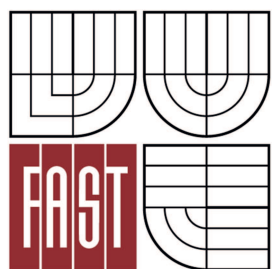




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

OPTIMALIZACE VĚTRÁNÍ SKLADU

OPTIMIZING WAREHOUSE VENTILATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MARTIN KAŠTÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PAVEL UHER, Ph.D.

BRNO 2016



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant Bc. Martin Kaštánek

Název Optimalizace větrání skladu

Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Uher, Ph.D.

**Datum zadání
diplomové práce** 31. 3. 2015

**Datum odevzdání
diplomové práce** 15. 1. 2016

V Brně dne 31. 3. 2015

doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu



prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Zásady pro vypracování (zadání, cíle práce, požadované výstupy)

A. Popis stávajícího stavu, analýza tématu a podkladů stavby, stanovení konkrétních cílů a metod řešení

B. Minimálně 2 varianty optimalizace stávajícího stavu, podpořené CFD simulacemi. Jednočárové schémata rozvodů VZT systému a chlazení. Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;

C. Minimálně 1 varianta v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení:

půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony a vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb.

Struktura bakalářské/diplomové práce

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).



.....

Ing. Pavel Uher, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací stávajícího stavu vnitřního mikroklima, podpořené CFD simulacemi. Řešeným objektem je skladovací hala elektrotechniky, jejímž provozovatelem je firma ebm-papst CZ s.r.o.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vzduchotechnika, větrání, CFD simulace, modelování vnitřního prostředí, rychlost proudění, teplota.

ABSTRACT

The objective of this diploma thesis is optimization of the current state of internal microclimate, which was supported by CFD simulations. The solved object is storage hall of electronics of the company ebm-papst CZ s.r.o.

KEY WORDS

Air conditioning, ventilation, CFD simulations of indoor environment, air velocity, temperature.

Bc. Martin Kaštánek *Optimalizace větrání skladu*. Brno, 2016. 132s, 15s příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Pavel Uher, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 15. 1. 2016

.....
podpis autora
Martin Kaštánek

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své práce Ing. Pavlovi Uhrovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a čas, který mi věnoval. Vážím si jeho ochoty mi pomoci a poradit, při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat jednateři firmy ebm-papst s.r.o. CZ Ing. Aleši Jakubcovi, MBA. za navázanou spolupráci a umožnění vzniku této práce.

OBSAH

A – TEORETICKÁ ČÁST	11
ÚVOD.....	12
1 VNITŘNÍ PROSTŘEDÍ STAVEB.....	13
1.1 VNITŘNÍ MIKROKLIMA PRŮMYSLOVÝCH STAVEB.....	14
2 PŘIROZENÉ VĚTRÁNÍ.....	16
2.1 TLAK VYVOLANÝ ROZDÍLEM TEPLOT	16
2.2 TLAK VYVOLANÝ DYNAMICKÝM TLAKEM VĚTRU	17
2.3 AERACE.....	17
3 NUCENÉ VĚTRÁNÍ	19
3.1.1 PODTLAKOVÉ VĚTRÁNÍ	20
3.1.2 PŘETLAKOVÉ VĚTRÁNÍ	20
3.1.3 ROVNOTLAKÉ VĚTRÁNÍ	20
4 TEPLOVZDUŠNÉ VĚTRÁNÍ.....	22
5 METODA CFD.....	24
5.1 GEOMETRIE MODELU	26
5.2 VÝPOČETNÍ SÍŤ	27
5.3 TEORIE NUMERICKÉHO ŘEŠENÍ	29
5.3.1 IZOTERMICKÉ PROUDĚNÍ	29
5.3.2 NEIZOTERMNÍ PROUDĚNÍ	29
5.3.3 NUMERICKÉHO ŘEŠENÍ PŘI NEIZOTERMICKÉM PROUDĚNÍ	31
5.3.4 ZÁKON ZACHOVÁNÍ HMOTY	31
5.3.5 DRUHÝ NEWTONŮV POHYBOVÝ ZÁKON	33
5.3.6 ZÁKON ZACHOVÁNÍ ENERGIE	36
5.4 MODEL PROUDĚNÍ TEKUTIN.....	37
5.4.1 LAMINÁRNÍ	37
5.4.2 TURBULENTNÍ	38
5.4.3 MODEL TURBULENTNÍHO PROUDĚNÍ	39
5.4.4 PROUDĚNÍ V MEZNÍ VRSTVĚ	40
5.5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY	42
5.5.1 VSTUP TEKUTINY DO MODELU – VELOCITY INLET.....	42
5.5.2 VÝSTUP TEKUTINY Z MODELU – PRESSURE OUTLET	42
5.5.3 OKRAJOVÁ PODMÍNKA STĚNY – WALL.....	42
5.6 PRŮBĚH SIMULACE.....	43
B – MATEMATICKO – FYZIKÁLNÍ ŘEŠENÍ.....	45
6 MATEMATICKO-FYZIKÁLNÍ ŘEŠENÍ V PROGRAMU STAR CCM+	46

6.1	VYTVOŘENÍ MODELU	46
6.2	TVORBA VÝPOČETNÍ SÍTĚ	46
6.3	NASTAVENÍ FYZIKY MODELU	49
6.4	OKRAJOVÉ PODMÍNKY	50
6.5	ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ	50
6.6	STÁVAJÍCÍ STAV	53
6.6.1	EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	55
6.6.1.1	NÁSTROJE POTŘEBNÉ K MĚŘENÍ:	55
6.6.1.2	PŘÍPRAVA PROSTORU PŘED ZAČÁTKEM MĚŘENÍ	55
6.6.1.3	POSTUP MĚŘENÍ:	55
6.6.2	SIMULACE ROZLOŽENÍ TEPLŮ VE SKLADOVACÍ HALE	59
6.6.3	SIMULACE RYCHLOSTI PROUDĚNÍ VE SKLADOVACÍ HALE	63
6.6.4	ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU	66
6.7	NAVROVANÝ STAV	68
6.7.1	VARIANTA 1 – AXIÁLNÍ VENTILÁTORY VE FUNKCI DESTRATIFIKÁTORŮ	68
6.7.1.1	ZJEDNODUŠENÍ MODELU AXIÁLNÍCH VENTILÁTORŮ	68
6.7.1.2	ROZLOŽENÍ TEPLŮ VE SKLADOVACÍ HALE	70
6.7.1.3	RYCHLOSTI PROUDĚNÍ VE SKLADOVACÍ HALE	72
6.7.1.4	ZHODNOCENÍ VARIANTY 1	74
6.7.2	VARIANTA 2 – NUCENÝ SYSTÉM VZDUCHOTECHNIKY	75
6.7.2.1	ROZLOŽENÍ TEPLŮ VE SKLADOVACÍ HALE	76
6.7.2.2	RYCHLOSTI PROUDĚNÍ VE SKLADOVACÍ HALE	79
6.7.2.3	ZHODNOCENÍ VARIANTY 2	81
C	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	75
7	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PRO ZADANÝ OBJEKT	83
7.1	POPIS OBJEKTU:	83
7.2	ÚČEL STAVBY:	85
7.3	PROVOZ V HALE:	85
7.4	KLIMATICKÉ ÚDAJE	85
7.5	VÝPOČTOVÉ ÚDAJE VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ	85
7.6	TEPELNÉ ZTRÁTY OBJEKTU	86
7.6.1	VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT PROSTUPEM	86
7.6.2	VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT VĚTRÁNÍM	87
7.7	TEPELNÁ ZÁTĚŽ OBJEKTU	88
7.7.1	TEPELNÉ ZISKY OKNY	88
7.7.2	VNĚJŠÍ A VNITŘNÍ TEPELNÁ ZÁTĚŽ	88
7.7.3	CELKOVÉ TEPELNÉ BILANCE	88
7.8	PRŮTOKY VZDUCHU	89
7.8.1	VĚTRACÍ ČERSTVÝ VZDUCH	89
7.8.2	VZDUCHOVÝ SYSTÉM KLIMATIZACE	89
7.8.2.1	ZIMNÍ OBDOBÍ:	89

