

**VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky**



**Vzduchotechnické zařízení pro krytý bazén a jeho
zázemí**

**Air Conditioning Equipment for In-door Swimming-
pool and its Rest Area**

Student:

Bc. Bartoš Ondřej

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Michael Lichý, CSc.

Ostrava 2010

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO v případě zájmu z její strany uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užití své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě 24.05.10



Bartoš Ondřej

Adresa trvalého pobytu:

Bc. Bartoš Ondřej

Mudr. Kepáka 1145/5

Lanžhot 691 51

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 24.05.10

Handwritten signature in cursive script, reading "Batis Ondrej".

podpis studenta

**Děkuji vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Michaelu Lichému,
CSc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky.**

Anotace diplomové práce

Větrání, klimatizace a odvlhčování krytého bazénu : katedra energetiky - 361, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, Vedoucí: Lichý, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem větrání, klimatizace a odvlhčováním bazénového komplexu. V práci je zpracován návrh a technické zdůvodnění vzduchotechnického zařízení dle platných norem a vyhlášek. Sociální zařízení větráno a částečně klimatizováno. Bar větrán a klimatizován. Bazénový prostor větrán a odvlhčován. Řešení zahrnuje i úsporu energie zpětným získáváním tepla z odváděného vzduchu.

V závěru bylo provedeno orientační vyčíslení investičních nákladů a přiložena je i výkresová dokumentace vzduchotechnického zařízení.

Annotation of Thesis

Bartoš O. Ventilation, air-conditioning system and dehumidifier in In-door Swimming-pool: Department of Power Engineering - 361, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2008, 51 p. Thesis, head: Lichý, M.

Thesis deal with proposal ex-venting, air-conditioning plus dehumidification Swimming-pool spaces. In work is processed proposal plus technical warrant air conditioning arrangement according to valid norms plus public notice. Settlement ex-venting plus in part air-conditioned. Bar ex-venting plus air-conditioned. Swimming-pool space ex-venting plus dessication. Solving includes and energy conservation backward obtaining warm from exhaust air.

At the close was effected orientation numeration capital expenditure plus enclosed is and design documentation air conditioning arrangement.

Seznam použité symboliky a značek

1. Úvod

2. Technické řešení

2.1 Technické řešení větrání sociálního zařízení

2.2 Technické řešení větrání a klimatizace baru

2.3 Technické řešení odvlhčování jednotka pro bazén

3. Návrh Vzduchotechnických zařízení

3.1 Návrh zařízení pro sociální zařízení

3.2 Návrh zařízení pro klimatizaci Baru

3.2.1 Výpočet tepelné zátěže

3.2.2 Výpočet objemového průtoku vzduchu z celkové tepelné zátěže

3.2.3 Výpočet chladícího a topného výkonu

3.3 Návrh zařízení pro odvlhčování bazénu

3.3.1 Množství odvlhčovacího výkonu

3.3.2 Množství větracího vzduchu

3.3.3 Výpočet chladícího a topného výkonu

4. Návrh vzduchotechnického potrubí

5. Tlakové ztráty vzduchotechnického potrubí

5.1 Tlakové ztráty třením

5.2 Ztráty místními odpory

5.3 Celková tlaková ztráta

5.4 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č. 1- větrání sociálního zařízení

5.5 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č.2 - větrání a klimatizace baru

5.6 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č.3 - Větrání a odvlhčování bazénu

6. Koncové prvky větracích a klimatizačních zařízení

6.1 Koncové prvky pro z.č.1 větrání sociálního zařízení

6.2 Koncové prvky pro z.č.2 klimatizace baru.

6.3 Koncové prvky pro z.č.3 větrání a odvlhčování bazénu

7. Vzduchotechnické jednotky

7.1 VZT jednotka pro větrání sociálního zařízení

7.2 VZT jednotka pro klimatizaci baru

7.3 VZT jednotka pro větrání a odvlhčování bazénu

8. Izolace, filtrace a protihluková opatření

8.1 Tepelná izolace

8.2 Protihluková opatření:

8.3 Filtrace

9. Ostatní profese

10. Investiční náklady

11. Závěr

12. Seznam použité literatury

13. Seznam příloh

Seznam použité symboliky a značek

A	vzdálenost mezi anemostaty	[m]
c_o	součinitel znečištění atmosféry	[-]
c₁	součinitel současnosti provozu	[-]
c₃	součinitel zatížení zařízení	[-]
c_{vz}	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J(kg.K⁻¹)]
H	výška stropu	[m]
H₁	vzdálenost mezi zónou pobytu a stropem	[m]
h_e	externí měrná entalpie	[kJ.kg⁻¹]
I_o	intenzita celkové sluneční radiace	[W.m⁻²]
k	součinitel prostupu tepla	[W.m⁻².K⁻¹]
l	délka potrubí	[m]
M	hmotnost obvodových stěn	[kg]
m	součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou	[-]
M_w	množství zkondenzované vody v chladiči	[kg.h⁻¹]
M_{w,os}	produkce vlhkosti od osob	[g.hod⁻¹]
n	počet osob	[-]
n_{ok}	počet oken	[-]
n_{vp}	počet vyústí pro přívod vzduchu	[-]
n_{v,od}	počet vyústí pro odvod vzduchu	[-]
P_{el}	výkon instalovaného zařízení	[kW]
p_{zm}	tlaková ztráta místní	[Pa]

Q_o	tepelný zisk okny	[W]
Q_t	produkce tepla	[W.m⁻²]
Q_v	tepelná zátěž od ventilátoru	[W]
Q_s	tepelný zisk stěnami	[W]
Q_{or}	prostup tepla radiací	[W]
Q_{ch}	chladicí výkon	[kW]
Q_{os}	tepelná zátěž od osob	[W]
Q_{sv}	tepelná zátěž od osvětlení	[W]
Q_{oh}	výkon ohříváče	[W]
Q_{zts}	součet tepelných ztrát	[W]
Q_{str}	prostup tepla stropem	[W]
Q_{tze}	celkový tepelný zisk od vnějších zdrojů tepla	[W]
Q_{tzc}	celkový tepelný zisk klimatizovaného prostoru	[W]
Q_{tzi}	celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla	[W]
R	měrná tlaková ztráta	[Pa. m⁻¹]
S_s	osvětlená plocha stěny	[m²]
S_{kl}	osvětlená plocha klubu	[m²]
S_{str}	plocha stropu	[m²]
s	součinitel stínění	[-]
t_{ch}	vypařovací teplota chladiče	[°C]
t_e	venkovní teplota vzduchu	[°C]
t_i	vnitřní teplota vzduchu	[°C]
t_p	teplota přiváděného vzduchu	[°C]

t_{ev}	teplota venkovního vzduchu v hodině výpočtu	[°C]
$t_{r\psi}$	rovnocenná sluneční teplota v době o Ψ dřívější	[°C]
t_{rm}	prům. rovnocen. sluneční teplota vzduchu za 24hod.	[°C]
V_p	celkový průtok vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
V_e	průtok vnějšího vzduchu do sálu	[m ³ .s ⁻¹]
V_L	množství infiltrovaného venkovního vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
V_{od}	průtok odváděného vzduchu ze sálu	[m ³ .s ⁻¹]
V_{ob}	oběhový vzduch	[m ³ .s ⁻¹]
V_{p1}	množství přiváděného vzduchu na jednu vyúst'	[m ³ .s ⁻¹]
V_{od1}	množství odváděného vzduchu na jednu vyúst'	[m ³ .s ⁻¹]
$V_{o,wc}$	množství odváděného vzduchu ze soc. zařízení	[m ³ .s ⁻¹]
w_v	rychlost vzduchu v odsávacím ventilu	[m.s ⁻¹]
w_L	střední rychlost proudění na stěně	[m.s ⁻¹]
w_{H1}	rychlost vzduchu ve výšce H1	[m.s ⁻¹]
w_{max}	max. doporuč. rychlost vzduchu na odvodu	[m.s ⁻¹]
Δt	max. překročení sledované teploty	[K]
Δt_p	pracovní rozdíl teplot	[K]
Δp_t	tlaková ztráta třením	[Pa]
Δp_m	tlaková ztráta místním odpory	[Pa]
Δp_c	celkový tlak ventilátoru	[Pa]
Δp_z	celková tlaková ztráta	[Pa]

1. Úvod

Stále se zvyšující požadavky na způsoby prováděných stavebních konstrukcí – snižování jejich provzdušování (zateplením, moderními okenními systémy) vedou k tomu, že se snižuje míra výměny vzduchu v interiéru, která již nevyhovuje hygienickým zásadám. Zvyšuje se vlhkost vzduchu a dochází ke kondenzaci vodních par. To má za následek, že je ovlivněn nejen vzhled a trvanlivost vnitřní stavební konstrukce, ale také zvýšený výskyt plísní, které mají negativní účinek na lidské zdraví.

Pořád platí, že kvalita vzduchu v budovách je všeobecně horší než kvalita vzduchu venkovního a větrání čerstvým venkovním vzduchem je pro lidské zdraví nepostradatelné a ničím nezastupitelné.

Úlohou klimatizační techniky je zabezpečit požadovaný stav vzduchu v interiérech a dodržovat jej nezávisle na působení faktorů vnějšího prostředí v dané lokalitě, jako jsou teplota a vlhkost vnějšího vzduchu, oslunění, směr a rychlost větru apod., s ohledem na druh konstrukce budovy a způsob jejího využívání.

Požadované parametry interiérového vzduchu jsou stanoveny dle platných norem a vyhlášek. Bar bude klimatizován, sociální zařízení větráno a bazénový prostor odvlhčován. Při návrhu je respektován požadavek nízké energetické náročnosti i úspora energie zpětným získáváním tepla z odváděného vzduchu ve všech zařízeních z důvodu snížení provozních nákladů.

Moje diplomová práce se zabývá návrhem vzduchotechnického zařízení pro objekt krytý bazén. Komplex se skládá: Bazénový prostor s celkovou plochou bazénu 68 m², baru a sociálního zařízení.

2. Technické řešení

Návrh větrání a klimatizace předmětných prostor vychází ze stavební dispozice a požadavků na pohodu prostředí v jednotlivých prostorech zadaných uživatelem. Při návrhu bylo důsledně dbáno, aby prostory s odlišnými provozními podmínkami byly od sebe odděleny i po stránce vzduchotechniky. Místa výfuku odpadního vzduchu jsou dispozičně situována tak, aby nemohlo dojít ke zpětnému ovlivňování vnitřních prostor. Pro rozvod vzduchu se počítá s nízkotlakým systémem. Jelikož se jedná o stavbu energeticky náročnou, je v tomto projektu ve všech případech, navrženo využití odpadního tepla ze vzduchu v deskových výměnících tepla (rekuperační výměník) vzduchotechnických jednotek. Centrální zařízení navržené na obsluhu objektu jsou pro sociální zařízení a bazén v technických místnostech, jednotka na klimatizaci baru je umístěna na severovýchodní straně budovy.

2.1 Technické řešení větrání sociálního zařízení.

Požadovaného stavu vnitřního vzduchu v prostorách sociálního zařízení (dle ročního období) je dosaženo jeho úpravou ve vzduchotechnické(VZT) jednotce se zpětným získáváním tepla. Zařízení je umístěno v Technické místnosti. Jednotka je ve vnitřním podstropním provedení, vybavena: deskovým výměníkem tepla, ventilátory pro přívod a odvod vzduchu, vodní ohřívač (Pokrývá pouze tepelné ztráty větráním), vodní chladič (Pokrývá pouze tepelné zisky větráním) filtr přívod EU 4 odvod EU 4. Z každé strany od jednotky jsou osazeny dvě pružné manžety a dva buňkové tlumiče hluku. Izolace: přívodní větev bude izolována celá. Odvodní je izolována od prostupu VZT potrubí z prostoru šaten až po výfuk odváděného vzduchu. Aby nedošlo ke kondenzaci vodní páry v potrubí a nedocházelo k tepelným ztrátám kvůli zpětnému získávání tepla (ZZT).

Nasávání vzduchu probíhá přes protidešťové žaluzie - rychlost nasávání do 3 m/s, aby nedošlo k nasávání dešťových kapek. Rychlost proudění vzduchu v hlavních větvích je 3,5-4,5 m/s. Distribuce a odvod vzduchu v prostorách WC zajišťují talířové ventily DAVBR. Přívod vzduchu do sprch a šaten zajišťují vířivé vyústě VVM, a odvod talířové ventily DVS. Napojení koncových elementů se řeší přes flexibilní potrubí. Množství větraného vzduchu je stanoveno dle hygieny. Aby nedocházelo ke vnikání znehodnoceného vzduchu do ostatních prostor komplexu, pracuje toto zařízení s 15% podtlakem. Vnitřní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro vnitřní prostor činí $L_{Aeq} = 40$ dBa. Venkovní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro venkovní prostor činí $L_{Aeq} = 50$ dBa.

2.2 Technické řešení větrání a klimatizace baru

Požadovaného stavu vnitřního vzduchu v prostorách baru (dle ročního období) je dosaženo jeho úpravou ve vzduchotechnické (VZT) jednotce se zpětným získáváním tepla. Zařízení je ve venkovním provedení umístěno vedle východní venkovní stěny budovy. Jednotka je vybavena deskovým výměníkem tepla, ventilátory pro přívod a odvod vzduchu, vodním ohříváčem (Pokrývá pouze tepelné ztráty větráním), přímým chlazením ve výparníku, filtrem pro přívod EU 4 a odvod EU 4. Z každé strany od jednotky dvě pružné manžety a dva buňkové tlumiče hluku. Izolace: přívodní větev bude izolována celá. Odvodní je izolována od prostupu VZT potrubí z prostoru baru až k jednotce, aby nedocházelo k tepelným ztrátám v potrubí kvůli ZZT.

