápojů	20,81	72,84	26	2867
2.15	VZT 2.NP	20,12	70,42	30	--
2.16	Salón	29,76	104,16	26	3168
2.17	Výtah	4,80		26	--

Tabulka 1.10 – Tepelné zisky místností 2.NP

1.4 PRODUKCE ŠKODLIVIN V BUDOVÁCH

1.4.1 PRODUKCE VODNÍ PÁRY

Základními zdroji vodních zisků v občanských budovách jsou lidé a odpar z mokrých povrchů. V technologických provozech je třeba vycházet z produkce vodní páry konkrétních zdrojů [1]

Produkce vodní páry od lidí M_{wl} [g/h]

$$M_{wl} = n_l \cdot g_w$$

Kde n_l je počet osob [-]

g_w je produkce vodní páry [g/h]. Určí se podle Tabulky 1.11

Produkce vodní páry od jídel

V restauracích se produkce vodní páry od jídel stanovuje jako 10g vodní páry na jedno jídlo. [8].

Produkce vodní páry od zařízení

Člověk při lehké činnosti při středně těžké práci při těžké práci	30 - 60 g/h 120 - 200 g/h 200 - 300 g/h
Koupelna s vanou se sprchou	700 g/h 2600 g/h
Kuchyně při vaření průměrně denně	600 - 1500 g/h 100 g/h
Sušení prádla (pračka na 4,5 kg) odstředěného mokrého kapajícího	50 - 200 g/h 100 - 500 g/h
Bazény (volné vodní plochy)	40 g/m ² .h
Rostliny pokojevé květiny, např. fialka (<i>Viola</i>) rostliny v květináči, např. kapradina (<i>Comptonia asplemifolia</i>) fikus střední velikosti (<i>Ficus elastica</i>)	5 - 10 g/h 7 - 15 g/h 10 - 20 g/h

Tabulka 1.11- Zdroje vodní páry a množství její produkce [9]

1.4.2 PRODUKCE OXIDU UHLIČITÉHO

Oxid uhličitý je nejběžnější škodlivinou v obytných budovách. Jeho největším zdrojem je právě člověk, jeho metabolismem, dýchacími a termoregulačními pochody.

Produkce CO₂ člověkem byla stanovena jako $m = 19 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{os}^{-1}$ [10]

1.5 STANOVENÍ OBJEMU PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU

1.5.1 OBJEM PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU PRO POKRYTÍ TEPELNÝCH ZTRÁT A TEPELNÉ ZÁTĚŽE

Objem přiváděného vzduchu pro pokrytí tepelných ztrát V [m³/h]

$$V = \frac{Q_{ztráty}}{\rho \cdot c_p \cdot (t_p - t_i)}$$

Kde $Q_{ztráty}$ jsou celkové tepelné ztráty místnosti [W] [10][1]

ρ je měrná hmotnost vzduchu = 1,2kg/m³

c_p je měrná tepelná kapacita vzduchu = 1003 J·kg⁻¹·K⁻¹ = 0,278 W·kg⁻¹·K⁻¹

t_p je teplota přiváděného vzduchu [°C]

t_i je teplota interiéru [°C]

Objem přiváděného vzduchu pro pokrytí tepelné zátěže V [m³/h]

$$V = \frac{Q_{zisky}}{\rho \cdot C_p \cdot (t_i - t_p)}$$

Kde Q_{zisky} je celková tepelná zátěž místnosti [W] [10]

1.5.2 OBJEM PŘIVÁDĚNÉHO ČERSTVÉHO VZDUCHU PRO ODVOD ŠKODLIVIN

Množství vzduchu potřebné pro udržení požadované relativní vlhkosti V [m^3/h]

$$V = \frac{G}{\rho \cdot (x_i - x_p)}$$

Kde G je produkce vlhkosti v interiéru [g/h]

ρ je hustota vzduchu = 1,2 kg/m³

x_i je měrná vlhkost interiérového vzduchu [g/kg]

x_e je měrná vlhkost přiváděného venkovního vzduchu [g/kg]

Pro letní návrhový stav $x_i = 9,0$ g/kg

$x_e = 6,0$ g/kg

Množství vzduchu potřebné pro udržení nejvýše přípustné koncentrace oxidu uhličitého V [m^3/h]

$$V = \frac{m}{\rho_{max} - \rho}$$

Kde m je produkce CO₂ [m³/h]

ρ_{max} je maximální povolená koncentrace CO₂ v interiéru = 1200ppm [g/m³]

ρ je koncentrace CO₂ ve venkovním přiváděném vzduchu = 350ppm [g/m³]

1.5.3 STANOVENÍ OBJEMU PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU DO MÍSTNOSTÍ

Z výše uvedených vztahů byl vypočítán minimální objem přiváděného vzduchu pro zajištění komfortu pro osoby pohybující se uvnitř objektu. Průběh a celkové výsledky objemu přiváděného vzduchu jsou vypočteny v Tabulce 1.12

Označení místnosti	Název místnosti	Lidé		Zařizovací předměty			Másobnost			Lidé + ZP			Produktce vodní páry a CO2			MAX (Lidé + ZP, N, VP, CO ₂) [m ³ /h]	Tepelné ztráty [W]	Tepelné zisky [W]	Zimní [°C]	Létní [°C]
		Počet	m ³ /h.os	Celkem [m ³ /h.os]	Umývadlo	Pisoir	Sprcha	WC	Celkem	n [h ⁻¹]	Objem [m ³]	Objem [m ³ /h]	od lidí [g/h]	ostatní [g/h]	Objem [m ³ /h]					
2.02	Restaurace	220	35	7980	2			60	0,5	1807	904	8040	25520	2200	4180	8040	4010	28192	20	26
2.03	Salón rozhodčích	4	70	1050				0	0,5	178	89	1050	572	300	76	1050	486	2381	20	26
2.04	Salón	30	35	385				0	0,5	150	75	385	1276	110	209	385	233	1568	20	26
2.05	Salón	11	35	1470				0	0,5	244	122	1470	4872	420	798	1470	625	5972	20	26
2.12	WC Panské	42	35	0	3	2	3	290	1,0	64	64	290	500	500	0	290	-30	602	18	26
2.13	WC Dámské	0	3	0	3	3	5	340	1,0	64	64	340	500	500	0	340	-42	902	18	26
2.14	Sklad nápojů	0	0	0	0	0	0	0	0,4	73	29	0	0	0	0	29	-41	2867	18	26
2.16	Salón	16	35	560				0	0,5	104	52	560	1856	160	304	560	110	3168	20	26

VZT ZNP - Restaurace				
Zimní [m ³ /h]	Letní [m ³ /h]	21 [W]	19 [W]	Nutno
8100	8100	2702	18815	1908
1050	1050	350	2452	
500	400	167	934	634
1700	1700	567	3970	2002
		0	0	602
		0	0	902
30	30	30	70	2797
560	560	187	1308	1860

Tabulka 1.12 - Objem přiváděného vzduchu do místnosti

1.6 NÁVRH SYSTÉMU VZT

1.6.1 DISTRIBUČNÍ PRVKY

Samotný návrh koncových elementů potrubní sítě distribuce vzduchu má významný vliv na vytvoření příjemného klimatu uvnitř místnosti a dostatečný odvod škodlivin. Přívodní výúst' určuje obraz proudění v místnosti a má vliv na tepelnou pohodu člověka. Oproti tomu odvodní vyústí, nemají až tak zásadní vliv na obrazy proudění, ale ovlivňují proud přiváděného vzduchu. Jejich umístění je nutno tedy zvolit tak, aby odváděli co největší množství škodlivin a nedocházelo ke zkratu. [11][3]

V prostorách restaurace jízdárny byl zvolen směšovací způsob distribuce vzduchu, kdy dochází k mísení vnitřního vzduchu s proudy přiváděného vzduchu. Jako distribuční prvky byly v první fázi projektu navrženy elegantní šterbinové vyústky po obvodu místností. Jejich použití bylo ale s ohledem na vysokou rychlost v pobytovém prostoru problematické. Použití těchto prvků nesplňovalo nařízení vlády č. 523/2002, které stanovuje přípustné hodnoty mikroklimatických parametrů, kromě jiného i rychlost proudění vzduchu v pásmu pobytu osob. Zde nařízení uvádí pro osoby v sedě optimální rychlost proudění vzduchu v rozmezí 0,1 až 0,2 m/s. Při této rychlosti je zajištěno dostatečná účinnost větrání, ale nevzniká nepříjemný průvan. [11] [1]