7.8.2.2	LETNÍ OBDOBÍ:.....	89
7.8.2.3	VLHKOSTNÍ BILANCE:	90
7.9	VÝKONY VÝMĚNÍKŮ.....	90
7.10	DISTRIBUCE VZDUCHU	91
7.10.1	PŘÍVOD VZDUCHU	91
7.10.1.1	DOSAĤ PROUDU PŘI TEPELOVZDUŠNÉM VYTÁPĚNÍ	93
7.10.1.2	TLAKOVÁ ZTRÁTA A AKUSTICKÝ VÝKON	93
7.10.2	ODVOD VZDUCHU	94
7.10.2.1	TLAKOVÁ ZTRÁTA A AKUSTICKÝ VÝKON	95
7.10.3	PROTIDEŠŤOVÁ ŹALUZIE.....	96
7.10.3.1	TLAKOVÁ ZTRÁTA	97
7.10.4	VÝFUKOVÁ HLAVICE	98
7.11	DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ.....	99
7.12	NÁVRH VZDUCHOTECHNICKÝCH JEDNOTEK	101
7.12.1	PŘÍVODNÍ ČÁST:	103
7.12.2	ODVODNÍ ČÁST:	104
7.12.3	H-X DIAGRAM PRO ZIMNÍ OBDOBÍ.....	106
7.12.4	H-X DIAGRAM PRO LETNÍ OBDOBÍ	107
7.13	SCHÉMA VZT JEDNOTEK	108
7.14	TABULKA ZAŘÍZENÍ	109
8	TECHNICKÁ ZPRÁVA.....	110
8.1	ÚVOD.....	110
8.1.1	HLAVNÍ ÚČEL BUDOVY A POŹADAVKY NA VZT ZAŘÍZENÍ	110
8.1.2	VÝCHOZÍ PODKLADY	110
8.1.3	VÝPOČTOVÉ HODNOTY KLIMATICKÝCH POMĚRŮ	110
8.1.4	MIKROKLIMATICKÉ PODMÍNKY, ZADÁVACÍ PARAMETRY A DIMENZOVÁNÍ	110
8.1.4.1	ZÁKLADNÍ KONCEPCE ZAŘÍZENÍ VZDUCHOTECHNIKY	111
8.1.5	POPIS VZT ZAŘÍZENÍ	111
8.1.5.1	ZAŘÍZENÍ Č. 1.1.1. – PŘÍVOD A ODVOD VZDUCHU SKLADOVACÍ HALY	111
8.1.6	ZAŘÍZENÍ Č. 2.1.1. – PŘÍVOD A ODVOD VZDUCHU SKLADOVACÍ HALY	113
8.2	POPIS SPOLEČNÝCH PRVKŮ A OPATŘENÍ	114
8.2.1	VZDUCHOTECHNICKÉ POTRUBÍ.....	114
8.2.2	PROTIPOŹÁRNÍ OPATŘENÍ	114
8.2.3	IZOLACE A NÁTĚRY	114
8.3	POŹADAVKY NA NAVAZUJÍCÍ PROFESE	115
8.3.1	POŹADAVKY NA VYTÁPĚNÍ	115
8.3.2	POŹADAVKY NA ELEKTRO.....	115
8.3.3	POŹADAVKY NA ZDRAVOTECHNIKU.....	115
8.3.4	POŹADAVKY NA STAVBU	115
8.3.5	POŹADAVKY NA MĚŘENÍ A REGULACI (MAR)	115
8.4	POKYNY PRO MONTÁŹ	116
8.5	POKYNY PRO OBSLUHU, ÚDRŹBU, BEZPEČNOST PRÁCE, ZKOUŠKY	116

8.6	VLIV ZAŘÍZENÍ VZT NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ	116
8.7	ZÁVĚR.....	116
9	ÚTLUM HLUKU	117
9.1.1	HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU PŘI PŮSOBNÍ VÍCE ZDROJŮ	121
10	TEPELNÉ IZOLACE POTRUBÍ.....	122
11	ZÁVĚR.....	126
12	SEZNAM CITOVANÝCH ZDROJŮ:.....	128
12.1	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A ZNAČEK	130
12.2	SEZNAM PŘÍLOH:	131



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

A – TEORETICKÁ ČÁST

THE THEORETICAL PART

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. MARTIN KAŠTÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. PAVEL UHER, PH.D.

BRNO 2016

ÚVOD

Pro vypracování této diplomové práce jsem oslovil českou pobočku světového výrobce ventilátorů, firmu ebm-papst s.r.o. CZ, se kterou jsem následně navázal spolupráci při výběru zadání této závěrečné práce. V diplomové práci jsem se zabýval modelací vnitřního mikroklima, pomocí CFD simulací. Výsledky simulací daného problému byly zpracovány a posouzeny. Následně jsem zpracoval dvě varianty zlepšení vnitřního mikroklima pomocí CFD simulací. Výsledky bych je rád představil vedení firmy ebm-papst s.r.o. CZ, pro něž budou výsledky této práce snad užitečné a zároveň jim pomohou vyřešit daný problém.

Tento můj návrh sklidil kladné ohlasy a mohla tak vzniknout tato práce, která se zabývá optimalizací vnitřního mikroklima z hlediska větrání jejich skladovací haly. Skladovací hala se nachází v Brně v Tuřanech.