Nasávání vzduchu probíhá přes nasávací hlavice, rychlost nasávání do 3 m/s, aby nedošlo k nasávání dešťových kapek. Rychlost proudění vzduchu v hlavních větvích 4 m/s. Distribuce a odvod vzduchu v prostorách baru zajišťují vířivé vyústě VVM rozmístěné tak, aby byla optimální rychlost a

směr proudění vzduchu v prostorách pohybu lidí. Napojení koncových elementů je řešeno přes flexibilní potrubí. Množství větraného vzduchu se stanovuje dle tepelné zátěže klimatizovaných prostor. Jedná se o rovnotlakévětrání. Vnitřní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle nařízení vlády. Nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku A pro vnitřní prostor činí $L_{Aeq} = 40$ dBa. Venkovní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády, nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku A pro venkovní prostor činí $L_{Aeq} = 40$ dBa.

2.3 Technické řešení odvlhčování jednotka pro bazén

Požadovaného stavu vnitřního vzduchu v prostorách baru (dle ročního období) je dosaženo jeho úpravou ve vzduchotechnické (VZT) jednotce se zpětným získáváním tepla. Zařízení je umístěno v technické místnosti č 2. Jednotka je vybavena deskovým výměníkem tepla, ventilátory pro přívod a odvod vzduchu, vodním ohříváčem (Pokrývá pouze tepelné ztráty větráním) a přímým chlazením ve výparníku, filtrace bude G4. Z každé strany od jednotky jsou dvě pružné manžety a dva tlumiče hluku do čtyřhranného potrubí IAA. Izolace: přívodní větev bude izolována celá. Odvodní je izolována celá.

Nasávání vzduchu probíhá přes protidešťové žaluzie - rychlost nasávání do 3 m/s aby nedošlo k nasávání dešťových kapek. Rychlost proudění vzduchu v hlavních větvích je 3,5-4,5 m/s. Distribuci vzduchu v prostorách baru zajišťují lineární vyústě LD-14/4, rozmístěné tak, aby proud vzduchu dopadal na okna v bazénu (nedocházelo ke kondenzaci na skle) a byla optimální rychlost a směr proudění vzduchu v prostorách pohybu lidí. Napojení koncových elementů je řešeno přes flexibilní potrubí. Množství větraného vzduchu se stanoví dle produkce vlhkosti v prostorách bazénu a je udržován 15 procentní podtlak, aby nedocházelo k vnikání vlhkého vzduchu do ostatních prostor komplexu . Vnitřní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro

vnitřní prostor činí LAeq = 40 dBa. Venkovní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro venkovní prostor činí LAeq = 50 dBa.

3. Návrh Vzduchotechnických zařízení

3.1 Návrh zařízení pro sociální zařízení.

Postup návrhu: musím zjistit množství větracího vzduchu a potřebné topné i chladicí výkony k úpravě vzduchu. Také určit třídy filtrace. Spočítat tlakovou ztrátu potrubí a z těchto parametrů následně popsat jednotku u výrobce.

3.1.1 Množství větracího vzduchu pro sociální zařízení.

Množství přiváděného vzduchu pro sociální zařízení je vypočítáno dle doporučené dávky čerstvého vzduchu, kterou předepisuje nařízení vlády č. 361/2007 , tabulka 3.1.

Tab. 3.1 Doporučené dávky čerstvého vzduchu

Místnost	Množství	Jednotka
Záchod – 1 pisoár	25	m ³ /h
Záchod - 1 kabina	50	m ³ /h
Umývárna - 1 umyvadlo	30	m ³ /h
Umývárna - 1 sprcha	150	m ³ /h
Šatna - 1 šatní místo	20	m ³ /h

lit. [1]

Celkový objemový průtok odváděného vzduchu pro šatnu a sprchy

$$\dot{V}_p = n * \dot{V}_{min} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3.1)$$

$$\dot{V}_p = 4 * 50 + 4 * 25 + 6 * 150 + 10 * 20$$

$$\dot{V}_p = 1400 \text{m}^3 / \text{h}$$

Kde n ...počet zařizovacích předmětů [-]

V_{min} ...min dávka čerstvého vzduchu [m^3/h]

Dle výpočtu tedy bude přivodní vzduch $\dot{V}_p = 1400 \text{m}^3 / \text{h} = 0,388 \text{m}^3 / \text{s}$, systém bude pracovat s 17% podtlakem aby nedošlo vnikání vlhkého vzduchu do ostatních prostor komplexu → Odvodní vzduch $\dot{V}_o = 1650 \text{m}^3 / \text{h} = 0,461 \text{m}^3 / \text{s}$

lit. [1]

3.1.2 Výpočet chladicího a topného výkonu

Chladicí a topný výkon bude pokrývat tepelnou ztrátu a tepelné zisky pouze větráním tzn. že přivodní vzduch bude o stejné teplotě jako teplota větraných prostor .

Parametry topné a chladicí vody:

- chlazení – studená voda – teplotní spád 6/12 °C
- vytápění – teplá voda – teplotní spád 80/60 °C

Letní provoz- výpočet chladicího výkonu

Výpočet proveden pro nejteplejší měsíc v roce tj. Červenec

Výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- venkovní výpočtová teplota - t_e = 32°C
- venkovní výpočtová měrná entalpie - h_e = 57kJ/kg

- venkovní výpočtová relativní vlhkost - $\varphi_i = 33\%$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 26^\circ\text{C}$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 26^\circ\text{C}$

Střední povrchová teplota chladiče je 9° (Vodní chlazení-teplotní spád $6/12^\circ\text{C}$)

Chladicí výkon se následně určí ze vztahu:

$$Q_{chl} = V_p * \rho_{vz} * \Delta h_{chl} \quad [\text{kW}] \quad (3.2)$$

Práce s h-x diagramem: [příloha č.4]

1) Zakreslím stav venkovního vzduchu [E]

$$- (t_e = 32^\circ\text{C}, h_e = 57,35 \text{ kJ.kg}^{-1})$$

2) Zakreslím povrchovou teplotu chladiče [CH]

$$- (t = 9^\circ\text{C}, \varphi = 100\%)$$

3) Zakreslím stav vzduchu po chlazení [P]. Stav vzduchu P přivádím do

větraných prostor a jeho teplota je stejná jako teplota větraných místností, protože nepokrývám tepelné zisky prostor, pouze tepelné zisky větráním.

Pracovní rozdíl teplot $\Delta t_p = 0$. Měrná vlhkost větraného prostoru: při dané výměně vzduchu: vnitřní vlhkost nepřekročí předepsanou hodnotu. Všechny vlhký vzduch odvede větrací zařízení.

4) Z h-x diagramu odečtu Δh_{chl} a vypočítám potřebný chladicí výkon:

$$\Delta h_{chl} = h_E - h_P$$

$$\Delta h_{chl} = 57 - 49$$

$$\Delta h_{chl} = 6 \text{ kJ} * \text{kg}_{s.v}^{-1}$$

Potom:

$$Q_{chl} = V_p * \rho_{vz} * \Delta h_{chl}$$

$$Q_{chl} = 0,388 * 1,2 * 6$$

$$Q_{chl} = 2,8 \text{ kW}$$

Zimní provoz- výpočet topného výkonu

Pro dimenzování VZT zařízení pro zimní období: teplota přiváděného vzduchu bude stejná jako teplota větraných místností. Pokrývám pouze tepelnou ztrátu větráním. Tepelná ztráta budovy bude pokryta topením.

Zimní výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- venkovní výpočtová teplota - $t_e = -15^\circ\text{C}$
- venkovní výpočtová vlhkost - $\varphi_e = 100\%$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 24^\circ\text{C}$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 24^\circ\text{C}$

Práce s h-x diagramem:

[příloha č.5]

1) Zakreslím stav venkovního vzduchu [E] - ($t_e = -17^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$)

2) Zakreslím stav venkovního vzduchu po ohřátí v rekuperátoru [Er]-

$$(t_r=8,35^\circ\text{C}) \quad t_r = \eta_r * (t_i - t_e) + t_e = 0,65 * (24 + 17) - 17 = 8,35^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

η_r - účinnost deskového výměníku tepla

3) Zakreslím stav vzduchu za ohřivačem [OH]

Teplota přiváděného vzduchu bude stejná jako teplota vnitřního prostředí to je pro zimní období $t_p = 24^\circ\text{C}$.

4) Z h-x diagramu odečtu Δt_{oh} a vypočítám potřebný výkon ohřivače:

$$\Delta t_{oh} = t_{oh} - t_r$$

$$\Delta t_{oh} = 24 - 8,35$$

$$\Delta t_{oh} = 15,65^\circ\text{C}$$

Pak:

$$Q_{oh} = V_p * \rho_{vz} * c * \Delta t_{oh}$$

$$Q_{oh} = 0,388 * 1,2 * 1010 * 15,3$$

$$Q_{oh} = 8800 \text{ W} = 8,8 \text{ kW}$$

3.2 Návrh zařízení pro klimatizaci Baru

Postup návrhu: musím zjistit tepelnou zátěž (TZ) větraného prostoru. Z TZ spočítám množství větracího vzduchu a potřebné topné i chladicí výkony a množství vody k úpravě vzduchu. Určím třídy filtrace, spočítám tlakovou ztrátu potrubí. Z těchto parametrů následně poptám jednotku u výrobce.

Postup návrhu: musím zjistit množství větracího vzduchu a potřebné topné i chladicí výkony k úpravě vzduchu. Určím třídy filtrace, spočítám tlakovou ztrátu potrubí a z těchto parametrů následně poptám jednotku u výrobce.

3.2.1 Výpočet tepelné zátěže

Výpočet tepelné zátěže se provádí dle normy ČSN 73 0548 lit.[16]

Letní výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- externí teplota vzduchu - $t_e = 32^\circ\text{C}$
- externí měrná entalpie - $h_e = 57 \text{ kJ/kg}$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- maximální vnitřní teplota - $t_i = 26^\circ\text{C}$
- relativní vlhkost vzduchu - $\varphi_i = 35 \%$

Tepelné zisky od vnitřních zdrojů

Výpočet tepelné zátěže se provádí dle normy ČSN 73 0548

a) od osob - (pro teplotu vnitřního vzduchu $t_i = 26^\circ\text{C} \Rightarrow Q_t = 62 \text{ W}$)

$$Q_{os} = 6,2 * (36 - t_i) * n$$

(3.4)

kde:

t_i maximální interní teplota vzduchu [°C]

n počet osob (16 lidí)

$$Q_{os} = 6,2 * (36 - t_i) * n$$

$$Q_{os} = 6,2 * (36 - 26) * 16$$

$$Q_{os} = 992W$$

lit. [2]

b) od osvětlení

Tepelné zisky od osvětlení jsem určil dle osvětlené plochy a typu osvětlení.

Osvětlená plocha baru: $S_{bar} = 55 m^2$

Doporučené intenzity osvětlení: lit.[2]

Odpovídající produkce tepla:

- typ osvětlení -> žárovky (20-30 W.m⁻²) => volím produkci tepla: $Q_t = 20 W.m^{-2}$

$$Q_{sv} = S_{bar} * Q_t$$

$$Q_{sv} = 55 * 20$$

$$Q_{sv} = 1100W$$

(3.5) lit. [2]

c) od ventilátoru

$$Q_v = \frac{V_p * \Delta p_c}{\eta_m * \eta_v}$$

(3.6)

kde:

V_p průtok vzduchu ventilátorem [m³.s⁻¹]

Δp_c celkový tlak ventilátoru [Pa]

η_m účinnost elektromotoru [%]

η_v účinnost ventilátoru

- teoretický průtok vnějšího vzduchu V_p : dle doporučené výměny 10 1/h.
Objem baru $V=143m^3$

$$\Rightarrow V_p = 143 * 10 = 1430 m^3 * h^{-1} = 0,388 m^3 * s^{-1} \quad (3.7)$$

(Δp_c určím odhadem $\Rightarrow \Delta p_c \approx 300 \text{ Pa}$)

Pak:

lit. [2]

$$Q_v = \frac{V_p * \Delta p_c}{\eta_m * \eta_v} = \frac{0,388 * 300}{0,8 * 0,7} = 208 W$$

η_v – uvádí katalogu výrobce

Celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla:

$$Q_{tzi} = Q_{os} + Q_{sv} + Q_v$$

$$Q_{tzi} = 992 + 1100 + 208$$

$$Q_{tzi} = 2300 W$$

(3.8)

Tepelné zisky od vnějších zdrojů

Výpočet se provádí dle normy ČSN 73 0548.