Z výše uvedeného důvody bylo nutné nahradit šterbinové vyústky vířivými anemostaty. Tyto prvky umožňují přívod velkého množství vzduchu i v relativně nízkých prostorech. Tyto prvky byly umístěny do plánovaného kazetového podhledu 600 mm x 600 mm ve výšce 3m nad podlahou místnosti. Jejich pozice byla upravena tak, aby čerstvý vzduch byl přiváděn primárně nad místa, kde jsou plánovány stoly. Odvod vzduchu byl proveden nad uličkami pro průchod. Obráceně tomu tak je v místnosti 2.02 v blízkosti baru, kde je vzduch přiváděn nad taneční parket, a odváděn nad stoly a nad barem. Návrh distribučních prvků pro jednotlivé části je uveden v tabulce 1.11

Jako odvodní prvky byly navrženy perforované odvodní difuzory pro kazetové stropy 600 mm x 600 mm. Místnosti 2.12 – WC Pánské, 2.13 – WC Dámské a 2.14 – Sklad nápojů, budou větrány podtlakově. Vzduch bude nasáván větrací mřížkou ve spodní části dveří a odváděn talířovými ventily, aby bylo zamezeno nechtěnému šíření pachů do prostoru restaurace, případně do kuchyně.

1.6.2 TRASA POTRUBÍ

Hlavní větve přívodního a odvodního potrubí jsou navrženy v prostoru mezi stropem a podhledem. Vzdálenost mezi plochou stropu a spodním lícem distribučních prvků je 600mm. Hlavní potrubí bylo navrženo jako čtyřhranné z pozinkovaného plechu. Odbočky k jednotlivým vyústím budou provedeny z kruhového pozinkovaného spiro potrubí o průměrech 200mm, 250mm a 315mm. Samotné dopojení ke koncovým elementům bude v prostorech restaurace provedeno pomocí flexi potrubí o průměru 200mm a 250mm. Z důvodu možné přesné montáže vyústek do kazetového podhledu 600mm x 600mm.

Návrh rozměru potrubí byl proveden s ohledem na rychlost proudění vzduchu. V přívodním potrubí k vyústím, byla v primárním návrhu volena rychlost 3m/s a v hlavní větvi rychlost 4m/s až 5m/s. [1] U potrubí připojeném k vzduchotechnické jednotce se počítalo s rychlostí 6m/s. V místech křížení přívodního a odvodního potrubí bude přívodní potrubí situováno v horní části, odvodní ve spodní části.

1.6.2.1 ŠÍŘENÍ HLUKU

V této bakalářské práci šíření hluku není řešeno. Pro tlumiče hluku byl vyhrazen prostor patrný z výkresové dokumentace. Nejvyšší přípustná hladina hluku A je 50 dB. [3] Předpokládaná tlaková ztráta tlumiče na hlavním potrubí byla odhadnuta na 40Pa.

1.6.2.2 IZOLACE POTRUBÍ

Výpočet potřebné tloušťky izolace hlavního přívodního vzduchotechnického potrubí byl proveden pomocí online kalkulátoru. [12] Tloušťka izolace na přívodním potrubí byla stanovena na 20mm standardní minerální vlny.

1.6.3 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Pro účely návrhu vzduchotechnické jednotky je nutné znát tlakovou ztrátu hlavní větve potrubí. Celkové tlakové ztráty můžeme rozdělit na ztráty třením a ztráty místními odpory. [3]

$$\Delta p_z = \Delta p_{tř} + \Delta p_{\xi}$$

kde Δp_z je celková tlaková ztráta úseku [Pa]

$\Delta p_{tř}$ je tlaková ztráta třením [Pa]

Δp_{ξ} je tlaková ztráta místními odpory [Pa]

1.6.3.1 ZTRÁTY TŘENÍM

Ztráty třením byly pro účely bakalářské práce vypočítány z následujícího vztahu.

$$\Delta p_{tř} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot l$$

kde λ je součinitel tření [-], závisí na Re a drsnosti sten potrubí k

a) při laminárním proudění $\lambda = \frac{64}{Re}$

b) při turbulentním proudění se rozlišují dva případy

- s hydraulicky hladkými stěnami

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \Rightarrow \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8$$

- s hydraulicky drsnými stěnami

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \Rightarrow \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \cdot \log \varepsilon$$

kde ε je relativní drsnost potrubí

k je drsnost stěn potrubí

d je vnitřní průměr potrubí [m],

pro čtyřhranné potrubí se používá ekvivalentní průměr d_e

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$$

w je střední rychlost proudění [m/s]

ρ je měrná hmotnost kapaliny [kg/m³]

l je délka potrubí [m]

1.6.3.2 ZTRÁTY MÍSTNÍMI ODPORY

Pro získání hodnot ztráty místními odpory byl použit následující vztah. [3]

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

kde ξ je součinitel místního odporu [-],

pro jeho určení byl použit online kalkulátor [13]

w je střední rychlost proudění [m/s]

ρ je měrná hmotnost kapaliny [kg/m³]

V tabulce 1.13 jsou vypočteny tlakové ztráty hlavních větví vzduchotechnického potrubí

Výpočet tlakových ztrát p řívodního vzduchotechnického potrubí

posílkovaný ocelový plech k = 0.15 [mm]
 hustota vzduchu ρ = 1.2 [kg/m³]

úsek	Návrh potrubí					Vypočet potrubí					Vypočet potrubí							
	V [m³/h]	V [m³/s]	l [m]	W _{air} [m/s]	φD [mm]	DN [mm] A x B	d _e [mm]	W _{air} [m/s]	λ	R [Pa/m]	R [Pa]	Σξ	Z [Pa]	Σξ	Z [Pa]	Ri+z [Pa]		
1	267	0.0742	2.10	3	200	400	225	288	2.36	0.000750	0.016837	0.095	0.700	0.84	0.0198	0.0662	0.91	
2	534	0.1484	3.00	3	200	400	225	288	1.65	0.000521	0.016837	0.095	0.700	0.30	1.7848	2.9089	3.19	
3	1068	0.2967	4.20	3	200	400	225	288	2.35	0.000467	0.016433	0.170	0.72	0.697	2.1844	3.03	3.03	
4	1335	0.3708	4.20	3	200	400	225	288	2.94	0.000467	0.016433	0.170	0.72	0.538	1.7566	2.97	2.97	
5	1850	0.5139	4.20	4	250	400	225	311	4.11	0.000467	0.016433	0.231	0.83	0.504	1.1400	5.97	5.97	
6	2136	0.5933	2.60	4	250	400	225	311	4.71	0.000467	0.016433	0.231	0.83	0.286	3.9728	5.65	5.65	
7	2400	0.6667	1.60	4	250	400	225	311	4.17	0.000439	0.016207	0.096	2.38	0.275	9.2724	12.20	12.20	
8	3100	0.8611	3.60	5	300	400	225	342	5.39	0.000439	0.016207	0.096	2.38	0.529	9.2724	12.20	12.20	
9	4150	1.1528	4.80	5	300	400	225	342	4.57	0.000317	0.015929	0.160	1.92	0.5694	7.1464	9.07	9.07	
10	5200	1.4444	1.90	4	250	400	225	311	3.83	0.000317	0.015929	0.160	1.92	0.41	2.2467	3.66	3.66	
11	5950	1.6517	4.50	4	250	400	225	311	3.88	0.000278	0.014688	0.246	1.11	0.378	2.7490	6.32	6.32	
12	6950	1.9528	2.00	4	250	400	225	311	4.16	0.000278	0.014688	0.246	1.11	0.28	7.932	5.33	5.33	
13	8350	2.3472	1.30	4	250	400	225	311	4.46	0.000278	0.014688	0.246	1.11	0.223	2.8333	3.05	3.05	
14	9750	2.7417	1.20	5	300	400	225	311	4.72	0.000278	0.014688	0.246	1.11	0.219	2.9222	3.36	3.36	
15	7500	2.0833	0.65	5	300	400	225	311	5.24	0.000278	0.014688	0.246	1.11	0.262	4.3160	4.91	4.91	
16	11300	3.1389	7.10	6	350	400	225	342	6.54	0.000250	0.014363	0.614	4.36	0.988	25.3500	29.71	29.71	
17	12050	3.3472	3.00	6	350	400	225	342	6.97	0.000250	0.014363	0.614	4.36	2.10	0.764	27.911	24.39	24.39
18	12050	3.3472	2.80	5	300	400	225	311	4.96	0.000185	0.013478	0.243	0.85	5.278	82.268	82.25	82.25	