V řešené hale se nachází expediční sklad s vysokými skladovacími regály, které nejspíše brání správné funkci současného vzduchotechnického řešení. Cílem je simulace stávajícího stavu a návrhu možností pro zlepšení současného stavu

Teoretická část se zabývá vlastním prouděním vzduchu z hlediska fyziky. Představuje problémy spojené se stratifikací jednotlivých vrstev vzduchu ve vysokých prostorech, jako jsou právě například skladovací haly či jiné podobné prostory, kde výškový rozdíl mezi podlahou a stropní konstrukcí je více než 6m.

Na teoretickou část navazuje část matematicko-fyzikální, která zahrnuje simulace proudění v objektu a řeší distribuci vzduchu.

Koncepční část obsahuje návrh jedné z představených variant, technickou zprávu, funkční schéma a výkresovou dokumentaci.

1 VNITŘNÍ PROSTŘEDÍ STAVEB

Už naši předkové věděli, že pokud chtějí mít ve svých obydlích oheň, budou potřebovat otvor nad ohništěm vyvedený nad střechu, aby vypustili kouř a zároveň alespoň jeden další otvor pro přívod vzduchu do místnosti, aby mohl oheň hořet. Začátkem 1. století př.n.l. Římané vynalezli vytápění horkým vzduchem, kdy pomocí dutých otvorů v podlaze rozváděli ohřátý vzduch do obytných místností a z nich komínem či dalším dutinami nad střechu a pryč z prostoru. Byl to tedy první předchůdce systému větrání prostoru a úpravy vzduchu v něm.

Ovšem díky neustále novým technologiím a objevům udělala technická vyspělost lidstva obrovský skok kupředu ve všech oborech techniky. Vzduchotechniku nevyjímaje. A proto si dnes můžeme vybrat z velkého množství možností, jak si vylepšit svá obydlí či pracovní prostředí a především životní prostředí v nich. ^[1]

Bohužel, vše má i své stinné stránky, a to platí i o vývoji a nových technologiích. Tam, kde nové technologie přispěly ke zlepšení vnitřního životního prostředí staveb a byly tak užitečné a prospěšné, tam také bohužel zhoršily kvalitu venkovního prostředí, které spolu s neustále rostoucím znečištěním životního prostředí okolo nás zvyšuje hygienické požadavky a nároky na vhodné vnitřní prostředí a přispívá tak k mnohem vyšším nárokům na konstrukci a způsob provozování klimatizačních a dalších zařízení, jenž slouží pro úpravu a dopravu vzduchu.

V dnešní době většina lidí, kteří se nacházejí v produktivním věku, tráví více než jednu třetinu svého dne na svém pracovišti a je tedy významnou dobu svého každodenního života vystaven všem možným vlivům, které dané prostředí skrývá. O našem zdraví v budovách nejvíce rozhodují především vlastnosti budovy, ve které se nacházíme, když pracujeme. Jsou to zejména materiály, jenž byly použity při výstavbě, stavební technologie, které byly použity, nebo v jakém stavu a jak kvalitní má daná budova technické zařízení. Při všech vyjmenovaných činnostech výstavby je především důležitým faktorem také to, jaká je kvalita provedených prací či údržba provozu. Bohužel, ve většině případů nejsme schopni ovlivnit vlastnosti budovy či použité materiály. Co však v určité míře ovlivnit lze, to je způsob užívání stavby. Někdy totiž sám člověk svojí činností či neodbornými zásahy značně ovlivní dané pracovní mikroklima. Například když nastane situace, že část objektu je značně přetopena a jiná naopak vytápěná není téměř vůbec. Nebo pokud agentie vznikají přímo v pracovním prostoru a jsou nedostatečně odváděny. ^[2]

Abychom alespoň nějakým způsobem pomohli zlepšit kvalitu prostředí, snažíme se co nejefektivněji využívat všech energetických procesů, které vznikají při úpravách vzduchu na námi požadovaný stav vnitřního mikroklima. Vzhledem k tomu, že by bylo absolutně neekonomické a nevhodné upravovat ovzduší ve všech prostorech, ve kterých se člověk může během dne vyskytnout, klade se důraz pouze na prostory, ve kterých tráví delší časový úsek. Nezáleží příliš na tom, zda se jedná o občanské budovy, bytové domy či průmyslové stavby. Rozhodující je, jak už bylo napsáno, účel a provoz stavby. Samozřejmě že mikroklima v průmyslovém objektu a v bytovém objektu nebude nikdy stejné, pokud bychom chtěli dodržet stejnou energetickou náročnost. Proto se pro popsání kvality vnitřního mikroklima využívá faktorů, jako jsou teplota

vzduchu, jeho čistota, povrchová teplota stěn, rychlost proudění vzduchu, oděv člověka a jeho činnost, vlhkost vzduchu, intenzita osvětlení, hluk a vibrace, tlak vzduchu a další. Optimální stav těchto vlivů potom vytváří vhodné pracovní prostředí, které je však pro každou osobu nacházející se v takovémto prostoru velice individuální. Z pohledu oboru větrání a klimatizace však nelze všechny tyto faktory ovlivnit zároveň. Proto jsou směrodatnými veličinami pro tento obor pouze teplota, vlhkost vzduchu, rychlost proudění vzduchu a čistota vzduchu.

Provoz a účel stavby, jak už bylo napsáno, jsou však vždy výchozí pozicí, pro který jsou charakteristické určité způsoby, jakými lze můžeme dosáhnout požadovaného stavu vnitřního mikroklima.

1.1 Vnitřní mikroklima průmyslových staveb

U průmyslových staveb většinou není hlavní požadavek kladen na estetickou stránku stavby, ale především na funkčnost a ekonomiku provozu. Vzhledem k tomu, že u průmyslových staveb je rozhodující velikost pracovních či skladovacích prostorů mají zde značný vliv provoz systému větrání či vytápění a jejich pořizovací náklady.

K tomu, aby bylo dosaženo tepelné pohody u osob, které zde tráví delší časový úsek v podobě například pracovních směn, postačí nižší teploty vzduchu, než které jsou běžně voleny u ostatních druhů staveb. Hlavním důvodem je pracovní činnost osob s tím spojená produkce tepla.

Dalším faktorem určujícím kvalitu prostředí je čistota vzduchu v pracovním prostoru, jenž je nedílnou součástí potřebnou k dosažení správné pohody prostředí. Pokud by totiž nastala situace, kdyby čistota vzduchu nebo jeho výměna v pracovním prostředí nebyla dostatečná, mohlo by to mít značně negativní následky na lidské zdraví či duševní stav osob. Asi nejvýznamnější vliv na čistotu vzduchu má v tomto případě aerosolové mikroklima, které si můžeme představit v podobě pevného a kapalného aerosolu. Pevný aerosol je známý jako prach, jehož částice v atmosféře jsou přibližně ze dvou třetin přírodní, tvoří je prach sopečný, kosmický či prach, který vzniká vlivem požárů, a z jedné třetiny antropogenní, které vznikají spalováním paliv či vlivem dopravy.