Do výpočtu tepelných zisků jsou zahrnuty: zisky okny a střechou. Vnější obvodová stěna je skoro celá prosklená, tzn. tepelné zisky by činily kolem 20 W a proto o nich ve výpočtu neuvažují. Tepelné zisky ze sousedních místností nejsou a to kvůli stejné teplotě okolních prostor. Pouze teplota v bazénovém prostoru bude o 4 °C vyšší než teplota klimatizované místnosti. Tepelné zisky prostupem stěnou by činily asi 100 W => zohledním při zaokrouhlování tepelných zisků

a) Tepelné zisky okny

Výpočet se skládá ze dvou složek:

Tepelné zisky = prostup tepla konvekcí + prostup tepla sluneční radiací

$$Q_o = Q_{ok} + Q_{or}$$

Okna: Jednoduché okno dvojitě zasklené, mezera menší než 10mm

lit. [2]

- součinitel prostupu tepla $k_o = 3,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- 4x okna + 2x prosklené zatahovací dveře (o stejném rozměru jako okna) takže počítám 6 oken (orientace - severozápad)
- rozměr - $l_a \times l_b$ (900/2000 mm) : $S_{ok} = 0,9 \times 2 = 1,8 \text{ m}^2$
- celkový součinitel stínění: dvojitě sklo - $s = 0,9$
- nejsou vybaveny žádnými stínícími prvky, pouze osazeny mřížemi

Provozní doba baru: denně - od 9-00 do 21-00 hod.

Teplota venkovního vzduchu t_{ev} : (pro 21. červenec)

- orientace oken na severozápad (SZ) - v 15-00 - $t_{ev} = 32 \text{ °C}$

Prostup tepla konvekcí orientace SZ

lit. [2]

$$Q_{ok} = k_o * n_o * S_{ok} * (t_{ev} - t_i) \quad (3.9)$$

kde:

**k_o součinitel prostupu tepla oknem
[$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]**

n_{ok} počet oken

S_{ok} plocha okna i s rámem [m²]

t_{ev} teplota venkovního vzduchu [°C]

t_i vnitřní teplota [°C]

Orientace - SZ stěna:

$$Q_{ok} = k_o * n_o * S_{ok} * (t_{ev} - t_i)$$

$$Q_{ok} = 3,7 * 6 * 1,9 * (32 - 26)$$

$$Q_{ok} = 253 \text{ W}$$

Lit. [2]

Prostup tepla sluneční radiací

U oken nepočítám se slunolamy a ani s hloubkou parapetu, potom platí:

$$Q_{or} = S_{os} * n_o * I_0 * c_0 * s \quad (3.10)$$

kde:

S_{ok} plocha okna včetně rámu [m²]

n_o počet oken

I_0 intenzita celkové sluneční radiace - pro 21. červenec: [W.m⁻²]

SZ strana: v 15 hodin - $I_0 = 217 \text{ W.m}^{-2}$

c_o - souč. znečištění atmosféry (pro průmysl. a velkoměst. oblasti - $c_o = 0,85$)

s součinitel stínění (dvojitě sklo bez stínění - $s = 0,9$)

a) SZ – 6 ks oken

$$Q_{or1} = S_{os} * n_o * I_0 * c_0 * s$$

$$Q_{or1} = 1,8 * 6 * 217 * 0,85 * 0,9$$

$$Q_{or1} = 1860W$$

(3.11) lit. [2]

Snížení zisků vlivem akumulace:

$$\Delta Q = 0,05 * M * \Delta t$$

(3.12)

kde:

M -hmotnost obvodových stěn [kg]

Δt -max. přípustné překročení sledované teploty v klimatiz. prostoru [~ 2K]

U stěny tloušťky větší než 0,16 m se uvažuje pro akumulaci hmotnost stěny o tloušťce nejvíce 0,08 m, jeli na podlaze koberec, uvažuje se L' hmotnosti podlahy.

Hmotnost akumulčních ploch:

lit. [2]

$$m = m_{\text{podlahy}} + m_{\text{stropu}} + m_{\text{obv.stěbv}}$$

$$m = 10340 + 2750 + 6260$$

$$m = 19350 \text{ kg}$$

(3.13)

Pak:

$$\Delta Q = 0,05 * M * \Delta t$$

$$\Delta Q = 0,05 * 19350 * 1$$

$$\Delta Q = 968 \text{ W}$$

(3.14)

Tepelný zisk sluneční radiací okny zmenšený o akumulaci:

$$Q_{or} = Q_{ok} - \Delta Q$$

$$Q_{or} = 1860 - 968$$

$$Q_{or} = 893 \text{ W}$$

Celkový tepelný zisk okny:

$$Q_o = Q_{ok} + Q_{or} = 253 + 893 = 1146 \text{ W}$$

(3.15)

lit. [2]

b) Prostup tepla stropem

$$Q_{str} = k_{str} \cdot S_{str} \cdot (t_r - t_i)$$

$$Q_{str} = 0,6 * 55 * (33 - 26)$$

$$Q_{str} = 231 \text{ W}$$

(3.16)

Celkové tepelné zisky od vnějších zdrojů tepla:

$$Q_{tze} = Q_{str} + Q_o$$

$$Q_{tze} = 253 + 1146$$

$$Q_{tze} = 1399 \text{ W}$$

(3.17)

Celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru (vnitřní+vnější):

$$\begin{aligned}
Q_{tzc} &= Q_{tzi} + Q_{tze} \\
Q_{tzc} &= 2300 + 1399 \\
Q_{tzc} &= 3700 \Rightarrow 4000W
\end{aligned}
\tag{3.18}$$

3.2.2 Výpočet objemového průtoku vzduchu z celkové tepelné zátěže

Z tepelné zátěže, stanovím množství přiváděného vzduchu dle vzorce:

$$Q_{tzc} = V \cdot \rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p \Rightarrow V_p = Q_{tzc} / (\rho_{vz} \cdot c_{vz} \cdot \Delta t_p) \quad [m^3/h] \tag{3.19}$$

lit. [2]

kde:

Q_{tzc} celkové tepelné zisky klimatizovaného prostoru [W]

ρ_{vz} hustota vzduchu [kg.m⁻³]

c_{vz} měrná tepelná kapacita vzduchu
[J.kg⁻¹.K⁻¹]

Δt_p pracovní rozdíl teplot [K]

(pracovní rozdíl teplot $\Delta t_p=6K$)

Pak:

$$\begin{aligned}
V_p &= Q_{tzc} / (\rho_{vz} * c_{vz} * \Delta t_p) \\
V_p &= 4000 / (1,2 * 1010 * 6) \\
V_p &= 0,550m^3 * s^{-1} = 1980 \Rightarrow 2000m^3 * h^{-1}
\end{aligned}
\tag{3.19}$$

[m³/h]

Jedná se o rovnotlaké zařízení proto $V_p = V_o = 2000m^3 / h = 0,555m^3 / s$ lit. [1]

Produkce vlhkosti od osob

- pro osoby sedící, mírně aktivní: $t_i = 26^\circ C \Rightarrow M_{W,os} = 116 g.hod^{-1}$

Pro 1 lidí:

$$\begin{aligned}
M_w &= M_{w,os} * n \\
M_w &= 116 * 16 \\
M_w &= 1856 \text{ g} * \text{h}^{-1} = 1,856 \text{ kg} * \text{h}^{-1}
\end{aligned}
\tag{3.20}$$

Určení změny měrné vlhkosti

$$\begin{aligned}
\Delta x_{os} &= \frac{M_w}{M_p} = \frac{M_w}{V_p * \rho_{vz}} \\
\Delta x_{os} &= \frac{1856}{2000 * 1,2} \\
\Delta x_{os} &= 0,773 \text{ g} * \text{kg}_{s.v}^{-1}
\end{aligned}
\tag{3.21} \quad \text{lit. [2]}$$

3.2.3 Výpočet chladicího a topného výkonu

Topný výkon bude pokrývat pouze tepelnou ztrátu větráním. Tepelnou ztrátu budovy pokrývá topení. Chladicí výkon pokrývá celkovou tepelnou zátěž klimatizovaných prostor.

Parametry topných a chladících médií:

- chlazení – výparník – teplotní spád 4/8 °C
- vytápění – teplá voda – teplotní spád 80/60 °C

Letní provoz- výpočet chladicího výkonu

Výpočet proveden pro nejteplejší měsíc v roce tj. Červenec

Výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- | | |
|--|---------------------|
| - venkovní výpočtová teplota | - t_e = 32 °C |
| - venkovní výpočtová měrná entalpie | - h_e = 57 kJ/kg |
| - venkovní výpočtová relativní vlhkost | - φ_i = 35% |

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 26^\circ\text{C}$
- vnitřní výpočtová relativní vlhkost - $\varphi_i = 50\%$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 20^\circ\text{C}$

Střední povrchová teplota chladiče je 6° (výparník-teplotní spád $4/8^\circ\text{C}$)

Chladicí výkon se následně určí ze vztahu: $Q_{chl} = V_p * \rho_{vz} * \Delta h_{chl}$ [kW] (3.22)

Práce s h-x diagramem: [příloha č.6]

1) Zakreslím stav venkovního vzduchu [E]

– ($t_e = 32^\circ\text{C}$, $h_e = 57\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

2) Zakreslím povrchovou teplotu chladiče [CH]

– ($t = 6^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$)

3) Zakreslím stav vzduchu po chlazení [P]. Stav vzduchu P přivádím do

větraných prostor a jeho teplota je 20°C . Je dán pracovní rozdíl teplot přiváděného a vnitřního vzduchu $\Delta t_p = 6^\circ\text{C}$ a ten vychází z rozdílu teplot venkovního a vnitřního vzduchu.

4) Zakreslím stav vnitřního prostředí [I], $t_i = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_i = 50\%$

5) Z h-x diagramu odečtu Δx_{chl} a vypočtu množství zkondenzované vody v chladiči nesmím zapomenout započítat změnu vlhkosti od produkce lidmi:

$$\Delta x_{chl} = (x_E - x_P) - x_{os}$$

$$\Delta x_{chl} = (10,1 - 7,5) - 0,8$$

$$\Delta x_{chl} = 1,8\text{ g} * \text{kg}_{s.v}^{-1}$$

$$M_w = \Delta x_{chl} * M_p = \Delta x_{chl} * V_p * \rho_p$$

$$M_w = 1,2 * (0,555 * 1,8)$$

$$M_w = 1,2\text{ g} * \text{s}^{-1} \Rightarrow 4,3\text{kg} * \text{h}^{-1}$$

Pak:

6) Z h-x diagramu odečtu Δh_{chl} a vypočtu potřebný chladicí výkon:

$$\Delta h_{chl} = h_E - h_P$$

$$\Delta h_{chl} = 57 - 40$$

$$\Delta h_{chl} = 17 \text{ kJ} * \text{kg}_{s,v}^{-1}$$

Pak:

$$Q_{chl} = V_p * \rho_{vz} * \Delta h_{chl}$$

$$Q_{chl} = 0,555 * 1,2 * 17$$

$$Q_{chl} = 11,98 \Rightarrow 12 \text{ kW}$$

Zimní provoz- výpočet topného výkonu

Pro dimenzování VZT zařízení pro zimní období: teplota přiváděného vzduchu bude stejná jako teplota větraných místností. Pokrývám pouze tepelnou ztrátu větráním. Tepelná ztráta budovy bude pokryta topením.

Zimní výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- venkovní výpočtová teplota - $t_e = -15^\circ\text{C}$
- venkovní výpočtová vlhkost - $\varphi_e = 100\%$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 24^\circ\text{C}$
- vnitřní výpočtová vlhkost - $\varphi_i = 35\%$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 24^\circ\text{C}$

Práce s h-x diagramem:

[příloha č.7]

1) Zakreslím stav venkovního vzduchu [E] - ($t_e = -15^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$)

2) Zakreslím stav venkovního vzduchu po ohřátí v rekuperátoru [Er]-

$$(t_r=8,35^\circ\text{C}) \quad t_r = \eta_r * (t_i - t_e) + t_e = 0,65 * (24 + 15) - 15 = 8,35^\circ\text{C} \quad (3.23)$$

η_r - účinnost deskového výměníku tepla

3) Zakreslím stav vzduchu za ohřivačem [OH]

Teplota přiváděného vzduchu bude stejná jako teplota vnitřního prostředí to je pro zimní období $t_p = 24^\circ\text{C}$.

4) Z h-x diagramu odečtu Δx_{chl} a vypočtu množství zkondenzované vody v chladiči nesmím zapomenět započítat změnu vlhkosti od produkce lidmi:

$$\Delta x_{to} = (x_E - x_p) - x_{os}$$

$$\Delta x_{to} = (8,2 - 0,8) - 0,8$$

$$\Delta x_{to} = 6,6 \text{ g} * \text{kg}_{s.v}^{-1}$$

Pak:

$$M_W = \Delta x_{to} * M_p = \Delta x_{chl} * V_p * \rho_p$$

$$M_W = 6,6 * (0,555 * 1,2)$$

$$M_W = 4,1 \text{ g} * \text{s}^{-1} = 14,8 \text{ kg} * \text{h}^{-1}$$

Max. potřeba vlhčení vzduchu bude v zimním období, proto bude parní zvlhčovač dimenzován podle výpočtu pro ohřev v zimě.

5) Z h-x diagramu odečtu Δt_{oh} a vypočítám potřebný výkon ohřivače:

$$\Delta t_{oh} = t_{oh} - t_r$$

$$\Delta t_{oh} = 24 - 8,35$$

$$\Delta t_{oh} = 15,65^\circ\text{C}$$

Potom:

$$Q_{oh} = V_p * \rho_{vz} * c * \Delta t_{oh}$$

$$Q_{oh} = 0,555 * 1,2 * 1010 * 15,65$$

$$Q_{oh} = 10527 \text{ W} = 11 \text{ kW}$$

3.3 Návrh zařízení pro odvlhčování bazénu

Musím zjistit odvlhčovací výkon z toho následně spočtu množství větracího vzduchu

3.3.1 Množství odvlhčovacího výkonu

Výpočet je proveden dle německé normy VDI 2089, vydané v červenci 1994 Část 1

Relativní vlhkost vzduchu, která je příjemná pro člověka a zároveň nepoškozuje stavební konstrukci má ležet v rozmezí 40 až 60%. Větší vlhkost vzduchu způsobuje pocit dusnosti. Z toho důvodu norma stanovuje hranici která odpovídá absolutní vlhkosti $X=14,3\text{g/kg}$ a parciálnímu tlaku par $p_D=22,7\text{hPa}$. Překročení této hranice je přípustné pouze tehdy, vzroste-li abs. vlhkost venkovního vzduchu $X>9\text{g/kg}$, což odpovídá parciálnímu tlaku $p_D=14,4\text{hPa}$.