Tlumicí hluku 40.0
 Vstřet 25.0
 Celkem 276.7 Pa

Výpočet tlakových ztrát odvodního vzduchotechnického potrubí

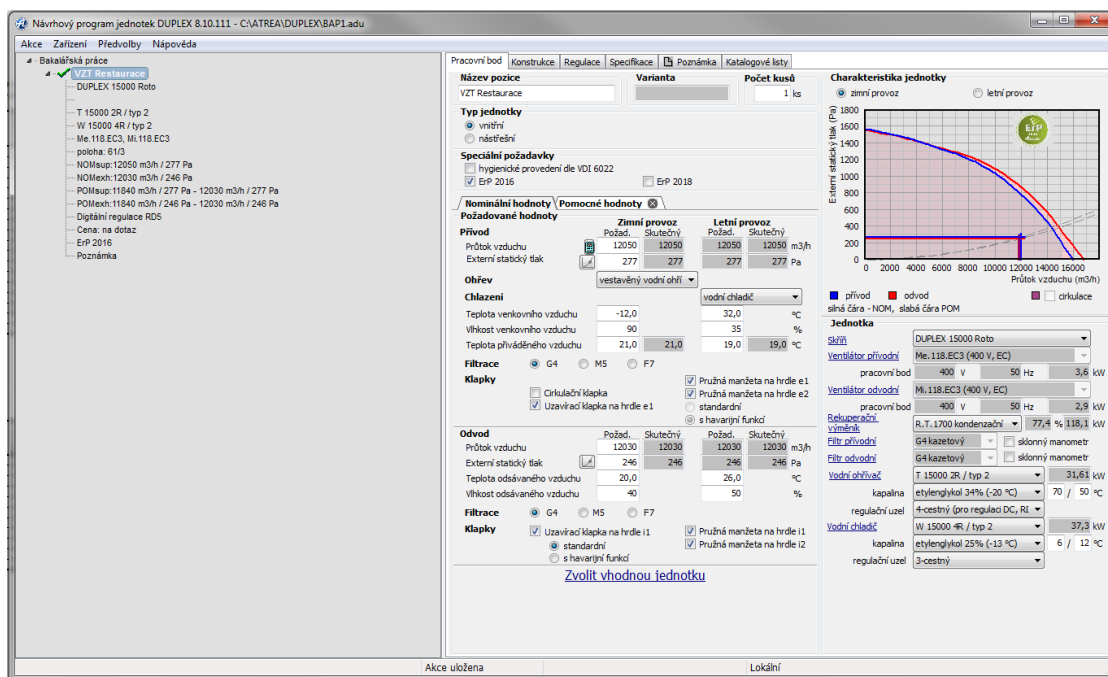
úsek	Návrh potrubí					Vypočet potrubí					Vypočet potrubí							
	V [m³/h]	V [m³/s]	l [m]	W _{air} [m/s]	φD [mm]	DN [mm] A x B	d _e [mm]	W _{air} [m/s]	λ	R [Pa/m]	R [Pa]	Σξ	Z [Pa]	Σξ	Z [Pa]	Ri+z [Pa]		
1	600	0.1667	6.20	3	250	710	225	342	3.40	0.000600	0.016207	0.124	0.12	4.34	1.678	11.6065	15.95	15.95
2	1200	0.3333	1.00	3	250	710	225	342	2.09	0.000439	0.016207	0.096	1.17	0.732	4.3025	3.81	3.81	
3	1800	0.5000	4.20	4	300	710	225	342	3.13	0.000439	0.016207	0.096	1.17	0.957	10.0000	13.02	13.02	
4	2400	0.6667	6.10	4	300	710	225	342	4.17	0.000439	0.016207	0.096	1.17	3.02	0.957	10.0000	13.02	13.02
5	3566	0.9906	1.60	4	300	710	225	342	3.10	0.000295	0.014867	0.168	0.27	0.693	0.3097	0.67	0.67	
6	4732	1.3144	3.00	4	300	710	225	342	4.11	0.000295	0.014867	0.168	0.27	0.89	0.3473	3.5269	4.42	4.42
7	5898	1.6383	0.60	4	300	710	225	342	4.12	0.000278	0.014688	0.278	0.17	0.3466	3.5110	3.70	3.70	
8	6648	1.8467	4.50	5	350	710	225	342	4.64	0.000278	0.014688	0.278	0.17	0.496	6.4197	8.01	8.01	
9	7048	1.9578	4.80	5	350	710	225	342	4.92	0.000278	0.014688	0.278	0.17	1.90	0.5458	7.9400	9.84	9.84
10	12050	3.3472	3.10	5	300	900	900	900	4.13	0.000167	0.013223	0.151	0.47	0.55	5.6352	6.10	6.10	
11	12050	3.3472	17.70	5	300	900	900	900	6.66	0.000188	0.013223	0.151	0.47	8.85	4.2639	113.4156	122.30	122.30

Tlumicí hluku 40.0
 Odřah 13.0
 Celkem 246.3 Pa

Tabulka 1.13 - Výpočet tlakových ztrát hlavní větve

1.6.4 VZDUCHOTECHNICKÁ JEDNOTKA

Z výše uvedených výpočtů byla sestavena vzduchotechnická jednotka pomocí návrhového softwaru firmy ATREA s. r. o. [14] Tento program umožňuje efektivní výběr nejvhodnějšího zařízení s eliminací chyb vzniklé sestavením nekompatibilních součástí vzduchotechnické jednotky. Výstupem z návrhového softwaru jsou h-x diagramy, schéma a specifikace jednotky, technický popis a požadavky na stavbu včetně rozměrového nákresu. Všechny tyto dokumenty jsou obsaženy v příloze bakalářské práce



Obrázek 1.4 - Návrhový software ATREA s. r. o.

Výsledkem je návrh větrací jednotky řady DUPLEX Roto 15000 pro vnitřní použití. Tyto jednotky mohou být díky rozsáhlé variabilitě uplatněny jak pro komfortní větrání, tak pro horkovzdušné vytápění, nebo chlazení různých provozů včetně restaurací.

Jedná se o vzduchotechnickou jednotku s kondenzačním rekuperačním výměníkem R.T. 1700. Ohřev vzduchu v zimním provozu je opatřen vodním ohřevačem T 1500 2R / typ 2 o výkonu 32kW při teplotním spádu 70/50 °C. Teplonosná látka je 34% roztok etylenglykolu pro teploty -20°C. Ohřivač je opatřen 4 – cestným regulačním uzlem. Pro letní provoz je jednotka opatřena vodním chladičem W 15000 4R / typ2 o výkonu 37kW při teplotním spádu 6/12°C ovládaný 3-cestným regulačním uzlem.

1.6.4.1 NAPOJENÍ VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY

Vzduchotechnická jednotka bude umístěna v 2.NP v místě původně určeným architektem. Vzhledem k rozměrům a odstupovým vzdálenostem kolem vzduchotechnické jednotky bylo nutné upravit půdorys. Prostor vyhrazený pro sklad nápojů byl přemístěn do místnosti 2.10 - kuchyň příprava. V zádveří původně plánované místnosti bude vybudován příruční sklad nápojů

Vzduchotechnické potrubí

Venkovní vzduch přiváděný do restaurace je nasáván na východní fasádě otvorem 700mm x 900mm, který bude zakryt nerezovou protidešťovou žaluzií. Vzhledem ke společnému překnutí prostoru jízdárny a hotelového komplexu membránou, není vhodné umístit nasávací jednotku nad střechu, kde může docházet ke shromažďování pachů. Z důvodu zabránění výraznějšímu šíření vibrací do potrubí jsou potrubí vzduchovodů připojeny přes pružné manžety na všech hrdlech

Odpadní vzduch bude vyveden potrubím o průměru 800mm ven z objektu na východní fasádu, kde bude sveden svisle dolů. Pod úrovní terénu dojde ke smíšení odpadního vzduchu ze všech provozů a následné vyfukování rozměrným čtyřhranným potrubím nad příjezdovou rampu do podzemních garáží. V potrubí bude zabudována zpětná klapka. Dle požadavků architekta tento systém vytváří charakteristický prvek hotelového komplexu.

Přiváděný vzduch k distribučním elementům bude po opuštění vzduchotechnické jednotky veden pod stropem a nejkratší cestou opouští technickou místnost.