Kapalné částice rozptýlené ve vzduchu tvoří takzvané kapalné aerosoly. Mohou vznikat kondenzací vodních par, pokud poklesne teplota vnitřního vzduchu pod teplotu rosného bodu. Jako příklad zde můžeme uvést mlhu. Další možností vzniku kapalných aerosolů, které vznikají v průmyslových stavbách během svého provozu, jsou například při nanášení laků stříkáním, při dělení materiálu vodním paprskem či při mokrému čištění povrchů.

Všechny tyto částice ať už pevné či kapalné mají vliv na lidský organismus a ovlivňují tak naše zdraví. To jaký budou mít účinek, závisí na množství aerosolu, které se dostane do lidského organismu, dále na době, po kterou jsou osoby vystavené působení a samozřejmě také na vlastnostech a charakteru samotných částic, jakými jsou chemické složení či fyzikálních vlastností, jako je zejména velikost, tvar, elektrický náboj nebo toxicita.

Kromě těchto vlastností mohou být ty částice nositeli nejrůznějších mikroorganismů. [3]

Aby ve vnitřním prostoru nedocházelo k vysoké prašnosti, která by mohla u osob vyvolávat podráždění sliznic či dušení doprovázené kašlem, je nutná pravidelná a správná výměna vzduchu, s jejíž pomocí lze odvést nežádoucí agencie z vnitřních prostorů. Toto je důležité především v prostředí, kde dlouho pobývají lidé a pokud by byli vystaveni účinku škodlivin, mohli by u nich vyvolat některé druhy alergií.

Jaká je ale správná výměna vzduchu či množství čerstvého vzduchu? Na tuto otázce nelze jednoznačně odpovědět, jelikož výměna závisí na více faktorech, které formují vnitřní prostředí a mikroklima budov. Orientačně můžeme použít doporučené hodnoty výměn vzduchu pro jednotlivé prostory dle jejich provozu, jako to například uvádí [4].

Obvykle však určujeme pro většinu prostorů množství čerstvého vzduchu dle škodliviny, která překračuje své povolené limity koncentrace vzhledem k danému prostoru. Pro pobytové prostory bývá nejčastěji určující koncentrace CO₂, jenž při hodnotách koncentrací přesahující doporučené hodnoty, vyvolává pocit únavy či jiné nepříjemné stavy lidského organismu, a tím omezuje člověka při vykonávané činnosti a má tak zcela zásadní vliv na jeho výkonnost.

Proto je nutné přivést do prostoru takové množství čerstvého vzduchu, které zajistí hygienicky požadovanou kvalitu mikroklima. Nejčastěji využíváme k větrání venkovního vzduch, který má obvykle mnohem nižší koncentraci všech běžných škodlivin než vzduch nacházející se v interiéru. Pokud kvalita není dostatečná vlivem okolních vlivů jako je doprava či průmysl, tak pro zvýšení kvality větracího vzduchu se používají filtry, jež snižují obsah nežádoucích částic nacházejících se ve venkovním ovzduší, a tím zvyšují kvalitu větracího vzduchu.

Jak ale takový vzduch správně přivést a rovnoměrně rozdělit do vnitřních prostorů, ve kterých je světlá výška více než 6m, jako je případ právě skladovacích hal? Možností se nabízí hned několik.

U průmyslových objektů, podobně jako u ostatních typů staveb, je možné využít jak přirozeného tak i nuceného větrání. Každý má svá specifika a s tím spojené výhody či nevýhody. Bez ohledu na zvolený typ, je však nutné vzít v úvahu, jakým způsobem bude vzduch vstupovat do objektu, jak bude distribuován, a jakým způsobem bude budovu opouštět. Systémy, které jsou nekomfortní, drahé z hlediska pořizovací ceny či provozních nákladů, nebezpečné, hlučné, nebo jiným způsobem nepřijatelné pro správné užívání budovy, by neměli být použity a navržený systém by měl všechny tyto negativní aspekty maximální možné míře eliminovat.

2 PŘIROZENÉ VĚTRÁNÍ

Přirozené větrání je tok venkovního vzduchu v důsledku rozdílu tlaku, který vzniká rozdílem teplot nebo tlakem větru, a který proudí do interiéru prostřednictvím záměrně vytvořených otvorů v plášti budovy. ^[6]

2.1 Tlak vyvolaný rozdílem teplot

Za předpokladu rozdílné teploty ve vnitřním a venkovním prostředí, vzniká, vlivem rozdílných hustot těchto vzduchů, rozdíl tlaku na obou stranách konstrukcí oddělující tyto prostředí. Čím větší bude rozdíl mezi teplotami a zejména rozdíl mezi hustotami vzduchu v jednotlivých prostředích, tím větší bude tlakový rozdíl. Platí tedy:

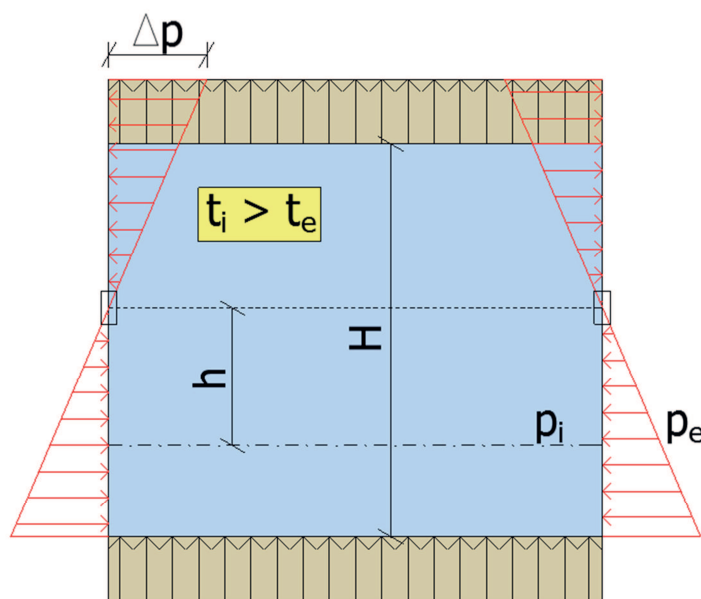
$$\Delta p_t = p_e - p_i = h \cdot g \cdot (p_e - p_i) \quad (1)$$

kde p_e = tlak vzduchu ve venkovním prostředí

p_i = tlak vzduchu ve vnitřním prostředí

h = výška v místě stanovení rozdílu tlaku

g = gravitační zrychlení



Obrázek 1 – Tlakový účinek teploty ^[7]