Celkové množství odpařené vody z bazénu je závislé na teplotách vody a vzduchu a na ploše vodní hladiny se vypočítá dle Daltonova vzorce:

lit.[3]

$$m_w = \varepsilon * A_B * (P_S - P_D) \quad [\text{g/h}]$$

Kde:

A_B Plocha bazénu

P_S Parciální tlak syté páry při dané teplotě vody [hPa]

P_D Parciální tlak vodní páry v místnosti [hPa]

ε Empirický součinitel výparu závislý na typu a způsobu použití bazénu [g/hPa*m²*h]

0,5 - zakrytý bazén, odpar pouze z předpokladu žlábků

5 - klidové odpařování, nezakrytý bazén

15 - malé soukromé bazény

20 - veřejné bazény se standardním provozem

28 - zábavní bazény

lit.[3]

3.3.2 množství větracího vzduchu

$$V_p = \frac{m_w * 1000}{\Delta x * \rho} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Kde:

m_w - vypařené množství vody [g/h]

Δx - rozdíl absolutní vlhkosti vzduchu v hale a nasávaného čerstvého vzduchu [kg/kg] suchého vzduchu

ρ - hustota vzduchu [kg/m³] (běžně 1,2 kg/m³)

Výpočet proveden dle uvedených vzorců v programu excel, použité hodnoty [příloha č .10]

Tab. 3.2 Výpočet množství odpařované vody z hladiny bazénu a určení množství větraného vzduchu

Výpočet podle VDI 2089 (odvlhčování čerstvým vzduchem)

BAZÉNOVÁ HALA

relativní vlhkost v bazénové hale mezi 40-60%

výpočet se provádí pro letní provoz

Zadání:

teplota venkovního vzduchu
v létě

te= 32 °C

relativní vlhkost vzduchu v
létě

re= 35 %

absolutní vlhkost vzduchu v
létě

xe= 9 g/kg

hustota vzduchu

ρe= 1,13 kg/m³

teplota vzduchu v bazénové
hale

td= 30 °C

limitní relativní vlhkost v
bazénové hale

rd= 54 %

limit absolutní vlhkost v
bazénové hale

xd= 14,4 g/kg --> tomu odpovídá parciální tlak pd= 22,7 hPa
(z teploty rosneho bodu)

teplota vody v
bazénu

ts= 28 °C --> tomu odpovídá parciální tlak ps= 37,8 hPa
syst. kap.

empirický součinitel
výparu

ε= 28 g/hPa.m².h
(hodnota 28 odpovídá zábavnímu bazénu)
(hodnota 20 odpovídá veřejnému bazénu)
(hodnota 15 odpovídá malému soukromému bazénu)

šířka
bazénu

a= 4,0 m

délka
bazénu

b= 13,5 m

plocha vodní hladiny

Ab= 54 m²

Výpočet:

množství odpařené
vody

mw= 22831,2 g/h 23kg/h

množství čerstvého
vzduchu

Vp= 3800 m³/h

3.3.3 Výpočet chladícího a topného výkonu

Výpočet chladicího a topného výkonu bude probíhat stejně jako u výpočtu sociálních zaříz. Jednotka pokrývá tepelné zisky a ztráty pouze větráním. Pozor: pouze v zimním období bude přiváděn vzduch o teplotě o 2 C větší než je teplota bazénového prostoru, abych částečně pokryl tepelné ztráty prostoru. Je to kvůli topenářům, kteří mívají problém vytopit prostory podobného typu na požadovaných 30 C.

Práce s h-x diagramem je naprosto stejná, jako v případě větrání sociálního zařízení a baru. [příloha č.8]

Letní provoz- výpočet chladicího výkonu

Výpočet proveden pro nejteplejší měsíc v roce tj. Červenec

Výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- venkovní výpočtová teplota - $t_e = 32^\circ\text{C}$
- venkovní výpočtová měrná entalpie - $h_e = 57\text{kJ/kg}$
- venkovní výpočtová relativní vlhkost - $\varphi_i = 35\%$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 30^\circ\text{C}$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 30^\circ\text{C}$

Práce s h-x diagramem

[příloha č.8]

Z h-x diagramu odečtu Δh_{chl} a vypočtu potřebný chladicí výkon:

$$\Delta h_{chl} = h_E - h_P$$

$$\Delta h_{chl} = 57 - 54$$

$$\Delta h_{chl} = 3\text{kJ} * \text{kg}_{s.v}^{-1}$$

Pak:

$$Q_{chl} = V_p * \rho_{vz} * \Delta h_{chl}$$

$$Q_{chl} = 1,125 * 1,2 * 3$$

$$Q_{chl} = 4\text{kW}$$

Zimní provoz- výpočet topného výkonu

Pro dimenzování VZT zařízení pro zimní období: teplota přiváděného vzduchu bude stejná jako teplota větraných místností. Pokrývám pouze tepelnou ztrátu větráním. Tepelná ztráta budovy je pokryta topením.

Zimní výpočtový stav vnějšího vzduchu:

- venkovní výpočtová teplota - $t_e = -15^\circ\text{C}$
- venkovní výpočtová vlhkost - $\varphi_e = 100\%$

Požadovaný stav vnitřního vzduchu:

- vnitřní výpočtová teplota - $t_i = 30^\circ\text{C}$
- teplota přiváděného vzduchu - $t_p = 32^\circ\text{C}$

Teplota venkovního vzduchu po ohřátí v rekuperátoru [Er]-($t_r=13^\circ\text{C}$)

$$t_r = \eta_r * (t_i - t_e) + t_e = 0,65 * (30 + 15) - 15 = 13^\circ\text{C} \quad (3.23)$$

Práce s h-x diagramem

[příloha č.9]

Z h-x diagramu odečtu Δt_{oh} a vypočítám potřebný výkon ohřivače:

$$\Delta t_{oh} = t_{oh} - t_r$$

$$\Delta t_{oh} = 32 - 13$$

$$\Delta t_{oh} = 19^\circ\text{C}$$

Potom:

$$Q_{oh} = V_p * \rho_{vz} * c * \Delta t_{oh}$$

$$Q_{oh} = 1,125 * 1,2 * 1010 * 19$$

$$Q_{oh} = 25906 \text{ W} = 26 \text{ kW}$$

4. Návrh vzduchotechnického potrubí

Vzduchovody přivádí vzduch do větraných a klimatizovaných prostor a odvádí znehodnocený vzduch. Na správném navržení a provedení sítí vzduchovodů závisí dobrá činnost celého zařízení. Spolu se součástmi rozvodu (vyústkami, regulačními, uzavíracími a protipožárními klapkami, izolacemi, spoji a závěsy, čistícími otvory, žaluziemi příp. regulátory průtoku) tvoří významnou položku v investičních nákladech. Energie potřebná k překonávání tlakových ztrát, které vznikají při dopravě vzduchu, je

významnou položkou provozních nákladů. Jejich projekčnímu návrhu, konstrukci, výrobě , montáži i provozu je proto třeba věnovat náležitou pozornost.

Při návrhu jednotlivých VZT větví jsem použil metodu stálé rychlosti, která spočívá ve volbě optimálních rychlostí v hlavních a vedlejších větvích. Optimální rychlost proudění v VZT potrubí je 3,5- 4,5 m/s. Potrubí buď pozinkované kruhové SPIRO viz . příloha č.11 nebo čtyřhranné ocelové potrubí sk. I viz příloha č. 12. Spojování potrubí se provádí pomocí vsuvky. Při spojování s tvarovkami se použije gumové těsnění, které zajistí dokonalé utěsnění. Spoj je možno zajistit samopřeznými šrouby SCR. Zavěšení se nejčastěji provádí kovovými objímkami s matkou SBO nebo SBOG a závitovými tyčemi M8. Koncové prvky talířové ventily, vyústě atd. jsou napojeny flexibilním potrubím.

5. Tlakové ztráty vzduchotechnického potrubí

5.1 Tlakové ztráty třením

Tyto ztráty vznikají v celé délce potrubí. Pro výpočet musím znát ekvivalentní průměr potrubí a rychlost proudění. Pak spočítám Reynoldsovo číslo Re ze vztahu (5.2), v našem případě vyšlo větší než 6000 , což je turbulentní proudění a to je rozhodující při určení součinitele tření λ (5.3) [2]. Pro turbulentní a laminární proudění jsou rozdílné vzorce součinitele tření.

Reynoldsove číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_{ekv}}{\nu} \quad (5.1) \quad [-]$$

Kde:

ν ...kinematická viskozita – při $t=20^{\circ}\text{C}$ a $p=101,3 \text{ KPa}$ [m²/s]
($\nu=0,0000156\text{m}^2/\text{s}$)

w ...střední rychlost proudění

d_{ekv} ... je ekvivalentní průměr potrubí. pro kruhové potrubí $d_{ekv}=d$

$$d_{ekv} \dots \text{pro potrubí obdélníkového profilu} \quad d_{ekv} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (5.2) \quad [\text{mm}]$$

Souč. tření pro turbulentní proudění

$$\lambda = 0,28 \cdot [\log 5,5 \cdot d_{ekv} / (\varepsilon + 55 \cdot d_{ekv} / Re)]^{-2} \quad (5.3) \quad [-] \quad \text{lit.}[2]$$

Souč. tření pro laminární proudění

$$\lambda = 64 / Re \quad (5.4) \quad [-]$$

V mém případě se jedná o turbulentní proudění proto budu počítat se vzorcem 6.3

Kde: ε ...relativní drsnost stěn potrubí pro pozink. - 0,15 [-]

d_{ekv} ...je ekvivalentní průměr potrubí [mm]

Re...Reynoldsovo číslo [-]

Nyní lze určit tlakové ztráty třením na 1 metr délky pro jednotlivé větve potrubí ze vztahu (5.5). Tlakovou ztrátu jednotlivých větví na 1 m délky R pak vynásobím příslušnou délkou každé větve a sečtu jednotlivé tlakové ztráty třením pro přívod a pro odvod (pouze rovné části, bez tvarovek)

Ztráty třením na 1 metr délky potrubí:

$$R = \frac{\lambda}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (5.5) \quad [\text{Pa/m}]$$

Kde ρ ...hustota vzduchu – 1,2 [kg/m³]

Ztráty třením:

$$\Delta p_t = R \cdot l \quad (5.6) \quad [\text{Pa}] \quad \text{lit.}[2]$$

5.2 Ztráty místními odpory

Ztráta tlaku místními odpory vzniká v těch částech vzduchového kanálu, v nichž se proud deformuje. Nejčastěji jsou to kolena, oblouky, odbočky a všechna místa, kde vzniká místní narušení proudu ztrátu místním odpory lze spočítat dle vzorce (6.6):

lit.2.

$$\Delta p_m = \sum \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (5.7) \quad [\text{Pa}]$$

Kde ξ ...součinitel místního odporu příloh č.[13] [-]

Součinitele místního odporu, jeho hodnota závisí především na tvaru odporové části vzduchovodů a jen v menší míře na charakteru proudu vyjádřeného Reynoldsovým číslem. Součin. Místního odporu volen dle norem. lit.[2]

5.3 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta vzduchovodu je dána součtem ztrát třením, ztrát místními odpory a ztrátou VZT komponentů v Jednotce (Filtry, ohřívače, chladiče deskové výměníky atd.).