Odváděný vzduch bude do technické místnosti přiváděn ve dvou potrubích, které se spojují ve spodní rohové části místnosti. Následně jsou odváděny do vzduchotechnické jednotky.

Požadavky na ostatní profese TZB

Ve spodní části vzduchotechnické jednotky nutno zajistit odvod kondenzátu. Sifon je součástí zařízení. Průměr potrubí je 32mm

K vodnímu ohřivači je nutno přivést topný výkon 31,6kW, na teplotním spádu 70/50 °C. Minimální průtok média je 1360 l/h. Připojení bude provedeno přes potrubí o vnitřním rozměru 1“.

Vodní chladič o výkonu 37,4kW bude připojen ke zdroji chladu o spádu 6/12 °C. Připojen bude potrubím o vnitřním rozměru 1“. Tlaková ztráta média bude ve výměníku 27kPa a ve ventilu 105kPa.

Ventilátory budou napojeny do sítě 400V. Vodiče budou navrženy na maximální příkon 5,4 kW a maximální proud 9,4 A

Veškeré požadavky na připojení vzduchotechnické jednotky jsou uvedeny v Technické specifikaci v příloze bakalářské práce.

1.7 VYTÁPĚNÍ – CHLAZENÍ

Z tabulky 1.10 – Objem přiváděného vzduchu do místnosti je patrné, že vzduchotechnické zařízení určené primárně k větrání není schopné ve všech místnostech pokrýt tepelné ztráty a tepelné zisky. Dimenzování vzduchotechnické jednotky na průtok vzduchu k těmto účelům by byl neekonomický. Pro dosažení požadované teploty interiéru v extrémních letních nebo zimních podmínkách budou v prostorách restaurace použity kazetové fan coil jednotky umístěné ve stropním podhledu. Do výměníku jednotky se přivádí studená/teplá voda kde dojde k předání tepla ze vzduchu nasávaného z místnosti. Ochlazený/ohřátý vzduch je následně vrácen zpět do místnosti. Vzhledem k požadovanému malému chladicímu výkonu vyplývajícího z různorodosti provozu restaurace se nepředpokládá stálý chod jednotek.

Rozmístění a počet fan coil jednotek je znázorněn ve výkresu 1- Rozmístění distribučních prvků v příloze.

1.8 ZÁVĚR

Výsledkem výpočtové části bakalářské práce je projekt vzduchotechniky restaurace hotelu jízdárny v Pardubicích. Cílem bylo dosažení optimálních mikroklimatických podmínek v extrémních letních a zimních podmínkách provozu. V této části byly vypočteny tepelné ztráty a tepelné zátěže jednotlivých místností. Následně byl stanoven optimální objem přiváděného vzduchu do prostorů s ohledem na produkci vodní páry a CO₂ při plné obsazenosti restaurace. Následoval výběr a rozmístění vhodných distribučních prvků s ohledem na dispozici restaurace a rychlosti proudění vzduchu v pobytové zóně a vytvoření sítě potrubí. K výběru vzduchotechnické jednotky byl použit software firmy ATREA s.r.o., díky kterému byla navržena jednotka DUPLEX 15000 Roto.

Původně plánovaný prostor pro vzduchotechnickou jednotku byl nedostatečně rozměrný vzhledem k odstupovým vzdálenostem a prostoru k dopojení potrubí. Z tohoto důvodu byl prostor pro vzduchotechniku zvětšen odstraněním nenosné příčky a propojením do vedlejšího skladu nápojů. Na jeho místě byl zřízen pouze malý příruční sklad. Hlavní sklad nápojů byl přesunut do místnosti 2.10 Kuchyně – příprava. Venkovní vzduch je nasáván na východní fasádě přes protidešťovou žaluzii, odpadní vzduch je odváděn potrubím po fasádě a vyfukován v dostatečné vzdálenosti od objektu. Po úpravách dispozice technické místnosti byla přesněji vypočtena tlaková ztráta v potrubí a navrženy odpovídající ventilátory jednotky. V poslední fázi návrhu byl určen druh a poloha kazetových fan coil jednotek sloužících k pokrytí teplotních výkyvů a komfortní regulaci teploty vzduchu v jednotlivých prostorech restaurace. Návrh všech zařízení byl proveden v souladu s platnými legislativními požadavky.

2 ROZŠIŘUJÍCÍ ČÁST

2.1 ÚVOD

Dalším významnou částí objektu, která se neobejde bez nuceného větrání, je kuchyně. Vzhledem k složitosti návrhu a chybějícím podkladům o zařízení kuchyně a jeho rozmístění, bude tato část řešena pouze teoreticky. Zmíním se o požadavcích na větrání kuchyní s ohledem na komfortní pracovní prostředí pro personál. Budu se zabývat umístěním prvků pro přívod a odvod vzduchu a způsoby větrání, kde uvedu příklad výpočtu dle platné legislativy.

2.2 VĚTRÁNÍ KUCHYNĚ RESTAURACÍ

Nutnost větrání kuchyní vyplývá z nadměrné produkce tepla, vodních par, pachů a při použití volných plynových hořáků i z nutnosti odvodu spalin. Tyto škodliviny zásadně zhoršují pracovní podmínky zaměstnanců, způsobují kondenzaci par na chladnějším povrchu, zvýšenou korozi, ale i množení mikroorganismů.

Dimenzování větrání se provádí pro průměrný režim provozu. Počítá se s tím, že v extrémních podmínkách mohou navrhované teploty a vlhkosti krátkodobě stoupnout. Pro dimenzování se vychází z maximální vnitřní teploty 28°C a relativní vlhkosti 70%. [2]

2.2.1 PROBLEMATIKA VĚTRÁNÍ KUCHYNÍ

V současné době je stav větrání v kuchyňských provozech velice často mimo zájem jejich provozovatelů. Ve většině případů, se primárně investuje do kvalitních varných zařízení, vybavení pro hosty a dalších prvků, aby vše bylo v souladu s platnými hygienickými předpisy. Ovšem vzduchotechnika bývá často zanedbávána, v řadě případů až v rozporu s platnými zásadami. V těchto situacích je větrání zajištěno nevhodně, nebo pouze provizorní opravou původního zcela nevyhovujícího zařízení. Nároky nových spotřebičů na umístění ale tuto situaci značně komplikují. Velice často se pak v praxi stává, že i v moderních kuchyních dochází ke kondenzaci vodních par a aerosolů na površích. Tím se vytváří příznivé prostředí pro tvorbu plísní, a naprosto nevhodné pracovní prostředí pro kuchaře.

Mezi nejčastější problémy ve vzduchotechnikách kuchyní je špatná instalace, nevhodné umístění větracích zařízení, úplná absence větracích zařízení, nebo větrací zařízení nejsou úmyslně užívány s ohledem na hlučnost, energetickou náročnost nebo průvan. Důsledkem je pak značný dyskomfort pro personál kuchyně. Při takto špatné navržené soustavě může dojít vlivem rozdílu tlaků k přivádění vzduchu z okolních místností, chodeb, restaurací, nebo až odtahů z WC a vestavěných plynových kotlů. V opačném případě pak dochází k přenosu znečištěného vzduchu z kuchyní dále do objektu. Kromě šíření zápachu do okolních místností pak také dochází k devastaci zařízení vlivem vlhkosti a možné tvorby plísní. Logickým důsledkem je pak nedýchatelný vzduch, nespokojenost návštěvníků i personálu.