2.2 Tlak vyvolaný dynamickým tlakem větru

Tlakový rozdíl vzniká rozdílem tlaků na návětrné a závětrné straně v důsledku silového působení větru na objekt. Při působení větru vzniká na návětrné straně přetlak a na závětrné naopak podtlak. Tento rozdíl tlaků lze vyjádřit dle následující rovnice:

$$\Delta p_w = p_n - p_z = 1/2 \cdot (A_n - A_z) \cdot w^2 \cdot \rho_e \quad (2)$$

kde: ρ_e = tlak vzduchu ve venkovním prostředí

A_n = aerodynamický součinitel pro tvar budovy na návětrné straně (běžná hodnota 0,6)

A_z = aerodynamický součinitel pro tvar budovy na závětrné straně (běžná hodnota -0,3)

w^2 = rychlost větru

V reálných situacích se však nejčastěji objevuje kombinace obou předchozích faktorů vzniku toku vzduchu. I přestože je přirozené větrání velmi závislé na klimatických podmínkách, lze ho úspěšně aplikovat na průmyslové objekty, jako je například i zde řešený objekt skladovací haly. Lze využít jednoho z typů přirozeného větrání, a to například větrání aerací.^[7]

2.3 Aerace

Tento způsob výměny vzduchu probíhá pomocí otvorů v plášti objektu, které jsou umístěny v různých výškových úrovních nad sebou. Výměna vzduchu v tomto případě probíhá díky rozdílu tlaku, který je opět vyvolán různými teplotami vzduchu v interiéru a exteriéru.

Tlakový rozdíl, jenž je způsoben rozdílem teplot, popisuje opět rovnice pro přirozené větrání. Tedy:

$$\Delta p_t = h \cdot g \cdot (\rho_e - \rho_i) \quad (3)$$

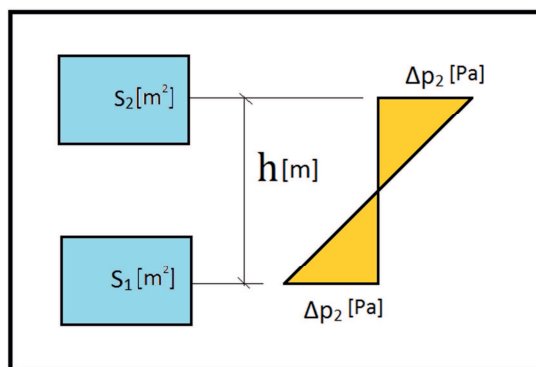
Hmotností tok vzduchu jednotlivými otvory popisuje následující rovnice.

$$m = A_1 \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_e \cdot \Delta p_1} = A_2 \cdot \mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_e \cdot \Delta p_2} \quad [\text{kg/s}] \quad (4)$$

kde A_1, A_2 = plocha přírodního a odvodního otvoru

μ_1, μ_2 = výtokový součinitel otvoru (běžná hodnota 0,6)

ρ_e, ρ_i = hustota vzduchu v exteriéru a interiéru^[7]



Obrázek 2 - Schéma větrání aeraci

Pro zde řešený případ skladovací haly je pohonem pro přirozené větrání právě ona rozdílná teplota vzduchu v hale a vzduchu obklopující halu. Za předpokladu, že je vzduch v interiéru teplejší, má tedy nižší hustotu a je tedy lehčí než vzduch venkovní, začne se hala chovat podobně jako komín u kotle na vytápění. V dolním prostoru začne vlivem podtlaku nasávat venkovní vzduch a v horní části vytlačovat ven z haly otvory umístěnými ve světlíku. Pokud by teploty v jednotlivých prostředích byly opačné, například v letních měsících, byl by opačný i celý mechanismus větrání.

Tento způsob je možné použít, bez ohledu na zvolený systém větrání, spíše jako doplňkový k nucenému větrání, jelikož otvory nelze vždy zaručit adekvátní výměnu vnitřního vzduchu nebo kontrolu teploty a vlhkosti, vzhledem k danému prostoru. Přirozené větrání bývá tedy jen zřídka kdy přijatelným prostředkem k zajištění požadavků na vnitřní mikroklima. A to především kvůli závislosti na uspořádání, umístění a ovládání ventilačních otvorů, které využívají venkovních klimatických podmínek, kombinují tedy hnací sílu větru a rozdíly teplot, pro dosažení požadované míry ventilace a správného rozložení větracího vzduchu v budově či daném prostoru.

Důležitou roli hraje v tomto případě i umístění stavby jelikož okolní faktory mohou bránit efektivnímu využití větracích otvorů. Přirozená ventilace je v dnešní době jen zřídka přijatelným prostředkem pro zajištění základní úrovně splňující hygienické požadavky v celém objektu, i přesto může být ekonomicky výhodnou alternativou zejména v letních měsících, kdy teplota venkovního prostředí splňuje hygienické požadavky na teplotu v obytných prostorech. ^[8]

Za určitých okolností lze tedy efektivně ovládat jak teplotu v interiéru tak i množství zdraví škodlivých látek nacházejících se ve větraném prostoru. Nicméně toto řešení je spíše vhodné v mírných klimatických podmínkách, a není považováno za příliš praktické v horkém a vlhkém podnebí, nebo v příliš chladném podnebí. ^[6]

3 NUCENÉ VĚTRÁNÍ

Aby bylo dosaženo požadovaného výsledku vnitřního mikroklima bez závislosti na okolních vlivech, jako je zejména teplota venkovního vzduchu a jeho rychlost a směr proudění, bylo vyvinuto takzvané nucené větrání, které nahrazuje všechny nedostatky přirozeného větrání.

Nucené větrání představuje systém větrání s příslušným mechanickým zařízením, které není nijak závislé na okolních klimatických podmínkách a s jehož pomocí je tvořena výměna znehodnoceného vnitřního vzduchu za nový, popřípadě úprava přírodního vzduchu. Úpravami se rozumí ohřev, filtrace, úprava tlakových poměrů v daném prostoru.

Samotné větrání tak potlačuje účinky agencií, které by mohly být nevhodné pro lidské zdraví nebo by mohly narušit tepelnou rovnováhu v pobytové oblasti. Množství vzduchu, které je nutné, aby v maximální možné míře pokrylo tok nově vznikajících škodlivin uvnitř interiéru, je charakterizováno objemovým průtokem vnějšího vzduchu. Tento průtok by měl být volen takovým způsobem, aby efektivně snížil koncentraci nežádoucích látek ve vnitřním prostředí a zároveň odvedl tyto látky pryč z prostoru. Řešení vychází z rovnice hmotnostních bilancí

$$V_e \cdot k_e \cdot d\tau + m_s \cdot d\tau = V_o \cdot k_i \cdot d\tau + O \cdot dk, \quad (5)$$

ve které představuje:

V_e, V_o = objemový průtok exteriérového a odváděného vzduchu [m^3/s]