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{komp.} \quad (5.8) \quad [\text{Pa}]$$

5.4 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č. 1- větrání soc. zařízení

Výpočet je proveden dle uvedených vzorců v programu Excel :

POZOR:

Pro některé části vzduchovodů je místní tlaková ztráta určena dle grafů v katalogu výrobce. U těchto částí není uveden součinitel místního odporu ξ . Grafy pro jednotlivé části VZT systému jsou uvedeny v přílohách. [Příloha 14-22]

Třecí tlakové ztráty pro zařízení č.1-přívod-odvod:

		ν	0,0000156	ρ	1,205		
PŘÍVOD							
úsek č	ztráty třením						
	w	d_{ekv}	Re	λ	R	l	$\Sigma \Delta p_t$
	(m/s)	mm	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	5,0000	315,00	100961,54	0,01773	0,848	5,6	4,75
2	3,7000	225,00	53365,38	0,02079	0,762	2,6	1,98
3	3,7000	200,00	47435,90	0,02141	0,883	0,80	0,71
Celkem:						Σ	7,44
ODVOD							
úsek č	ztráty třením						
	w	d_{ekv}	Re	λ	R	l	$\Sigma \Delta p_t$
	(m/s)	m	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	6,00	315,00	121153,85	0,0169	1,166	4,2	4,50
2	3,70	250,00	59294,87	0,0203	0,668	4,80	3,21
3	3,70	225,00	53365,38	0,0208	0,762	3,30	2,52
Celkem:						Σ	10,22

Tlaková ztráta místními odpory pro zařízení č.1-přívod-odvod:

komponent:	zařízení č.1-přívod	
	místní ztráty	
	$\Sigma \zeta$	$\Sigma \Delta p_m$
	(-)	(Pa)
protideš. Žaluzie 500x450		30,000
přechod 315/650x320	0,21	1,725
přechod 650x320/315	0,06	0,493
koleno 315	0,4	6,000
koleno 315	0,4	3,286
koleno 315	0,4	3,286
tlumič hluku		4,000
odbočka	0,5	4,107
koleno 225	0,4	3,286
přechod225/200	0,02	0,164
vyúst' přívod		10,000
hadice flex.		2,000

		68,34586
--	--	----------

zařízení č.1-odvod		
komponent:	místní ztráty	
	$\Sigma \zeta$	$\Sigma \Delta p_m$
	(-)	(Pa)
protideš. Žaluzie 500x450		30,000
přechod 315/650x320	0,21	2,903
přechod 650x320/315	0,06	0,493
odbočka315/315	0,4	8,640
tlumič hluku		4,000
Koleno90 d315	0,4	3,286
Koleno90 d315	0,4	3,286
Koleno90 d315	0,4	3,286
přechod 315/250	0,06	0,493
koleno 250	0,4	3,286
přechod 250/225	0,02	0,164
flexibilní hadice		2,000
TV DVS 200		20,000
		71,8354

Celková tlaková ztráta komponentů VZT jednotky č.1:

Přívod-Odvod $\Delta p_{kom.} = 442/402$ [Pa] + přívod 14 Pa - odvod 11 Pa jako rezerva

Celková tlaková ztráta pro zařízení č.1 sociální zařízení:

Součet ztrát třením, místními odpory a VZT prvků sestavy VZT jednotky.

Zařízení č.1.-Přívod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 7,44 + 69 + 442 = 519 + 14 = 533 Pa \quad (5.9) \quad [Pa]$$

Zařízení č.1.-Odvod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 10,2 + 72 + 402 = 485 + 11 = 496 Pa \quad (5.10) \quad [Pa]$$

5.5 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č.2 - větrání klimatizace baru

Výpočet je proveden dle uvedených vzorců v programu Excel :

POZOR: Pro některé části vzduchovodů je místní tlaková ztráta určena dle grafů v katalogu výrobce. U těchto částí není uveden součinitel místního odporu ζ . Grafy pro jednotlivé části VZT systému jsou uvedeny v přílohách. [Přílohy 14-22]

Tlaková ztráta třením pro zařízení č. 2 klimatizace baru přívod - odvod

PŘÍVOD							
úsek č					ztráty třením		
	w	d _{ekv}	Re	λ	R	I	Σ Δ p _t
	(m/s)	m	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	3,90	376,16	94039,74	0,0180	0,440	14,7	6,46
2	4,00	250,00	72115,38	0,0193	0,941	3,20	3,01
3	2,80	225,00	40384,62	0,0223	0,468	1,60	0,75
						Σ	10,22

ODVOD							
úsek č					ztráty třením		
	w	d _{ekv}	Re	λ	R	I	Σ Δ p _t
	(m/s)	mm	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	3,9000	376,16	94039,74	0,01805	0,440	8,8	3,87
2	4,0000	280,00	80769,23	0,01874	0,817	5,6	4,57
3	2,8000	250,00	44871,79	0,02171	0,410	4,40	1,81
						Σ	10,25

Tlaková ztráta místními odpory pro zařízení č. 2 klimatizace baru přívod-odvod

místní ztráty-odvod	
Σ ζ	Σ Δ p _m
(-)	(Pa)

protidešťová žaluzie		10,000
tlumič hluku		13,000
přechod 460x355/500x300	0,08	1,460
Přechod 500x300/400x355	0,08	1,536
koleno400x355	0,4	3,650
koleno400x355	0,4	3,650
přechod400x355/280	0,08	0,768
koleno 45 d280 (4x)	0,16	3,011
koleno90 d280	0,4	3,840
přechod280/250	0,06	0,576
koleno90 d250	0,4	1,882
vyřívá vyúst' VVM		20,000
flexib. Hadice		2,000
$\Sigma \Delta p_m$		65,37312
místní ztráty-přívod		
$\Sigma \zeta$		$\Sigma \Delta p_m$
(-)		(Pa)
protidešťová žaluzie		10,000
tlumič hluku		13,000
přechod 460x355/500x300	0,08	1,460
přechod 500x300/400x355	0,08	1,536
koleno400x355	0,4	7,680
koleno400x355	0,4	7,680
koleno400x355	0,4	7,680
přechod400x355/280	0,08	0,376
přechod280/250	0,07	0,672
vyřívá vyúst' VVM		20,000
flexib. Hadice		2,000
$\Sigma \Delta p_m$		72,08448

Celková tlaková ztráta komponentů VZT jednotky č.2 klimatizace baru:

Přívod-Odvod $\Delta p_{kom.} = 434/269$ [Pa] + 15 Pa jako rezerva

Celková tlaková ztráta pro zařízení č.2 klimatizace baru:

Součet ztrát třením, místními odpory a VZT prvků sestavy VZT jednotky + 15 Pa jako rezerva.

Zařízení č.2.-Přívod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 10,22 + 72,1 + 434 = 598,64 + 15 = 517 Pa$$

Zařízení č.2.-Odvod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 10,25 + 65,4 + 269 = 344,65 + 15 = 345 Pa$$

5.6 Výpočet tlakové ztráty pro zařízení č.3 - Větrání a odvlhčování bazénu

Výpočet je proveden dle uvedených vzorců v programu Excel :

POZOR: Pro některé části vzduchovodů je místní tlaková ztráta určena dle grafů v katalogu výrobce. U těchto částí není uveden součinitel místního odporu ζ . Grafy pro určení tlakové ztráty jednotlivých částí VZT systému jsou uvedeny v přílohách. [Přílohy 14-22]

Tlaková ztráta třením pro zařízení č. 3 větrání a odvlhč. bazénu přívod - odvod

		ν	0,0000156	ρ	1,205		
PŘÍVOD							
úsek č	w	d_{ekv}	Re	λ	R	l	$\Sigma \Delta p_t$
	(m/s)	mm	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	3,8000	528,00	128615,38	0,01669	0,275	12	3,30
2	4,1000	400,00	105128,21	0,01755	0,444	9,7	4,31
4	3,7000	263,00	62378,21	0,02000	0,627	1,60	1,00
4	1,7000	225,00	24519,23	0,02525	0,195	16,70	3,26
						Σ	11,88
poslední vyústka ---->						p_t [Pa]	
ODVOD							
úsek č	w	d_{ekv}	Re	λ	R	l	$\Sigma \Delta p_t$
	(m/s)	m	[-]	[-]	(Pa/m)	(m)	(Pa)
1	4,30	528,00	145538,46	0,0162	0,341	10,5	3,58
2	4,10	424,00	111435,90	0,0173	0,413	4,40	1,82
3	3,80	280,00	68205,13	0,0196	0,608	3,50	2,13
						Σ	7,53

**Tlaková ztráta místními odpory pro zařízení č. 2 klimatizace baru přívod-
odvod**

místní ztráty-přívod	
$\Sigma \zeta$	$\Sigma \Delta p_m$
Protideš. Žaluzie 800x800	10,000
koleno 90 700x400	0,2
Tlumič hluku IAA355	17,000
přechod 500x700/512x500	0,06
koleno 90 512x500	0,4
koleno 90 512x500	0,4
přechod 512x500/500x700	0,13
Tlumič hluku IAA355	17,000
přechod 700x400/560x500	0,06
koleno 90 560x500	0,4
koleno 30 560x500 (2x)	0,08
přechod 560x500/400x400	0,06
koleno 30 400x400	0,04
přechod 400x400/315x225	0,06
koleno 90 315x225	0,25
přechod 400x400/315x225	0,02
koleno 90 d225	0,26
štěrbinové vyústě LD-14	3,000
flexibilní hadice	2,000
$\Sigma \Delta p_m$	70,903
místní ztráty-odvod	
$\Sigma \zeta$	$\Sigma \Delta p_m$
Protideš. Žaluzie 800x800	10,000
Tlumič hluku IAA355	17,000
přechod 400x700/560x500	0,06
přechod 512x500/400x700	0,06
koleno 90 512x500	0,4
koleno 90 512x500	0,4
koleno 90 560x500	0,4
Tlumič hluku IAA355	17,000
koleno 30 560x500 (2x)	0,08
přechod 560x500/450x400	0,06
přechod 560x500/450x400	0,04
přechod 450x400/280x280	0,06
větrací mřížka 400x200	13,000
$\Sigma \Delta p_m$	75,008

Celková tlaková ztráta komponentů VZT jednotky č.3 větrání a odvlhčování bazénu:

Přívod-Odvod $\Delta p_{kom.} = 599/457$ [Pa] + 15 Pa jako rezerva

Celková tlaková ztráta pro zařízení č.2 klimatizace baru:

Součet ztrát třením, místními odpory a VZT prvků sestavy VZT jednotky + 15 Pa jako rezerva.

Zařízení č.2.-Přívod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 10,22 + 72,1 + 434 = 598,64 + 15 = 613 Pa$$

Zařízení č.2.-Odvod

$$\Delta p_c = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{kom.} = 10,25 + 65,4 + 269 = 344,65 + 15 = 360 Pa$$

6. Koncové prvky větracích a klimatizačních zařízení

Koncové prvky jsou částí potrubní sítě určené pro přívod nebo odvod vzduchu ve větraném prostoru. Podle funkce kterou plní, rozlišujeme:

- distribuční prvky - vyústky, anemostaty, štěrbinové vyústky, podlahové a stěnové mřížky, perforované stropy, dýzy, vyústky s vířivým účinkem, velkoplošné vyústky atd.,
- nasávací a výfukové prvky – protidešťové žaluzie, mřížky, výfukové hlavice, stříšky. atd.

lit.[2]

6.1 Koncové prvky pro z.č.1 větrání sociálního zařízení

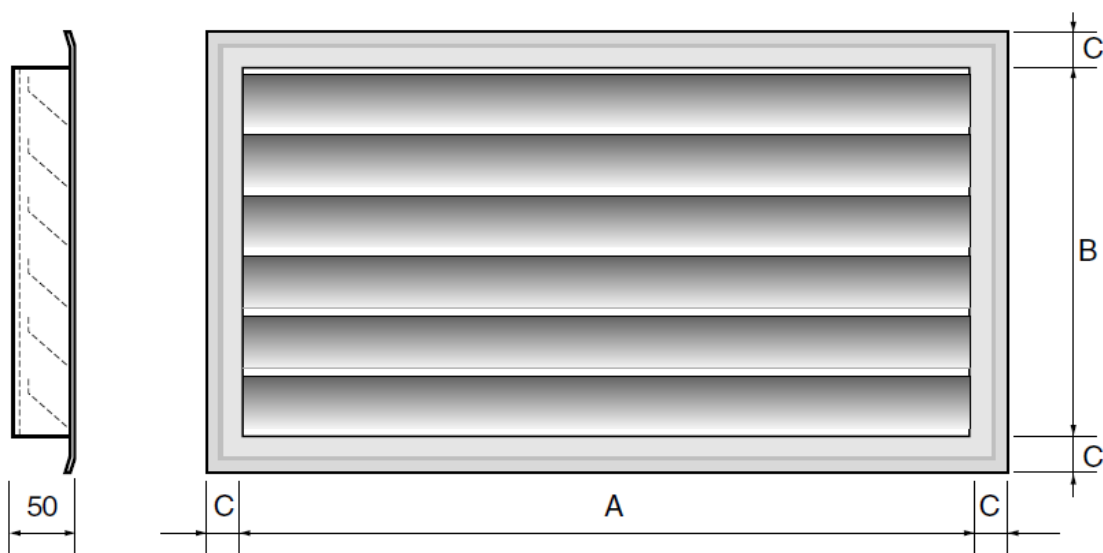
Nasávání a výfuk pro sociální zařízení:

Nasávání a výfuk probíhá přes protidešťové žaluzie s útlumem hluku od firmy Stavoklima. Žaluzie je vyrobena z pozinkovaného nebo hliníkového plechu. Ve standardním provedení je dodávána s pletivem proti vletu ptactva (pletivo je pozinkované) Hloubka rámu 50 mm, do rozměru 1000/100 C=40mm od rozměru 1000/1000 C=60 mm.

Navržené z efektivní plochy žaluzie tak, aby rychlost nasávání nepřesáhla 3 m/s. Kvůli tomu aby nedocházelo k nasávání dešťových kapek.

Protidešťová žaluzie PŽ 500x450/Zn/9010Ro

lit. [12]



Obr.6.1 Protidešťová žaluzie PŽ od firmy Stavoklima

lit. [12]

Distribuční prvky:

Přívod a odvod vzduchu do prostorů WC a chodby:

Přívod-odvod:

Je řešeno přes talířové ventily DAVBR od firmy Multivac s.r.o, navržené dle grafů výrobce: podle množství protékaného vzduchu, stupně otevření, přípustné hladiny akustického výkonu a přípustné tlakové ztrátě.