Z těchto důvodů nemožnosti komfortního používání, až úplné dysfunkce ventilační jednotky, je nutno dbát především samotný koncepční návrh vzduchotechnického systému ve vztahu ke kuchyňským zařízením. Pravidelná a kvalitní údržba celého systému a používání a pravidelné čištění tkaninových tukových filtrů je základem správně fungujícího systému. [15]

2.2.2 NUCENÉ VĚTRÁNÍ

U malých kuchyní sloužících pro přípravu jídel pro přibližně 10 osob se připouštělo větrání přirozeným způsobem, nejčastěji okny nebo větracími šachtami. Dnes se už i u menších kuchyní požaduje minimálně podtlakové větrání, kdy se umísťuje odsávací zařízení nad sporáky. Tento způsob se používá jako součást větrání bytových jader, kdy je odsávání zajištěno malými ventilátory, nebo centrálně do odsávací šachty. Vzduch se do místnosti doplňuje větracími otvory ze sousedních prostorů, ventilačními štěrbinami v oknech, nebo přímo větracími prvky vyústěnými na fasádu. [2]

V naprosté většině kuchyní je však vyžadováno nucené větrání, kdy je potřeba zajistit odtah i přívod vzduchu mechanickým větracím zařízením s nutnou filtrací a ohřevem přiváděného čerstvého vzduchu, aby se zabránilo průvanu, nebo případnému ohrožení zdravotního stavu personálu. [20] Toto větrání se provozuje pouze čerstvým vzduchem – použití cirkulačního vzduchu není přípustné. [22] Preferuje se, aby celý systém byl zajištěn automaticky a nebyl závislý na vyhodnocení lidským faktorem. V naprosté většině kuchyní je nejvýznamnějším škodlivinou teplo vyprodukované při přípravě potravin. Z tohoto důvodu je vhodné zařadit do systému vzduchotechniky jednotku pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu, pro předehřev čerstvého přiváděného vzduchu. [15]

Při návrhu proudění vzduchu se předpokládá, že se větrací vzduch dokonale promísí se vzduchem ve větraném prostoru. Tento předpoklad však nelze téměř žádným způsobem distribuce splnit. Výměna vzduchu v prostorech je vždy nerovnoměrná a tím logicky způsobí, že v okolí vyústek bude koncentrace škodlivin nižší, než je průměrná. V sekundárních prouděch, které jsou indukovány primárními proudy vzduchu bude naopak koncentrace vyšší. Z tohoto důvodu je důležité, aby přívodní distribuční prvky byly v blízkosti pracovní oblasti. Nestačí tedy pouze dodržet intenzitu větrání, ale zvolit i vhodný rozvod vzduchu ve větraném prostoru s respektem k tlakovým poměrům v komplexu kuchyně. [16]

2.2.3 LEGISLATIVA

V současné době v České republice není platný žádný závazný předpis pro návrh vzduchotechniky kuchyní. V praxi se používají výpočty podle rychlosti v průřezu, nebo na hraně digestoře, případně tabulkový průtok vzduchu dle nomogramu výrobců prvků. Další nepřesnou metodou je navrhování podle intenzity objemové výměny vzduchu v místnosti. Všechny výše uvedené metody ale vedou k neekonomickému dimenzování.

V roce 1999 byla v SRN vydána směrnice VDI 2052 (aktualizovaná 03/2006), která exaktním způsobem stanovuje postup při navrhování odsávacího zařízení a způsob výpočtu průtoku. Tato směrnice se postupně stává standardem i v ČR. [15]

2.2.3.1 VDI 2052

Hlavní zásady návrhu větrání kuchyní podle směrnice VDI 2052:

- Směrnice je platná pro všechny kuchyně s příkonem instalovaných zařízení větším než 25 kW

- Vzduchotechnické potrubí pro větrání připraven, skladů a výdeje nesmí být sloučeno do společného odtahu s kuchyní, s dálkovým ovládním jednotlivých sektorů a s regulací otáček ventilátorů
- V kuchyních není povoleno použít cirkulaci vnitřního vzduchu
- Regulace otáček přívodních i odsávacích ventilátorů musí být shodná ve všech provozních režimech a vyrovnané v celé oblasti z důvodů zajištění rovnotlakého větrání.
- Motory ventilátorů zabudovaných v proudu odpadního potrubí, musí mít krytí min. IP 54
- Sací otvory venkovního vzduchu je nutno umístit alespoň 3m nad terén. Výfukové potrubí je doporučeno vyvést až nad střechu, nebo v dostatečné vzdálenosti s ohledem na směr větru, aby bylo zamezeno případnému nasávání odpadního vzduchu a zanášení pachů do oken.
- V určitých případech je nutno blokovat provoz plynových spotřebičů na provoz vzduchotechnického systému.
- Faktor současnosti provozu všech spotřebičů instalovaných v kuchyni se stanoví po dohodě s provozovatelem kuchyně s ohledem na předpokládanou zátěž. [15]

2.2.4 PŘÍVOD VĚTRACÍHO VZDUCHU

2.2.4.1 OBRAZY PROUDĚNÍ

Obrazy proudění jsou výchozím podkladem pro řešení rozvodu vzduchu v prostoru. Vyjadřují vizuální představu předpokládaného charakteru proudění. Jejich základem je představa o rychlostním a teplotním poli rozložení vzduchu ve větraném prostoru. Jejich charakter lze ovlivnit počtem, polohou a velikostí příváděcích otvorů a charakteru příváděného vzduchu. Výstupní rychlostí, turbulencí, hybností a teplotou. Nutno brát v úvahu, že obraz proudění bude při provozu kuchyně ovlivňován používáním spotřebičů.

Vhodné obrazy proudění lze vytvořit přívodem větracího neznečištěného vzduchu do pracovních míst směrem od personálu k digestoři. Hybnost konvektivního proudu je velmi malá, proto při přívádění čerstvého vzduchu k varné desce ze dvou stran, musí být průtoky vyvážené, aby nedošlo k vytlačování konvektivního proudu vzduchu z předpokládaného směru. [16]

2.2.4.2 ZPŮSOBY PŘÍVODU VZDUCHU

Nejpříjemnější způsoby přívodu vzduchu jsou takové, které vyvolávají směšování příváděného vzduchu s vnitřním vzduchem, nebo zaplavování přízemní vrstvy nad podlahou, kde se vlivem malých výšek stropu a relativně velkým rozdílem teplot uplatní vztahové síly. Při posuzování vhodnosti variant je třeba přihlídnout k stabilitě obrazu proudění na proměnný průtok vzduchu. [16]

a) Přívod směšováním

Tento způsob distribuce vzduchu se nejčastěji provádí mřížkami v boční stěně zákrytu. Přívod bývá zakončen děrovanou vyústkou se stabilizací proudu lamelami. Dosah proudu musí být kontrolován na stabilní přilnutí ke stropu, což u proměnného průtoku vzduchu může být problém. U sníženého stropu je možno přivádět vzduch

vířivými výústkami podstropním proudem. Aby nedocházelo k odklánění konvektivního proudu vzduchu, doporučuje se použít více menších distribučních prvků. Další výústky je pak vhodné umístit nad technologické linky a komunikační uličky. [16]

b) Přívod zaplavování

Druhý, elegantnější způsob výměny vzduchu, efektivněji snižuje zátěž teplem a škodlivinami. Konvektivními proudy jsou škodliviny unášeny pod strop, kde mají největší koncentraci a jsou odváděny nejlépe odsávacími stropy. Přívod musí být proveden proudy s malou rychlostí a hybností. Velkoplošné výústky je nejlepší umístit těsně nad podlahou. Nesmí však bránit hygienické úpravě podlahy. Z tohoto důvodu jsou použitelné pouze nerezové nebo z hliníkových slitin. Výstupní rychlost vzduchu by se měla pohybovat do 0,2 m/s. Další možnost umístění výústek je pod stropem u stěn, ale v tomto případě je vzduch kontaminován už primárním prostupem od stropu k podlaze. [15]

2.2.5 VÝPOČET VĚTRÁNÍ KUCHYNÍ DLE VDI 2052

2.2.5.1 PARAMETRY MIKROKLIMATU KUCHYNĚ

$t_{i,opt} = 18 \text{ až } 26 \text{ } ^\circ\text{C}$	optimální teplota vzduchu v obytném pásmu v extrémních podmínkách se připouští i 28°C [2] [16]
$w_{max} = 0,25 \text{ až } 0,45 \text{ m/s}$ 32°C)	přípustné rychlosti pro proudění vzduchu (pro $t_i = 18 \text{ až } 32^\circ\text{C}$)
$rh_{i,opt} = 80 \text{ až } 55\%$	optimální relativní vlhkost vzduchu (pro $t_i = 20 \text{ až } 26^\circ\text{C}$)
$x_{max} = 16,5 \text{ g/kg s.v.}$	maximální vlhkost odváděného vzduchu
$x_{opt} = 11,5 \text{ g/kg s.v.}$	optimální vlhkost vzduchu pro $rh = 65\%$
$A_{max} = 50 \text{ až } 60 \text{ dB}$	doporučená maximální hladina hluku v obytném pásmu

Vlivem sálavého účinku kuchyňského zařízení stoupá v jejich blízkosti teplota oděvu kuchařů až o více než 10°C . Z tohoto důvodu se připouští v oblastech kolem těchto zařízení vyšší rychlosti proudění větracího vzduchu až 1m/s [16]