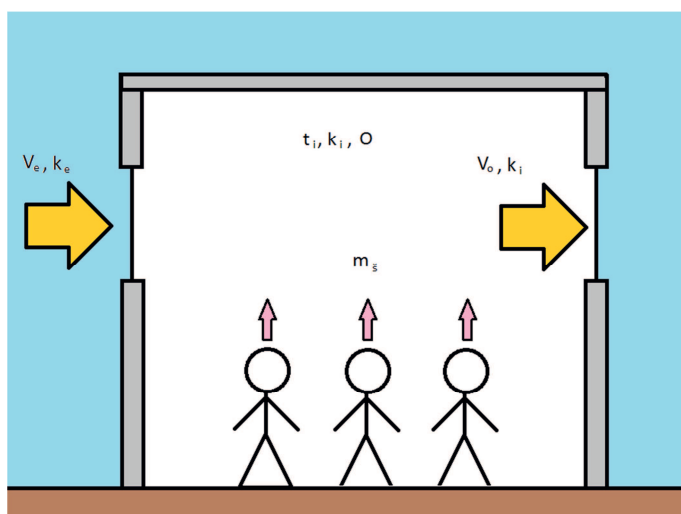
k_e, k_i = koncentrace exteriérového a odváděného vzduchu [mg/m^3]

m_s = hmotnostní tok škodlivin [mg/s]

$d\tau$ = daný časový úsek

dk = změna koncentrace v daném časovém úseku^[7]

O = objem větraného prostoru [m^3]^[7]



Obrázek 3 – Schéma nuceného větrání

Za předpokladu, že koncentrace $k_e < k_i$, lze po vyřešení obecné bilanční rovnice vyjádřit koncentraci vnitřního prostoru, tedy koncentraci k_i .

$$k_i = k_e + \frac{m}{V} \quad (6)$$

Z rozdílu koncentrací v obou prostředích lze poté vypočítat průtok vzduchu nutný pro pokrytí vznikajících škodlivin, jako jsou teplo, vodní pára, oxid uhličitý či různé odéry, které zejména ve skladovacích prostorech představují významnou složku agencií, které je nutné odvést pomocí větrání. Průtok V lze stanovit takto:

$$V = \frac{m}{k_i - k_e} \quad (7)$$

Pro průmyslové stavby, jako je skladovací hala, pracuje většinou systém v režimu trvalého větrání, a to především s ohledem na skladované zboží.

Systémy nuceného větrání lze rozdělit do několika skupin podle různých kritérií, jako jsou například účel větraných prostorů, úprava vzduchu větracím zařízením, provoz systému nebo tlakové poměry.

Právě tlakové poměry mají velký vliv a jsou zásadní pro správnou funkčnost celého systému nuceného větrání. Dělí se na:

3.1.1 Podtlakové větrání

Při podtlakovém větrání je průtok přiváděného vzduchu do prostoru menší než průtok vzduchu z prostoru odváděného. Platí tedy, že $V_o > V_p$.

Tento způsob větrání nedovoluje, aby škodliviny pronikali do okolního prostředí a dále se tak šířily. Jako typický příklad aplikace zde lze uvést hygienické zázemí budov. Nebo například průmyslové budovy s chemickými laboratořemi či s takovým provozem, který je zdrojem škodlivin a je nutné je odvést. Z množství škodlivin, které je nutné větráním odvést vychází i samotný návrh systému.

3.1.2 Přetlakové větrání

Jak již název napovídá, větrání je realizováno pomocí přetlaku, neboli průtok vzduchu, který je přiváděn do vnitřního prostoru, je větší než průtok vzduchu odváděného. Platí tedy $V_p > V_o$. Vzhledem k přetlaku ve vnitřním prostoru je zabráněno pronikání škodlivin z okolního prostředí a je možné odvádět znehodnocený vzduch přirozeným způsobem, pokud je to dostačující. V případě, že ne, je samozřejmě možné použít nucený odvod. S ohledem na tuto skutečnost je tento systém výhodný pro větší prostory ať už občanských nebo právě průmyslových staveb, jako je objekt řešený v této práci.

3.1.3 Rovnotlaké větrání

Systém, při kterém je průtok přivodního vzduchu stejný jako průtok vzduchu odváděného, se nazývá rovnotlaký. Platí zde $V_p = V_o$. Je tedy nutné zajistit jak nucený přívod vzduchu tak zároveň

i jeho odvod. Tento způsob větrání není vhodné použít, pokud je požadavkem zamezit výměně vzduchu a agencií mezi sousedními prostory.

Nevýhodou systémů nuceného větrání je ve srovnání s přirozeným větráním především to, že každý takový systém vyžaduje i příslušné zařízení ke své funkci a s tím spojené finanční náklady a jeho pořízení a také provoz. Lze ho však nainstalovat na jakýkoliv objekt a jak již bylo řečeno, není závislé na okolních klimatických podmínkách, jako je tomu u větrání přirozeného. Jeho využití by však nemělo být opomíjeno, protože při správně navrženém stavebním objektu lze přirozeným větráním a správné nastavení regulačních zařízení dosáhnout energeticky nenáročného a technologicky funkčního větrání, které s výhodou lze využít právě ve velkoprostorových objektech jako doplňkové k přerušovanému systému větrání. ^[7]

4 TEPOVZDUŠNÉ VĚTRÁNÍ

Systémy nuceného větrání, díky své nezávislosti na venkovních podmínkách, umožňují větrání v jakýkoliv časový okamžik, který daný prostor požaduje. Tato skutečnost je vhodná zejména při různých ročních obdobích, kdy například během zimních měsíců dokáže nucený systém, pokud toho jeho konstrukce umožňuje, upravovat teplotu přívodního vzduchu. Jedná se tedy o ohřev a je tedy možné pomocí nuceného větrání i teplovzdušně vytápět příslušné prostory. Teplovzdušné větrání pracuje na principu, který je založen na ohřevu přívodního vzduchu přes určitý druh tepelného výměníku, kdy zpravidla výměníkem protéká medium, jenž má vyšší teplotu než okolo procházející médium, kterým je vzduch. Koncept, jakým způsobem je vzduch ohříván, nebo jak je přiváděn do vytápěného prostoru, závisí na konkrétních požadavcích na vnitřní mikroklima a také například na samotném dispozičním řešení budovy či na jejím účelu.

Teplovzdušné vytápění se vyznačuje tím, že přímo do pobytové oblasti proudí tepelně upravený vzduch. Tím se liší například od vytápění sálavým způsobem, kde pro správnou funkci je nutný rozdíl teplot mezi zářičem a okolním vzduchem, který musí okolo zařízení proudit, aby mohl dále ohřívat své okolí. U tohoto způsobu vytápění se nejvíce uplatňuje transport tepelné energií pomocí konvekce.

K vytápění průmyslových či obchodních prostor se často využívá právě teplého vzduchu. Teplo produkované topným zařízením se v prostoru rozděluje konvekčním pohybem vzduchu a vytvoří v menších prostorách příjemnou a zejména rovnoměrnou teplotu. Jinak se ovšem chová ve velkých průmyslových objektech, v nichž teplo směrem ke stropu vytváří vrstvy.