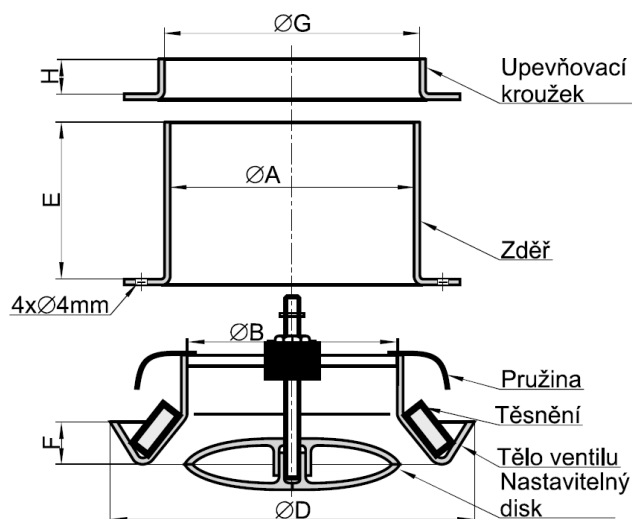
Podmínky provozu:

Talířové ventily DAV/DAVBR se používají pro přívod a odvod vzduchu. Dle ČSN 73 0823 jsou tyto výrobky zařazeny do skupiny C3-lehce hořlavé, tzn. Nevykazují požární odolnost. Za správné použití těchto výrobků v rámci vzduchotechnických rozvodů nese zodpovědnost projektant VZT. Rozsah teplot -10 °C až +65 °C

Konstrukce:

Nastavitelný středový disk umožňuje regulaci množství a tvaru proudu vzduchu. Ventil je vybaven pružnými přítlačnými pružinami a obvodovým těsnícím kroužkem. Tělo ventilu, středový disk zděř a upevňovací kroužek jsou vyrobeny z polypropylenu bílé barvy. Obvodový těsnící kroužek je vyroben z polyuretanu. Středový šroub, matice a přítlačné pružiny jsou vyrobeny z oceli.

lit. [10]



obr.6.2 Talířový ventil DAVBR

Dle uvedených parametrů jsem zvolil pro:

Přívod WC- 2x Talířový ventil DAVBR 150

Přívod chodba – 1x Talířový ventil DAVBR 125

Odvod WC- 5x Talířový ventil DAVBR 100

[příloha č.14]

lit. [10]

Přívod a odvod vzduchu v prostorách šaten a sprch:

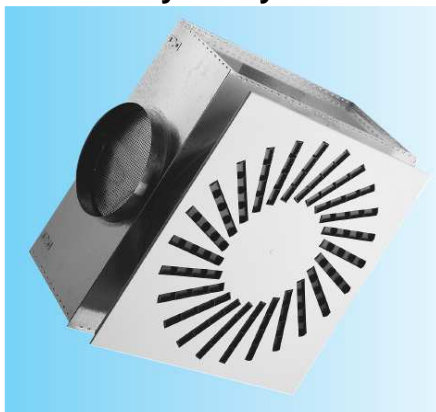
Přívod vzduchu do prostor sprch a šaten:

Distribuce vzduchu probíhá přes vířivé vyústě VVM od firmy VKV Pardubice:

Vířivé vyústě a postup návrhu: Ručně přestavitelné vyústě VVM s lopatkami pro odklon proudu vzduchu jsou koncový vzduchotechnický element pro distribuci vzduchu umožňující optimální usměrnění výtakového proděni vzhledem k potřebám klimatizovaných nebo větraných prostorů. Vířivým výstupem vzduchu je zajištěno jeho intenzivní promíchání se stávajícím vzduchem, čímž je dosaženo podstatného snížení rychlosti a teploty vzduchu. Jsou vyhovující do cca 30-ti násobné výměny vzduchu a výšky místnosti od cca 2,6 do 4,0 m.

Vyústě jsou určeny pro instalaci v prostředí chráněném proti povětrnostním vlivům třídy 3K-5 bez vody a jiných zdrojů než z deště, bez kondenzace, námrazy a tvorby ledu dle ČSN EN 60721-3-3 a prostory BNV dle ČSN EN 1127-1. Vyústě nejsou určeny pro vzdušiny s mechanickými, prašnými, vláknitými a lepivými příměsemi. Jsou dodávány s kruhovou nebo čtvercovou čelní deskou. Čelní desky mají radiálně uspořádané pevné drážky s regulačními lopatkami pro nastavení žádaného směru proudu vzduchu. Připojení vodorovné nebo svislé. V mém případě vodorovné. lit. [13]

obr.6.3 Vířivá vyúst' VVM



Návrh vyústě pro přívod vzduchu v prostoru šaten:

[příloha č.17]

lit. [13]

Model proudění vzduchu ve větraných místnostech mi určují přívodní prvky, proto při jejich návrhu musím dbát velké pozornosti. Výřivé vyústě VVM jsou dimenzovány podle grafů v katalogu výrobce tak aby rychlost proudění vzduchu v pohybu lidí nepřesáhla povolené hranice. Rychlosti vzduchu v pásmu pohybu lidí uvádí tab 6.1

w(m/s)	Hodnocení	Doporučené použití
0-0,1	stagnující vzduch pocit dusna	nedoporučuje se
0,125	ideální proudění	ve všech běžných podmínkách
0,125-0,25	vyhovuje, 0,25 je nejvyšší přípustná hodnota rychlosti vzduchu pro sedící osoby	ve všech běžných podmínkách
0,33	nevhodné-proud vzduchu unášejí lehké věci ze stolu	v obchodech a obchodních domech
0,4-1,5	v některých průmyslových provozech	při ochlazování proudem vzduchu

Rychlost vzduchu v pásmu lidí tab.6.1

lit.[2]

Návrh proveden dle katalogů výrobce:

Předepsaná rychlost proudění vzduchu v prostoru pobytu lidí je dosažena vhodnou volbou vyústě a správném umístěním ve větraném prostoru.

- množství přiváděného vzduchu do šaten: $V_p = 1050 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

- počet vyústí pro přívod: $n = 4$

- přiváděné množství vzduchu na jednu vyúst' : $V_{p1} = \frac{V_p}{n} = \frac{1050}{4} = 263 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Z katalogu firmy Mandík a.s. volím:

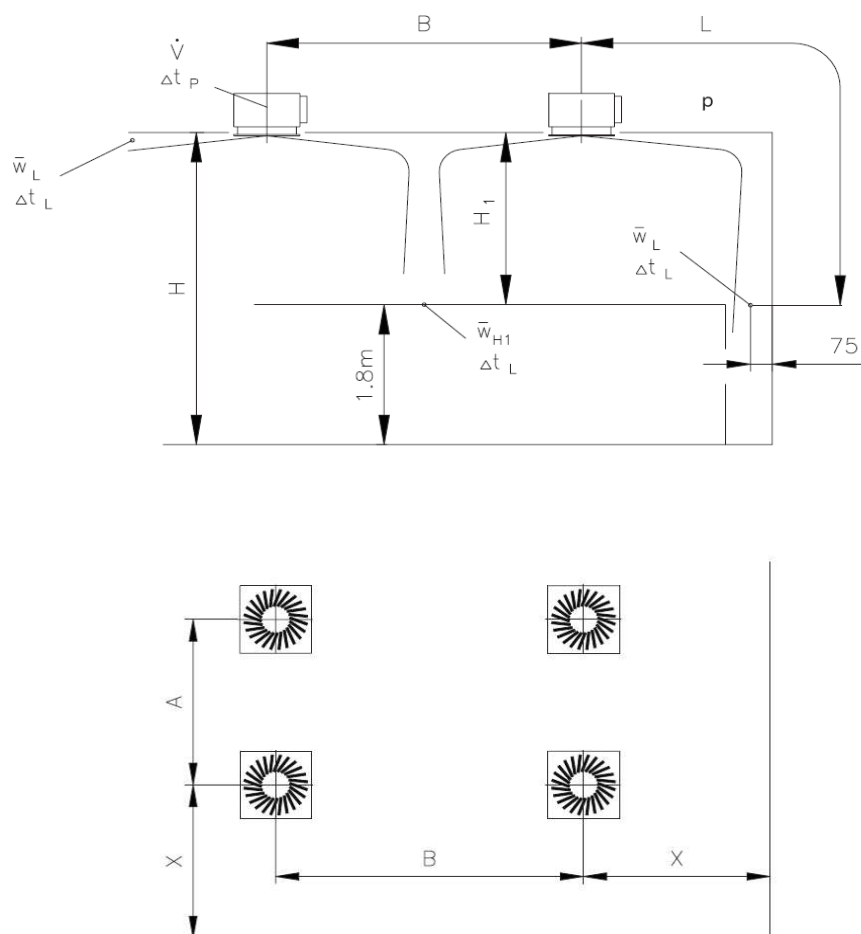
[příloha č.17]

lit. [13]

- vyúst' pro přívod vzduchu: VVM 600/25/C/V/P/24/R

Tlaková ztráta vyústě VVM 600 x 25 - odečtena z grafu $\Delta p = 10 \text{ Pa}$

Výpočtové schéma vyústě s označením rozměrů obr.č.6.4



Rychlost vzduchu w_{H1} ve výšce $h = 1,8 \text{ m}$ (zóna pobytu):

- množství vzduchu na jednu vyúst': $V_{p1} = 275 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

- výška stropu (podhledu): $H = 2,6 \text{ m}$

- vzdálenost mezi anemostaty: $A = 1,6 \text{ m}$

- vzdálenost vyústě od stěny objektu: $x = 0,9$

- vzdálenost mezi zónou pobytu a stropem: $H1 = H - h = 2,6 - 1,8 = 0,8 \text{ m}$

lit. [13]

-vzdálenost k proudu vzduchu na stěně: $L = x + H1 = 0,9 + 0,8 = 1,7 \text{ m}$

Odečteno z diagramu výrobce [příloha č.17]:

- střední rychlost proudění na stěně: $wL = 0,25 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

- střed. rychlost proud. mezi dvěma vyústěmi ve vzdálenosti H1:

$wH1=0,17\text{m}^3\text{s}^{-1}$

lit. [13]

Odvod vzduchu z prostor sprch a šaten:

Odvod vzduchu z prostor sprch a šaten je řešeno přes talířové ventily DVS, protože jsou konstruovány pro větší průtoky vzduchu.

Podmínky provozu:

Kovový talířový ventil typ DVS se používá pro odvod vzduchu. Umístění do stropu, pohledu zdi atd. Nastavitelný středový disk umožňuje regulaci množství a tvaru proudu vzduchu, poloha disku se fixuje kontramatkou. Pracuje v rozsahu teplot $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ až $+140 \text{ }^\circ\text{C}$.

Konstrukce:

Talířový ventil je vyroben z ocelového plechu s epoxypolyesterovým nátěrem bílé barvy RAL 9010. Upevňovací prstenec je vyroben z pozinkovaného plechu. Snadno nastavitelný středový disk je uložen na šroubu. Talířový ventil a upevňovací prstenec jsou osazeny bajonetovým závitem pro pevné uchycení ventilu k prstenci.

Talířové ventily DVS od firmy Multivac s.r.o, navržené dle grafů výrobce: podle množství protékajícího vzduchu, stupně otevření, přípustné hladiny akustického výkonu a přípustné tlakové ztráty. [příloha č.15]

Z těchto parametrů jsem zvolil pro:

lit. [13]

Odvod šatny- 1x Talířový ventil DVS 160

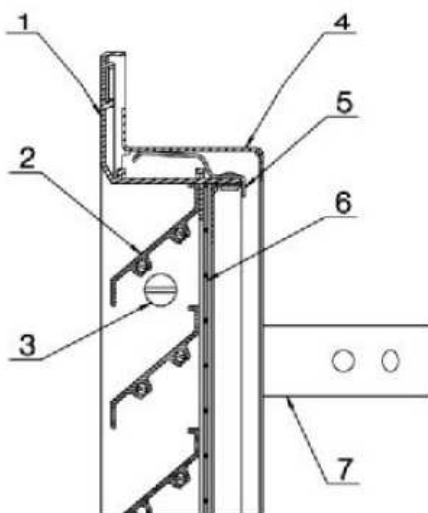
Odvod sprchy- 2x Talířový ventil DVS 200

6.2 Koncové prvky pro z.č.2 větrán a klimatizace baru.

Nasávání a výfuk pro klimatizaci baru:

Bude probíhat přes protidešťové žaluzie IMOS PZ- 630x500-AL-R2 od firmy Vkv Pardubice.

Protidešťové žaluzie IMOS-PZ chrání vnější nasávací a výfukové otvory VZT zařízení proti vniknutí vody. Zamezují tak přímému pohledu do chráněného prostoru. Používají se ke zlepšení estetického dojmu exteriéru, který také zvyšuje povrchová úprava a tvar lamel. IMOS-PZ zamezuje nasávání vody, při nasávání ventilátoru o rychlosti do 3m/s. Vnitřní průřez obvodového rámu žaluzie je vybavený lištou k zamezení zatékání kapek po obvodě rámu. Podle typu konečné povrchové úpravy je potřeba v pravidelných intervalech obnovovat vnější vrstvu ochranného nátěru žaluzie.



Konstrukční provedení

Nosnou částí IMOS-PZ je obvodový rám **1** vyrobený spojením čtyř obvodových profilů. Ke svislým profilům obvodového rámu **1** je připojen odpovídající počet řad profilových listů (lamel) **2**, ve spodní části zakončený odkapávacím listem (lamelou). Lamely a viditelná část obvodového rámu **1** tvoří vzhledovou část žaluzie. Na vnější ploše osazovací části obvodového rámu **1** jsou upevněny přitlačné pružiny **5**. Skrz stěny osazovací části obvodového rámu procházejí pojistné šrouby **3**. V zadní části obvodového rámu **1** může být připevněna svařená síť (sít) **6**. K montáži slouží rámeček **4** v provedení do stěny (R2) s montážním úchytem **7** a do potrubí (R1).