Kuchyňská oblast	Tepelná kuchyňská zařízení	Elektrické a parní zařízení			Plynové zařízení		
		Produkce citelného tepla Q_e	Produkce latentního tepla Q_l	Produkce vlhkosti D	Produkce citelného tepla Q_e	Produkce latentního tepla Q_l	Produkce vlhkosti D
		W / kW	W / kW	g / (h kW)	W / kW	W / kW	g / (h kW)
Vaření paření dušení	Varné kotle a varné automaty	35	200	294	100	300	441
	Tlakové kotle	40	10	15	-	-	-
	Vysokotlaké pařáky (zásuvné)	25	200	294	-	-	-
	Vysokotlaké pařáky (průchodné)	25	200	294	-	-	-
	Horkovzdušné pařáky	120	180	265	150	180	265
Smažení grilování pečení	Výklopné pánve	450	400	588	450	450	630
	Smažicí, grilovací a rožní plotýnky	330	400	588	350	400	588
	Grily	700	175	257	720	200	294
	Smažicí a pečicí trouby	350	160	235	350	200	294
	Horkovzdušné spotřebiče	70	150	220	100	150	220
	Smažicí a grilovací automaty	250	230	338	-	-	-
	Automaty na omáčky	150	160	235	-	-	-
	Fritézy	90	700	1030	90	700	1030
	Fritovací automaty s odsáváním	50	100	147	-	-	-
	Fritovací automaty bez odsávání	50	550	808	-	-	-
Multifunkční spotřebiče, spotřebiče ke kvašení, roztávání, udržení tepla chlazení, zpracování, dopravě	Sporáky (*)	200	80	118	250	100	147
	Stolní vařiče	200	150	220	250	150	265
	Mikrovlnné spotřebiče	50	10	15	-	-	-
	Vodní lázně	125	200	294	195	220	323
	Teplé bufety a teplé skříně	350	-	-	350	-	-
	Chladničky (lokální)	700	-	-	-	-	-
	Kuchyňské stroje	175	-	-	-	-	-
	Dopravní zařízení (**)	1000	-	-	-	-	-
Oblast pro rozdělování stravy	Výdejní spotřebič teplé stravy	125	200	-	-	-	-
	Výdejní spotřebič studené stravy	700	-	-	-	-	-
	Odkládač nádobí	300	-	-	-	-	-
	Zařízení pro teplé nápoje	100	200	-	-	-	-

Tabulka 2.1- Produkce specifického citelného a latentního tepla a vlhkosti [15]

*) násobeno faktorem varné desky

a) elektrické a parní spotřebiče:	hromadná varná plotna	1,00
	keramická varná plotna	1,00
	indukční varné místo	0,35
	velkoplošné ocelové plotny	1,30
b) plynové spotřebiče:	otevřené varné místo	1,00
	žhavicí plotna	1,20
	keramická varná deska	0,80

2.2.5.2 ZÁSADY NÁVRHU VĚTRÁNÍ KUCHYNÍ

Základní požadavek při navrhování vzduchotechniky kuchyní, je dodržení vyrovnané bilance odsávaného a přiváděného vzduchu do kuchyně z důvodu vyloučení kontaminace vzduchu z přilehlých prostor. (Rovnotlaké větrání $\Sigma V_{ods} = \Sigma V_{př}$) Dalším požadavkem je limitní intenzita větrání, která má zamezit vzniku pocitu průvanu. $V_{př} < 90 \text{ m}^3 / (\text{m}^2 \text{h})$ [10]. Pracovní rozdíl teplot pro kuchyně se volí 8K. Útlum hluku musí být proveden tak, aby při vyšších nárocích hladina hluku nepřekročila 50dB, v běžných kuchyních je přípustné až 60dB [2]

Vzduchotechnická zařízení pro větrání skladů, připraven, nebo výdeje lze sloučit do společného odtahu s dálkovým ovládním jednotlivých sektorů s regulací otáček ventilátorů. Objem přiváděného a odváděného vzduchu musí být vyrovnané v celé kuchyňské oblasti. Vestavěné motory ventilátory musí mít krytí alespoň IP 54 s termokontakty, doporučuje se však použití ventilátorů s externě umístěnými motory.

Priváděný čerstvý venkovní vzduch by měl být nasáván minimálně 3m nad terénem, a dále podle doporučení prostupovat přes filtry F7 vybavené indikací znečištění. Přibližně každé 3m přívodního i odtahového potrubí musí být umístěny těsné revizní a čistící otvory. Odpadní výfukové potrubí se pak doporučuje vyvést nad střechu ideálně vnitřkem budovy s ohledem na vyloučení možného ovlivnění sousedních budov. V rozvodech je nutné zajistit odvod kondenzátu a do přívodního i odtahového potrubí je třeba instalovat těsné uzavírací klapky [15] [16]

Po vzájemné dohodě s provozovatelem je nutno omezit používání plynových spotřebičů. Pokud se v kuchyni takové spotřebiče vyskytují, je nutno zajistit aby nebylo možné spustit samostatně část vzduchotechniky, která zajišťuje odtah znehodnoceného vzduchu, a mohlo by dojít k odklonění plamene hořáků. Nelze připustit, aby takové plynové spotřebiče byly zaústěny do vzduchotechnického potrubí. Vždy je vyžadováno, aby plynové spotřebiče byly zaústěny do komína. [16]

2.2.5.3 USPOŘÁDÁNÍ KUCHYNĚ

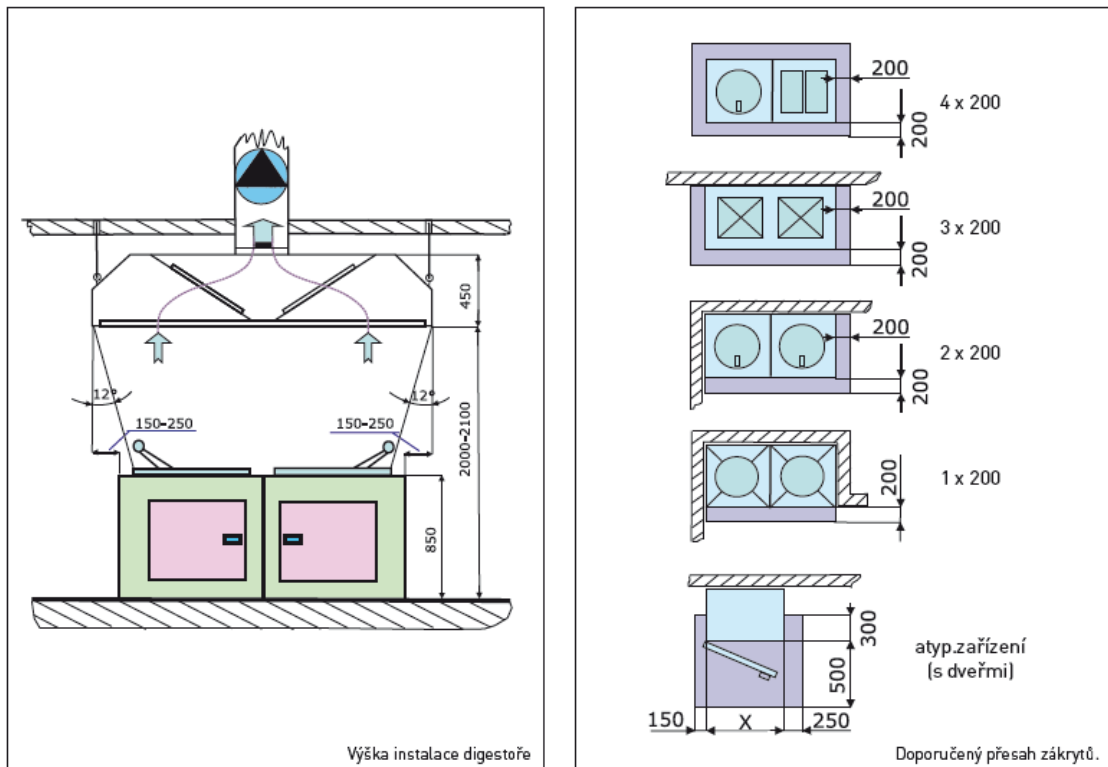
Samotný návrh provozního a technologického uspořádání gastronomického a kuchyňského zařízení v prostoru kuchyně má zásadní vliv na složitost vzduchotechnického vedení. Zpravidla se doporučuje maximální koncentrace kuchyňských zařízení s nutným odsáváním pod společný, většinou středový, zákryt. V případě že nelze tomuto požadavku vyhovět, je doporučeno alespoň kuchyňská zařízení uspořádat do skupin a vytvořit tzv. „varná centra“. Vše musí být v souladu s respektováním komunikačních a pomocných pracovních ploch a komfortem při používání sousedních zařízení. [15]