Teplý vzduch bude vtlakovou silou stoupat, na základě rozdílné hustoty oproti studenému vzduchu, směrem nahoru do blízkosti střešního pláště, kde je však potřeba tepla nežádoucí a jeho energie je tak zmařena. V podstropním prostoru je tedy k dispozici více tepla než dole v pobytové oblasti osob. Teplotní rozdíl může být 10 - 15°C, v určitých případech ještě i více.

Je tedy nutné vytvořit takový koncept, který se v maximální míře využije právě v oblastech pobytu osob.

Na rozdíl od systému sálavého vytápění, kde je možné řešit větrání a vytápění odděleně, u teplovzdušného vytápění tato možnost není, jelikož oba systémy se podílejí společně na proudění vzduchu do prostoru a je tedy nutné řešit současně větrání i s vytápěním jako jeden koncept. Pokud by byl každý samostatně, proudy vzduchu by se vzájemně narušovaly a neplnily tak svůj účel. Čerstvý vzduch, který je přiváděn do prostoru, je v systému teplovzdušného vytápění jednak vzduchem větracím a zároveň vzduchem nesoucím tepelnou energii a oba systémy jsou tak spojeny v jeden.

Z hlediska tlakových poměrů je vhodné použít rovnotlaký systém, kde lze s výhodou využít systému zpětného získávání tepla, které značně sníží náklady na pokrytí tepelných ztrát či nehospodárné úniky tepla netěsnostmi v obálce objektu.

Aby bylo možné pokrýt tepelné ztráty objektu a zároveň zajistit potřebnou výměnu vzduchu, využívá se rovnice tepelné bilance, ze které lze následně určit průtok vzduchu nebo teplotu přiváděného vzduchu.

$$m_1 \cdot c_1 \cdot t_1 \cdot d\tau + Q \cdot d\tau = m_2 \cdot c_2 \cdot t_2 \cdot d\tau + O \cdot \rho_i \cdot c_i \cdot dt \quad (8)$$

ve které představuje:

m_1, m_2 = hmotnostní průtok exteriérového a odváděného vzduchu [kg/s]

t_1, t_2, t_i = teploty exteriérového, odváděného a vnitřního vzduchu [°C]

c_1, c_2, c_i = měrná tepelná kapacita exteriérového, odváděného a vnitřního vzduchu [J/(kg.K)]

$d\tau$ = daný časový úsek

dt = změna teploty v daném časovém úseku

O = objem větraného prostoru [m³]

Q = tepelný výkon zdroje [W]

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{c \cdot m} \quad (9)$$

$$V = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot (t_p - t_i)} \quad (10)$$

Rozdíl teploty přiváděného a vnitřního vzduchu významně ovlivňuje výslednou tepelnou složku a kvalitu vnitřního mikroklima. Pokud teplota přivodního vzduchu bude vyšší, tím větší bude i rozdíl teplot, a tedy výsledný průtok bude nižší. S nízkým průtokem klesají provozní náklady, ale spolu s nimi bohužel klesá i kvalita mikroklima. Proto se doporučuje rozdíl teplot volit v doporučených mezích, které v případě průmyslových objektů jsou 45-60°C. ^[7]

Při návrhu systému teplovzdušného větrání je nutné vzít v úvahu i provoz toho zařízení z hlediska doby provozu. Zda se jedná o nepřerušovaný provoz, kde zařízení bude pracovat neustále, a tudíž bude i neustále krýt tepelné ztráty a starat se o výměnu vzduchu, nebo bude v provozu přerušovaném a bude tedy nutné část tepelných ztrát krýt jinou soustavou vytápění, například teplovodní, v době, kdy bude vzduchotechnické zařízení mimo provoz.

V době, kdy již není nutné krýt tepelné ztráty, může systém sloužit jako nucený systém větrání.

5 METODA CFD

Proudění stlačitelných tekutin představuje velké množství složitých dějů, že je současný stav výpočtových metod v aerodynamice stále neumožňuje zachytit. Naštěstí díky intenzivnímu rozvoji výpočetní techniky v posledních letech, byl učiněn značný pokrok ve využití numerických metod matematického modelování. Ověření či odhad budoucího skutečného chování, ke kterému je tato práce nejvíce směřována, spolu s experimentálním měřením, umožňuje lepší a efektivnější návrh daného systému.

V části B této diplomové práce, která následuje po této kapitole, se budu věnovat optimalizaci systému větrání a teplovzdušnému vytápění v objektu skladovací haly. A to s prostřednictvím výsledků modelování a následných simulací vnitřního prostředí, na jejich základě bude vyhodnocen návrh systému vzduchotechniky.

Za tímto účelem bude nutné navrhnout takovou variantu řešení daného systému, která zajistí požadované vnitřní prostředí v daném prostoru. Důraz je v tomto případě kladen na způsob vytápění a větrání, jež je zde řešeno, jako jeden systém, jehož jednotlivé složky se navzájem ovlivňují.

Pro navrhovanou variantu je vytvořen matematicko-fyzikální model v programu CCM Star+. Následně bude vytvořena simulace vnitřního prostředí pro dané okrajové podmínky.