Samostatné provedení PZ je typ PZ AL40-F s plošným filtrem třídy účinnosti G-3, která je dodávána z hliníkových profilů neeloxovaných. Provedení bez filtru má označení PZ AL40.

Hlavní částí protidešťové žaluzii IMOS-PZ Obr 6.5

lit.[13]

Protidešťové žaluzie IMOZ PZ- 800x630-AL-R2.

Jsou navrženy z efektivní plochy žaluzie tak, aby rychlost nasávání nepřesáhla 3 m/s. Kvůli tomu aby nedocházelo k nasávání dešťových kapek.
[Příloha č. 16]



Protidešťová žaluzie IMOZ-PZ-AL obr 6.6

lit.[13]

Distribuční prvky:

Přívod a Odvod vzduchu z prostor baru:

Přívod a odvod vzduchu z prostor baru je řešen přes výřivé vyústě VVM od firmy Vkv Pardubice. Stejný typ jako přívodní vyústě v prostorách šaten, pouze jiná velikost vyústě. Popis vyústě viz. kapitola přívod vzduchu do prostor šaten. Tento postup je naprosto stejný jako návrh vyústě v prostoru šaten:

Návrh vyústě pro prostor bazénu:

Předepsaná rychlost proudění vzduchu v prostoru pobytu lidí je dosažena vhodnou volbou vyústě a správném umístěním ve větraném prostoru [příloha č.17].

lit.[13]

Výsledky návrhu:

- střední rychlost proudění na stěně: $wL = 0,21 \text{ m}^*s^{-1}$

- střední rychlost proudění vzduchu mezi dvěma výústěmi ve vzdálenosti H1:
 $w_{H1}=0,16m*s^{-1}$

- výúst' pro přívod vzduchu: VVM 600/48/C/V/P/24/R

- výúst' pro odvod vzduchu: VVM 600/48/C/V/O/24/R

lit.[13]

6.3 Koncové prvky pro z.č.3 větrání a odvlhčování bazénu

Nasávání a výfuk pro větrání a odvlhčování bazénové haly:

Protidešťové žaluzie IMOZ PZ- 800x630-AL-R2.

Jsou navrženy z efektivní plochy žaluzie tak, aby rychlost nasávání nepřesáhla 3 m/s. Kvůli tomu, aby nedocházelo k nasávání dešťových kapek.

Distribuční prvky:

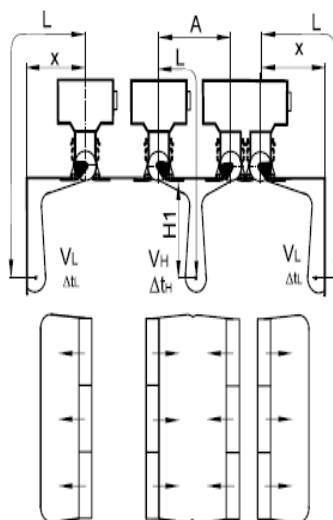
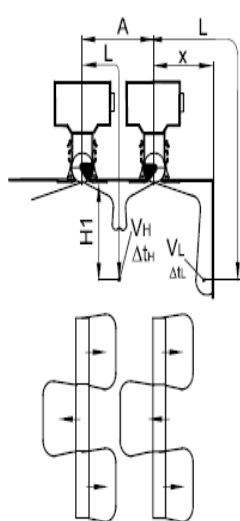
Přívod a Odvod vzduchu z prostor bazénu:

Přívod:

Model proudění vzduchu ve větraných místnostech mi určují přívodní prvky, proto při jejich návrhu musím dbát velké pozornosti. Přívod vzduchu do prostor bazénové haly :

Přívod vzduchu do prostor bazénové haly zajišťují lineární (štěrbinové) výústě LD-14 od firmy Multivac. Vyústě jsou rozmístěny tak, aby proud vzduchu dopadal na okna . Štěrbinové výústky LD-14 jsou určeny pro přívod vzduchu do místnosti se světlou výškou od 2,5 do 4m. Jsou vhodné pro přívod jak studeného, tak i teplého vzduchu, zvláště pak pro aplikace s velmi vysokými požadavky na komfort.

Štěrbínové vyústky LD-14 se vyrábí v jedno, dvou, tří a čtyř štěrbinové verzi. Kryt štěrbin je z eloxovaných hliníkových profilů s vestavěnými válcovými deflektory z recyklovatelného plastu. Deflektory umožňují plynulou změnu směr výdechu vzduchu v rozsahu 360 °, stejně jako regulování množství přiváděného vzduchu. Pomocí válcových deflektorů se může vyústka úplně uzavřít. Připojovací box je vyroben z pozinkovaného ocelového plechu, ve vstupním hrdle má osazenou klapku pro jemnou regulaci průtoku vzduchu. lit.[10]



- Q (m³/h) objemový průtok
- x (m) horizontální vzdálenost od zdi
- H (m) výška místnosti
- L (m) dosah proudu vzduchu ($L=H1+x$)
- V_L (m/s) rychlost proudu vzduchu ve vzdál. L
- Δt_z (K) teplotní rozdíl mezi přiváděným vzduchem a vzduchem v místnosti
- Δt_L (K) teplotní rozdíl mezi jádrem proudu a teplotou místnosti
- Δp (Pa) tlaková ztráta
- L_{WA} (db(A)) hladina akustického výkonu
- v_{H1} (m/s) rychlost proudu vzd. ve vzdál. $H1$
- A, B (m) vzdálenost mezi vyústkami po délce a po šířce

Výpočtové schéma štěrbinové vyústě obr 6.7

Návrh vyústě pro prostor Bazénu:

Postup návrhu dle katalogu výrobce [příloha č.18] navrženého tak, aby rychlost proudění vzduchu v prostorách pobytu lidí vyhovovala normám. Optimální rychlosti proudění vzduchu v pobytu lidí jsou uvedeny v tab.č 6.1 v kapitole Koncové prvky pro z.č.1 větrání sociálního zařízení.

Předepsaná rychlost proudění vzduchu v prostoru pobytu lidí je dosažena vhodnou volbou vyústě a správném umístěním ve větraném prostoru.

-dle návrhu vychází rychlost proudění v prostoru pobytu lidí $w_L=0,135\text{m/s}$

lit.[10]

7. Vzduchotechnické jednotky

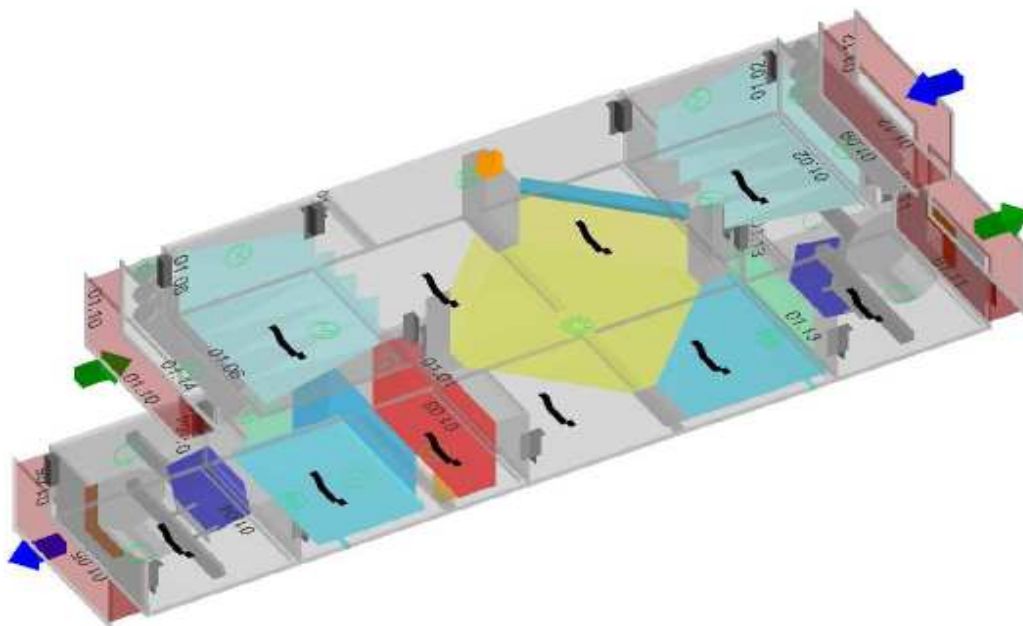
Zajišťují potřebnou výměnu a úpravu vzduchu u větraných prostor.

7.1 VZT jednotka pro větrání sociálního zařízení

Jednotku jsem poptal u společnosti Remak, jedná se podstropní jednotku AeroMastr FP 2,7 ve vnitřním provedení. Jednotky AeroMaster FP jsou charakteristické originální bezrámovou konstrukcí, díky níž dosahují špičkových parametrů dle evropské normy EN 1886. V případě instalace do mezistropů ocení uživatelé nízkou stavební výškou pouze 360 mm.

Tyto jednotky jsou ideální pro větrání a klimatizaci administrativních, obchodních, restauračních a dalších prostor. Díky sendvičové konstrukci panelů a optimalizovanému návrhu ventilátorů dosahují vynikajících hlukových vlastností. Jejich estetický design je předurčuje k použití i v prostorách bez podhledů. Mezi nesporné výhody patří snadná instalace a velmi příznivá cena. Parametry jednotky viz tabulka výkonů. Soupis jednotlivých zařízení [příloha č. 26.]

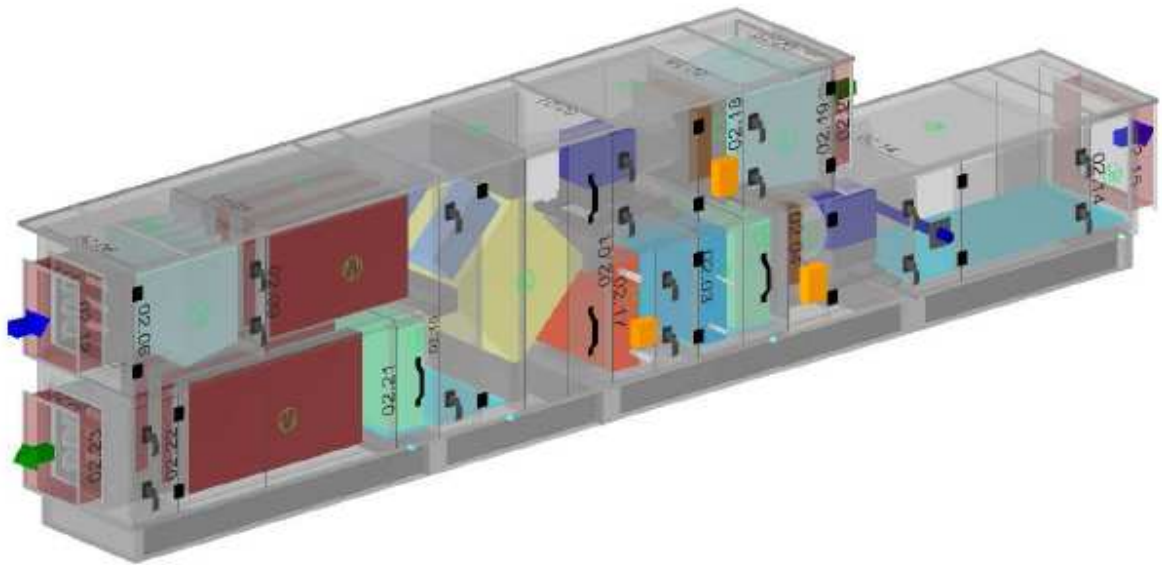
lit.[8]



VZT podstropní jednotka vnitřní provedení AeroMaster FP 2,7 od firmy Remak obr 7.1

7.2 VZT jednotka pro větrání klimatizaci baru

Jednotku jsem poptal u společnosti Remak, jedná se venkovní stojatou klimat. jednotku AeroMastr XP 04. Klimatizační jednotky AeroMaster XP jsou určeny pro komfortní vzduchotechniku a klimatizaci v rozsahu průtoků cca 3.000 až 28.000 m³/h při zvýšení tlakové difference ventilátoru do cca 1500 Pa. Jednotky AeroMaster XP jsou určeny pro montáž na podlahu, dodávají se s pevným základovým rámem montovaným již ve výrobě a jsou vyráběny se shodnou konstrukcí do vnitřního nebo do venkovního prostředí. Rozsah pracovních teplot standardního provedení je - 40°C až + 40°C. Standardně dodávané příslušenství jednotek AeroMaster XP je vždy integrováno do sekcí. Parametry jednotky viz tabulka výkonů. Soupis jednotlivých zařízení [příloha č. 27] lit.[8]



VZT jednotka stojatá venkovní provedení AeroMaster FP 2,7 od firmy Remak
obr 7.2

7.3 VZT jednotka pro větrání a odvlhčování bazénu

Jednotku jsem poptal u společnosti cíc Jan Hřebec, jedná se o bazénovou klimatizační jednotku s tepelným čerpadlem a rekuperací tepla typ H 5RT v vnitřním stojatém provedení. Jednotka je vybavena okruhem tepelného čerpadla, které umožňuje odvlhčování cirkulační vzduchu. Deskový výměník s účinností přes 60% slouží pro zpětné získávání tepla při nasávání čerstvého vzduchu a jako ekonomizér při odvlhčování. Obsahuje dva filtry pro čerstvý a oběhový vzduch třída filtrace G4.