2.2.5.4 NÁVRH ODSÁVÁNÍ

V praxi se používají dva základní způsoby odsávání. Prvním je klasické lokální odsávání par při vaření digestoří, umístěnou přímo nad kuchyňským zařízením. Druhou možností je instalace odsávacího stropu SKV , kdy je z místnosti celoplošně odsáván znečištěný vzduch. [15]

Návrh odsávání digestoře

Rozměry digestoře by měly v půdorysu přesahovat při standardní výšce přes obrys kuchyňského zařízení minimálně 200mm, směrnice VID 2052 stanovuje ještě úhel 12° mezi horní hranou zařízení a krajem aktivního průřezu digestoře. Standardní výška spodní hrany se uvažuje 2,1m, aby byla zajištěna průchodná výška. U konvektomatů a jiných spotřebičů s předními dveřmi může digestoř přesahovat až o 500 mm před přední otvor, aby bylo možné zachytit dostatečné množství unikajících par. [15] [16]



Obrázek 2.1- Doporučené přesahy přes obrys kuchyňského zařízení [16]

Návrh odsávacího stropu SKV

Odsávací stropy lze rozdělit do několika typů. Jejich správný výběr závisí na výšce kuchyně, výšce nadpraží oken apod. Minimální výška spodní hrany odsávacího vzduchovodu je stanovena jako $h_{min} = 2100\text{mm}$ až 2300mm .

2.2.5.5 POSTUP VÝPOČTU

V současnosti většina výrobců vzduchotechnických zařízení poskytuje vlastní software, který je z hlediska návrhu rychlejší a přesnější. Např. návrhový program společnosti Atrea s. r. o. Drtivá většina těchto návrhových programů pracuje na principu výpočtu podle směrnice VDI 2052

1) Stanovení množství vznikajícího tepla Q_s [W] a vlhkosti D [g/h]

Pomocí tabulky 2.1 se stanoví produkce citelného tepla a vlhkosti od každého z kuchyňských spotřebičů podle typu a jejich štítkového příkonu [kW]. Následně se zohlední faktor současnosti φ dle požadavků provozovatele kuchyně. Nejčastější hodnoty jsou ($\varphi = 0,6$ až $0,8$)

$$Q_{s,k} = Q_s \cdot b \cdot \varphi$$

Kde b je stupeň zatížení. Uvažuje se $b = 0,50$ [-]

2) Termický proud vzduchu od jednotlivých zařízení V_{th} [m³/h]

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{1/3} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{5/3} \cdot r$$

Kde k je empiricky stanovený koeficient $k = 18$ [m^{4/3}W^{-1/3}h⁻¹]

$Q_{s,k}$ je celkové konvekční tepelné zatížení

z je účinná odsávací výška pro jednotlivé zdroje

$$z_i = h_i \cdot H_{0,i}$$

kde h_i je výška osávacího vzduchotechnického zařízení,

digestoř: $h = 2,1$ m

ostatní: $h = 2,5$ m

H_o je výška zdroje tepla nad podlahou [m]

d_{hydr} je hydraulický průměr jednotlivých zdrojů [m]

$$d_{hydr} = 2 \cdot L_o \cdot B_o / (L_o \cdot B_o)$$

kde L_o a B_o jsou půdorysné rozměry zdroje tepla [m]

r je polohový faktor, který zohledňuje postavení digestoře v prostoru

pro středové digestoře $r = 1,00$

pro nástěnné digestoře $r = 0,65$

pro digestoře uzavřené ze dvou stran (rohové) $r = 0,45$

pro digestoře ve výklenku (uzavřené ze 3 stran) $r = 0,3$

3) Množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů $V_{ods,dig}$, $V_{G,ods}$ [m³/h]

$$V_{ods,dig} = V_{th} \cdot a$$

Kde a je přírážkový faktor proudu termického vzduchu

pro zdrojové proudění – zaplavování $a = 1,05$ až $1,10$

pro směšovací proudění – bodový přívod $a = 1,20$ až $1,25$

Dále je nutné z kuchyně odsávat spaliny od instalovaných plynových spotřebičů pod digestořemi

$$V_{G,ods} = 1,35 \cdot P \cdot \varphi$$

kde P je instalovaný příkon plynových spotřebičů [kW]

4a) Množství odsávaného vzduchu z kuchyně digestořemi ΣV_{ods} [m³/h]

$$\Sigma V_{ods} = V_{ods,dig} + V_{th,ne} \cdot a$$

Kde $V_{ods,dig}$ je množství vzduchu odsávané digestořemi [m³/h]

$V_{th,ne}$ je množství vzduchu odsávané mimo digestoř [m³/h]

$$V_{th,ne} = k \cdot Q_{s,k}^{1/3} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{5/3} \cdot r$$

Pokud je $V_{th,ne}$ menší než 10% vzduchu odsávaného digestořemi ΣV_{ods} , odsávané množství vzduchu z prostoru je nutno zvýšit o množství V_a tak, aby bylo alespoň 10% z $\Sigma V_{ods,dig}$

$$\Sigma V_{th,ne} + V_a \geq 0,10 \cdot \Sigma V_{ods,dig}$$

4b) Množství odsávaného vzduchu odsávacím stropem $\Sigma V_{ods,stop}$ [m^3/h]

$$\Sigma V_{ods,stop} = a \cdot \Sigma V_{th}$$

5) Kontrola vlhkostní bilance

Stanovení nutného množství odváděného vzduchu V_{ods} [m^3/h]

$$V_{ods} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho}$$

kde Σm_d je součet předání vodní páry od kuchyňských zařízení [g/h]

$(x_{ods} - x_{př})$ je rozdíl měrných vlhkostí vzduchu. $x_{ods} < 16,5$ g/kg s.v.

ρ je objemová hmotnost vzduchu [kg/m^3]

6) Stanovení celkového množství přiváděného vzduchu do kuchyně $\Sigma V_{př}$ [m^3/h]

Aby bylo zabráněno samovolné šíření vzduchu z kuchyně do okolních prostorů, je žádoucí, aby byl v kuchyni vytvořen velice mírný podtlak. Zajišťuje se tak mírným zvětšením objemového průtoku odváděného vzduchu. Toto zvětšení by se mělo pohybovat v rozmezí 3% až 5% objemového množství přiváděného vzduchu.

V tomto okamžiku výpočtu již známe množství přiváděného a odváděného vzduchu, a je možno dimenzovat tukové filtry, případně i rekuperační výměníky.

7a) Tlaková ztráta digestoří [Pa]

Celková tlaková ztráta digestoří se stanovuje jako součet všech dílčích tlakových ztrát jednotlivých prvků digestoře pro stanovený průtok vzduchu.

- odtah vzduchu [Pa]

$$\Sigma \Delta p_{ods} = \Delta p_f + \Delta p_r + \Delta p_s$$

- přívod vzduchu [Pa]

$$\Sigma \Delta p_{př} = \Delta p_R + \Delta p_s + \Delta p_v$$

kde Δp_f je tlaková ztráta tukových filtrů

Δp_R je tlaková ztráta rekuperačního výměníku

Δp_s je tlaková ztráta na vstupních hrdlech $\Delta p_s = 25$ až 55 Pa

Δp_v je tlaková ztráta přívodních vyústek $\Delta p_v = 10$ až 40 Pa

7b) Tlaková ztráta odsávacích stropů

Celková tlaková ztráta přívodní a odtahové sekce se odvíjí od konkrétního typu a provedení odsávacího stropu. Vychází z rozměrů a členitosti stropu kuchyně, počtu přívodních a odvodních vzduchovodů, a počtu tukových filtrů. V praxi se k takovému výpočtu používají specifické softwary výrobců.

2.2.6 TUKOVÉ FILTRY

Úkolem tukových filtrů je zabránit pronikání tukových a olejových aerosolů do odsávaného potrubí během tepelné úpravy pokrmů (vaření, smažení, fritování...) Vhodné je jejich použití i do pekáren, udíren a především grilů.