V zimním období jednotka pracuje jako směšovací zajišťuje hygienickou dávku čerstvého vzduchu. Vzduch z větší části cirkuluje jednotkou, kde je filtrován a dohříván na požadovanou teplotu. Část vlhkého odpadního vzduchu prochází přes rekuperační výměník s účinností vyšší než 60% a přitom předeřívá čerstvý vzduch. Sušší čerstvý vzduch je předeříván

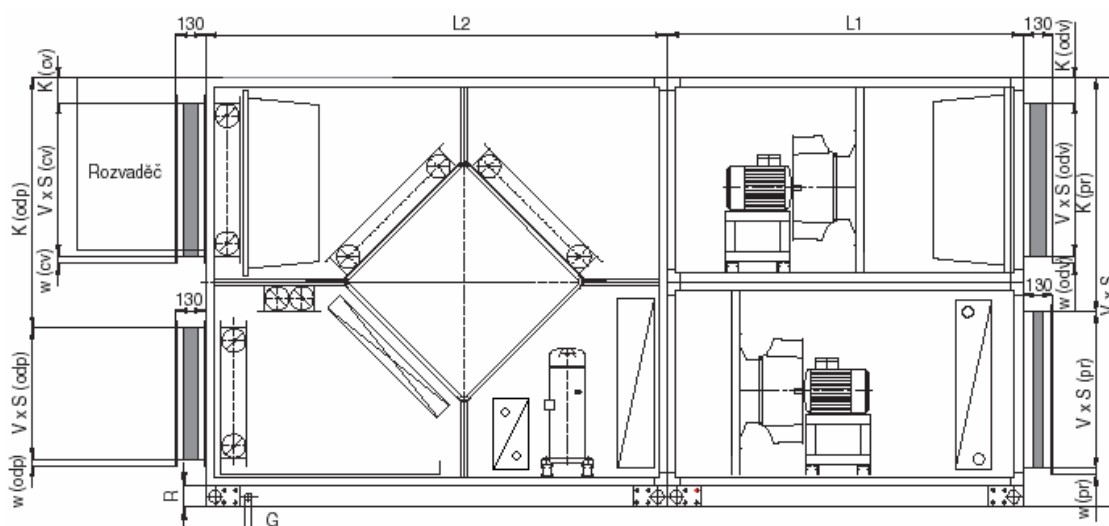
v rekuperačním výměníku a spolu s cirkulačním vzduchem dohříván vodním ohřivačem na požadovanou teplotu.

Přestoupí-li vlhkost v prostoru bazénu nastavenou mez, jednotka přejde do odvlhčovacího režimu. V tomto režimu jednotka vzduch cirkuluje při zapnutém kompresoru tepelného čerpadla. Vzduch je předchlazen na deskovém výměníku, pak je na výparníku ochlazen pod teplotu rosného bodu, a je z něj odloučena vlhkost. Ta je odvedena ve formě kondenzátu přes sifon do kanalizace. Odvlhčený vzduch je smíšen s čerstvým vzduchem, předehřát na přívodní straně deskového výměníku a dohřán na kondenzátoru. Deskový výměník ve funkci ekonomizéru výrazně snižuje spotřebu elektrické energie potřebnou na odvlhčení.

Vystoupí-li v létě teplota v bazénové hale nad nastavenou mez, jednotka přejde do stavu letního provětrání, kdy je do prostoru bazénu vháněn čerstvý vzduch až do výše 100%. Vzduch proudí mimo deskový výměník obchodem. V tomto provozním stavu jednotka maximálně větrá prostor bazénu.

lit.[11]

VZT jednotka stojatá vnitřní provedení H 5RT od firmy cic Jan Hřebec obr 7.3



8. Izolace, filtrace a protihluková opatření

8.1 Tepelná izolace

Tepelné ztráty, případně tepelné zisky při přestupu tepla stěnami vzduchovodů způsobují změnu teploty přiváděného vzduchu, což bývá příčinou provozních poruch. Proto je nutné potrubí izolovat. Izolace potrubí snižuje také nebezpečí vzniku kondenzace vlhkosti.

Lit.[2]

Izolace potrubí pro větrání sociálního zařízení:

Izolace KLIMAROL od firmy ISOVER [příloha č. 24] o tloušťce 40 mm uvnitř objektu, po tlumiče hluku bude izolace Isover ML3 [příloha č. 25] také protihluková. Přívodní větev je izolována celá, aby nedocházelo k tepelným ztrátám a ziskům v VZT potrubí. Odvodní větev je izolována od prostupu potrubí z prostoru šaten až po výfuk, aby nedocházelo k kondenzaci vodní páry v potrubí a nebyly tepelné ztráty kvůli ZZT.

Izolace potrubí pro větrání a klimatizaci baru:

Izolace KLIMAROL od firmy ISOVER [příloha č. 24] o tloušťce 40 mm uvnitř objektu a o tloušťce 80 mm mimo objekt, u venkovní izolace bude pozinkovaný povrch a po tlumiče hluku bude izolace Isover ML3 [příloha č. 25] také protihluková. Přívodní větev je izolována celá, aby nedocházelo k tepelným ztrátám a ziskům v VZT potrubí. Odvodní větev je izolována od prostupu potrubí z prostoru baru až po výfuk, aby nebyly tepelné ztráty kvůli ZZT.

Izolace potrubí pro větrání a odvlhčování bazénu:

Izolace KLIMAROL od firmy ISOVER [příloha č. 24] o tloušťce 40 mm uvnitř objektu a po tlumiče hluku bude izolace Isover ML3 [příloha č. 25] také protihluková. Přívodní větev je izolována celá, aby nedocházelo k tepelným ztrátám a ziskům v VZT potrubí. Odvodní větev je izolována od prostupu potrubí z prostoru bazénu až po výfuk, aby nedocházelo k kondenzaci vodní páry v potrubí a nebyly tepelné ztráty kvůli ZZT.

8.2 Protihluková opatření:

Vnitřní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro vnitřní prostor činí $L_a = 40$ dBa.

Venkovní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro venkovní prostor činí $L_a = 50$ dBa.

Protihluková opatření pro větrání sociálního zařízení:

Dva tlumiče hluku do kruhového potrubí SPT-GLX 315-L=1000mm od společnosti Multivac a dvě protidešťové protihlukové žaluzie PŽ 500x450/Zn/9010Ro. Po tlumiče hluku potrubí obaleno protihlukovou izolací viz kapitola 8.1

Protihluková opatření pro větrání a klimatizaci baru:

Dva integrované tlumiče hluku XPPO 04/K (součástí jednotky) přívod - odvod a dva tlumiče hluku do čtyřhranného potrubí IAA 250 - L=1000mm přívod - odvod od společnosti Elektrodesign. Po tlumiče hluku potrubí obaleno protihlukovou izolací viz kapitola 8.1

Protihluková opatření pro odvlhčování baru:

Čtyři tlumiče hluku do čtyřhranného potrubí IAA 355 - L=1000mm přívod - odvod od společnosti Elektrodesign. Po tlumiče hluku potrubí obaleno protihlukovou izolací viz kapitola 8.1

8.3 Filtrace

Kapsové filtry jsou vyrobeny z moderních filtračních materiálů, které dosahují vysoké zádržné kapacity prachových částic do standardní tlakové ztráty. Vysoká zádržná kapacita prodlužuje životnost filtru a ekonomičnost provozu. Maximální využití filtrační plochy zajišťují distanční splinty v jednotlivých člancích filtru. Filtrační materiál je standardně uložen do vysokopevnostního plastového nebo kovového rámu s dřevěnými nebo kovovými separátory. Filtr je zařazen dle DIN 53438 do požární třídy K2/F2 (kov) a K1/F1 (plast).

Ve všech případech přívod i odvod použita třída filtrace G4.

- Filtrační třída G4 dle EN 779, filtry jsou určeny pro záchyt částic >3 mikrony, zádržnost dle EN 779 90-95%
- Provozně stálé a bezpečné filtrační médium ze syntetických vláken (i pro 100% vlhkost)
- Velká filtrační plocha, dlouhá životnost, nízké tlakové ztráty
- Lze dodat i v antistatickém provedení, do prostorů s nebezpečím výbuchu zóna 2, zóna 1, zóna 0, (ČSN EN1127-1)
- Maximální teplotní odolnost pro kovový rám je 100°C
- Maximální teplota pro plastový rám je 75°C

9. Ostatní profese

Při instalaci vzduchotechnického zařízení je potřeba provést nejenom práce související s namontováním vzduchotechnických rozvodu a sestavení

vzduchotechnických jednotek, ale také je nutno provést práce, které se vzduchotechnikou přímo nesouvisí. Jedná se o tyto práce

- Výroba potrubí
- Stavební
- Instalátorské
- Elektrotechnické
- Měření a regulaci

10. Investiční náklady

Vyčíslení investičních nákladů jsem provedl (z aktuálních katalogů příslušných výrobců) pouze orientačně. Mimo ceny VZT zařízení a materiálu je potřeba započíst další finanční náklady - např. za projektovou činnost, dopravu, montáž zařízení, uvedení do provozu a zaregulování systému atd.

Jednotky	- 730791,-Kč
Komponenty VZT systémů	- 90400,- Kč
Potubí + tvarovky	- 90000,- Kč
Montáž a regulace	- 110000,- Kč
Doprava	- 37200,- Kč
Projekce , Realizace	- 90000,- Kč
Celkem	- 1218391,- Kč

11. Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval návrhem větrání, klimatizace a odvlhčování bazénového komplexu. Návrh VZT zařízení jsem provedl dle platné legislativy a odpovídajících norem s ohledem na požadavek nízké energetické náročnosti.

V Diplomové práci je popsáno - Technické řešení. Návrh jednotlivých vzduchotechnických zařízení, pro sociální prostory, bar a bazénový prostor. Návrh vzduchotechnického potrubí a výpočet tlakové ztráty. Návrh koncových prvků. Popis vzduchotechnických jednotek. Navržena izolace filtrace a protihluková opatření.

V závěru bylo provedeno orientační vyčíslení investičních nákladů a přiložena je i výkresová dokumentace vzduchotechnického zařízení.

12. Seznam použité literatury

[1] – Chyský, J., Hemzal, K. a kol.:Větrání a klimatizace (Technický průvodce, sv. č.31 České matice technické). Brno: Bolit B press,1993.ISBN 80-901574-0-8

[2] – Székyová, M., Ferstl, K., Nový, R.,:Větrání a klimatizace. Bratislava: JAGA GROUP, s.r.o., 2006. ISBN 80-8076-037-3

[3] - Norma VDI 2089, vydaná v červenci 1994, Část 1

[4] CENTEROVÁ, L., PAPEŽ, K.: Technická zařízení budov 30 - vzduchotechnika, cvičení. Praha: ČVUT, 2000

[5] HIRŠ, J., GEBAUER, G.: Vzduchotechnika v příkladech. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2006. ISBN 80-7204-486-9

[6] <http://www.tzb-info.cz>

[7] <http://www.qpro.cz>

[8] <http://www.remak.cz>

[9] <http://www.elektrodesign.cz>

[10] <http://www.multivac.cz>

[11] <http://www.cic.cz>

[12] <http://www.stavoklima.cz>

[13] <http://www.vkv-pardubice.cz/>

[14] <http://www.isover.cz/>

[15] <http://www.flair.cz>

[16] ČSN 73 0548 – Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů

13. Seznam příloh

Příloha č. 1 – Tabulka výkonů

Příloha č. 2 – Tabulka bilancí

Příloha č. 3 – Technická specifikace

Příloha č. 4 – Diagram h-x letní provoz sociální zařízení

Příloha č. 5 – Diagram h-x zimní provoz sociální zařízení

Příloha č. 6 – Diagram h-x letní provoz Bar

Příloha č. 7 – Diagram h-x zimní provoz Bar

Příloha č. 8 – Diagram h-x letní provoz Bazén

Příloha č. 9 – Diagram h-x zimní provoz Bazén

Příloha č. 10 – Tabulka syté kapaliny a páry H₂O

Příloha č. 11 – Potrubí SPIRO

Příloha č. 12 – Čtyřhranné potrubí skupiny I

Příloha č. 13 – Součinitel místního odporu tvarovek

Příloha č. 14 – Talířový ventil DAVBR

Příloha č. 15 – Talířový ventil DVS

Příloha č. 16 – Parametry a tlaková ztráta protidešťové žaluzie

**Příloha č. 17 – Rozměry a grafy výrobce výřivé vyústě VVM pro určení
tlakové ztráty a rychlosti proudění v pobytu lidí**

**Příloha č. 18 – Štěrbinové vyústě LD -14, tlaková ztráta a rychlost
vzduchu
pro různý dosah proudu**

Příloha č. 19 – Parametry a tlaková ztráta větrací mřížky VSA

Příloha č. 20 – Flexibilní hadice typu SONOFLEX

Příloha č. 21 – Tlumič hluku SPT do kruhového potrubí

Příloha č. 22 – Tlumič hluku IAA do čtyřhranného potrubí

Příloha č. 23 – Protihluková protidešťová žaluzie Stavoklima

Příloha č. 24 – Tepelná izolace

Příloha č. 25 – Tepelná a protihluková izolace

Příloha č. 26 – Parametry VZT z.č. 1 větrání soc. zařízení

Příloha č. 27 - Parametry VZT z.č. 1 klimatizace baru

Příloha č. 28 - Parametry VZT z.č. 1 větrání a odvlhčování bazénu

Výkresová dokumentace

č. v. A0– 01 Půdorys bazénového komplexu , řezy, řezy strojovou a pohledy,