Tukové lapače jsou součástí digestoří (zákrytů) a jsou vyjímatelné. Stupeň odloučení tukových a olejových částic u nerezových popř. hliníkových filtrů se pohybuje od 66% až do 92% dle typu filtru. Pokud není jiný požadavek, jsou filtry umístěny po celé ploše digestoře. [16] Kvůli snadné manipulaci by velikost filtrů neměla přesahovat 500 x 500mm. Poloha filtrů by z důvodů možného odkapávání tuku měla být v úhlu minimálně 45° s vodorovnou rovinou. Ideální je svislé umístění, kde se ve spodní části opatřují žlábkem. [2]

Tukové filtry vyžadují pravidelnou údržbu, aby nebyla snížena jejich účinnost, a stoupá jejich odpor. Intervaly mezi čištěním záleží na provozu. Obecně ale platí zásada, že čištění by mělo probíhat minimálně 2x měsíčně. Čištění se provádí běžnými čisticími prostředky. Pozornost je třeba věnovat u filtrů z hliníkového tahokovu, kde je zakázáno používat louhy a kyseliny, aby nedošlo k jeho poškození. [16]

2.2.7 EKONOMIE PROVOZU V KUCHYNÍCH

Ve většině případů není potřeba v kuchyni výměna vzduchu v plném rozsahu celého pracovního dne. Za pomoci regulačních klapek se servopohony je možné přeměřovat část, nebo celý objem vzduchu do jiných prostorů. V návrhu je třeba počítat s největším možným objemem a následně tento objem redukovat podle potřeby, aby zbytečně nevznikaly větší výměny vzduchu, než je žádoucí. Vhodným přeměřováním lze takto využívat vzduchotechniku na plný výkon, což se příznivě projeví na ekonomice provozu. Při návrhu je vhodné konzultovat časové využití prostorů s provozovatelem. V případě stanovení pracovních cyklů, je pak možné výkon přeměřovávat z jedné sekce do druhé. Např. příprava, kuchyně, výdej jídla, umývárna nádobí. Celé větrání je pak schopna zajistit společná jednotná strojovna, která svůj výkon přepíná podle časového plánu, automaticky nebo manuálně. Zde se nabízí jako výhodná varianta automatický regulační systém, který vyloučí chyby obsluhy a pracuje v závislosti na signály teplotních senzorů v jednotlivých provozech. [16]

2.3 ZÁVĚR

Rozšiřující část bakalářské práce byla zaměřena na problematiku větrání kuchyní. V úvodu byly zmíněny časté problémy vzduchotechnických systémů kuchyní, jejich příčiny a důsledky. Porovnal jsem výhodnost rovnotlakého větrání se zaměřením na obrazy proudění a vhodné upořádání prvků pro přívod a odvod vzduchu z prostoru kuchyně. Popsal jsem výhodnost větrání směřováním nebo zaplavováním. V další části jsem se pak věnoval návrhu větrání kuchyní dle legislativy. Uvedl jsem zásady návrhu vzduchotechniky dle VDI 2052 a postupy výpočtů pro návrh kvalitní vzduchotechniky odpovídající konkrétnímu provozu. Závěr rozšiřující části byl věnován tukovým filtrům a regulaci s ohledem na ekonomii provozu.

POUŽITÉ ZDROJE

LITERATURA

- [1] GEBAUER, Günter, Olga Rubinová a Helena Horká. *Vzduchotechnika*. Brno: ERA, 2005. ISBN 9788073660277.
- [2] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel Hemzal. *Větrání a klimatizace*. Praha: BOLIT-B press, 1993. ISBN 8090157408.
- [3] CIHELKA, Jaromír a kolektiv. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1985. ISBN 04-201-85.

LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY, NORMY

- [4] ČSN EN 12831. *Tepelné soustavy v budovách. Výpočet tepelného výkonu*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2005.
- [5] ČSN 73 0548. *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů*. Praha: Vydavatelství pro normalizaci a měření, 1985.

INTERNETOVÉ ZDROJE

- [6] Prostup tepla stavební konstrukcí. *TZB-info*. [online]. © 2001-2016 [cit. 2016-03-19]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/prostup-tepla-stavebni-konstrukci>
- [7] Okna a dveře. *TZB-info*. [online]. © 2001-2016 [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/okna-dvere>
- [8] Tepelné zisky od vnitřních zdrojů. *TZB-info*. [online]. © 2001-2016 [cit. 2016-04-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3065-tepelne-zisky-od-vnitrnich-zdroju>
- [9] SOLAŘ, Jaroslav. Tepelné zisky od vnitřních zdrojů. *TZB-info*. [online]. 7.6.2010 [cit. 2016-04-14]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/tepelne-izolace/6541-reseni-problematiky-povrchove-kondenzace-vodni-pary>
- [10] DOLEŽÍLKOVÁ, Hana. Bytové větrání ve vztahu k produkci CO₂, vlhkosti a škodlivin (II). *TZB-info*. [online]. 6.2.2006 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://stavba.tzb-info.cz/tepelne-izolace/6541-reseni-problematiky-povrchove-kondenzace-vodni-pary>
- [11] ZMRHAL, Vladimír a Miloš Lain. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (II). *TZB-info*. [online]. 23.4.2007 [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4077-prvky-vetracich-a-klimatizacnich-zarizeni-ii-1-cast>

- [12] VÝPOČET TLOUŠŤKY IZOLACE A TEPELNÝCH ZTRÁT POTRUBÍ. *QPRO*. [online]. © 2006-2016 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <http://www.qpro.cz/Tloustka-izolace-potrubi>
- [13] Tlaková ztráta místními odpory. *QPRO: Technika prostředí*. [online]. © 2006-2016 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://www.qpro.cz/Tlakova-ztrata-mistnimi-odpory>
- [14] Návrhový software. *ATREA s. r. o.*. [online]. © 1998-2016 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/cz/duplex-cz>
- [15] Větrání kuchyní. *Atrea*. [online]. © 1998-2016 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/cz/ke-stazeni-vetrani-kuchyni>
- [16] Katalogy. *Univent s. r. o.*. [online]. © 2006–2010 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <https://www.univent.cz/web/cs/web/ke-stazeni/katalogy>

TABULKY

Tabulka 1.1 Smluvní odpory při přestupu tepla [6]	12
Tabulka 1.2 Výpočet součinitele prostupu tepla U jednotlivých konstrukcí.....	12
Tabulka 1.3- Výpočet součinitele prostupu tepla výplň otvorů U_w	13
Tabulka 1.4 - Tepelné ztráty místností 2.NP	16
Tabulka 1.5 - Intenzity celkové sluneční radiace	17
Tabulka 1.6 – Intenzity sluneční radiace I_0	17
Tabulka 1.7 - Rovnocenné sluneční teploty vzduchu [5]	19
Tabulka 1.8 – Produkce tepla a vodní páry od lidí [5]	20
Tabulka 1.9 - Produkce tepla od osvětlení [5][3]	21
Tabulka 1.10 – Tepelné zisky místností 2.NP	22
Tabulka 1.11- Zdroje vodní páry a množství její produkce [9].....	23
Tabulka 1.12 - Objem přiváděného vzduchu do místností.....	25
Tabulka 1.13 - Výpočet tlakových ztrát hlavní větvě.....	29
Tabulka 2.1- Produkce specifického citelného a latentního tepla a vlhkosti [15].....	38

OBRÁZKY

Obrázek 1.1 Architektonický návrh	10
Obrázek 1.2 Koncept větrání budovy	11
Obrázek 1.3 - Oslunění výplně otvoru[5].....	18
Obrázek 1.5 - Návrhový software ATREA s. r. o.	30
Obrázek 2.1- Doporučené přesahy přes obrys kuchyňského zařízení [16]	40

SEZNAM PŘÍLOH

1. Technická zpráva
2. Technická specifikace
3. Výkres č. 1 – Rozmístění distribučních prvků
4. Výkres č. 2 – Návrh trasy VZT potrubí
5. Výkres č. 3 – Strojovna vzduchotechniky
6. Výkres č. 4 – Podélný řez A-A' VZT restaurace
7. Výkres č. 5 – Půdorys 2.NP - Restaurace
8. Výpočet tepelných ztrát
9. Výpočet tepelných zisků
10. Množství přiváděného vzduchu
11. Tlakové ztráty vzduchotechnického potrubí
12. Návrh Distribučních prvků
13. Skladby konstrukcí
14. Technický list – Mandík - Výust' s vířivým výtokem vzduchu
15. Technický list – Systemair - Perforated exhaust diffuser TSFI
16. Technický list – Systemair – Odvodní/Přívodní difuzory TFF-C
17. Technický list – Fan Coil jednotky Sinclair
18. Výkaz prvků