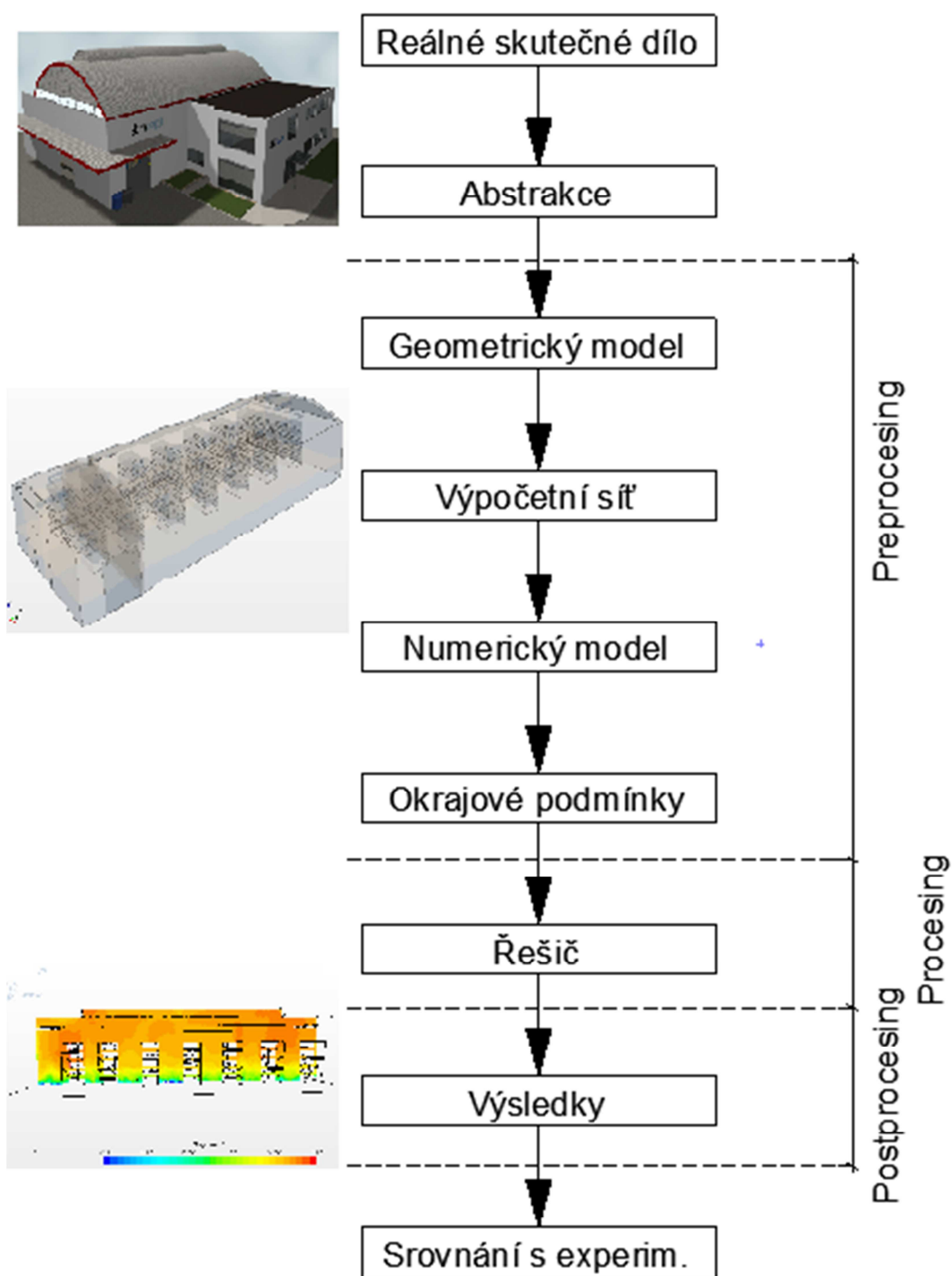
Na základě výsledků simulace se řešení porovná se skutečným měřením a vyhodnotí se z hlediska pohody vnitřního prostředí. Následně se navrhne optimální řešení daného problému, kterým je právě ona optimalizace vnitřního mikroklima skladovací haly.

Program pro modelování proudění Star CCM+ se řadí mezi takzvané CFD programy. CFD se dá přeložit, jako počítačem řešená dynamika tekutin, která se snaží nasimulovat proudění tekutin či přenos tepla a látky a dosahuje tak, prostřednictvím počítačových operací, numerického řešení matematických rovnic, jež vycházejí a popisují dotčené fyzikální zákony. Bohužel, množství diferenciálních rovnic, které je nutné k celkovému popisu proudění v daném prostoru, je natolik velké a navzájem propojené, že ho není možné řešit přímo analyticky.

Metoda CFD využívá tzv. matematicko-fyzikálního modelu. Jeho numerického řešení spočívá v rozdělení daného modelu na jednotlivé buňky pomocí výpočetní sítě. Každému bodu vytvořené sítě je pak následně přidělena diskretizační rovnice, jež byla vytvořena transformováním diferenciálních rovnic.

Obecný postup při CFD simulaci vyjadřuje obrázek č.4

Postup CFD simulace:



Obrázek 4 - Schéma obecného postupu CFD simulace

5.1 Geometrie modelu

Mezi první úlohy, které je nutné před spuštěním simulace udělat, patří vytvoření geometrie modelu daného systému, který reprezentuje realitu. Oproti realitě obsahuje však řadu zjednodušení, která napomáhají lepší a především rychlejší tvorbě výpočetní sítě.

Sám program Star CCM+ umožňuje vlastní prostředí pro tvorbu 3D modelů, avšak toto prostředí není jeho prioritou, proto je v něm tvorba složitějších 3D modelů a objektů značně složitá a postačí pouze pro základní modely. Mnohem vhodnější je tedy vytvořit si model v jiném softwaru, a poté si model importovat do programu Star CCM+.

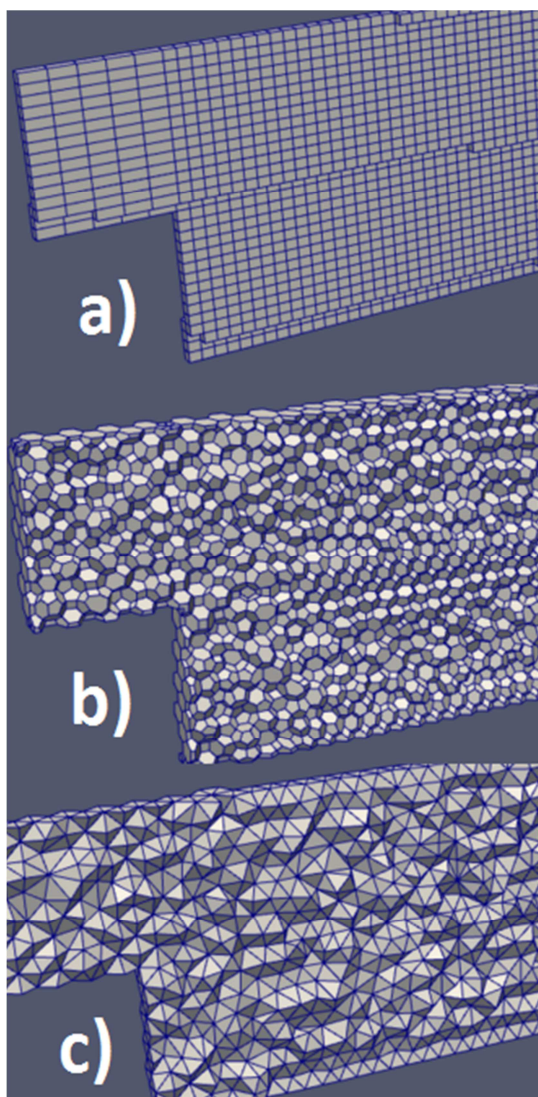
V dalším kroku je nutné rozdělit vytvořený či vložený model na jednotlivé části, takovým způsobem, aby jim poté mohli být přiděleny jejich vlastnosti v daném systému. Ať už fyzikální nebo jejich vlastnosti později vytvořené sítě.

5.2 Výpočetní síť

Aby bylo možné propojit systém matematických vztahů s modelem, je nutné vytvořit ve výpočtové oblasti výpočetní síť, která rozdělí výpočetní oblast na jednotlivé buňky, jež na sebe navazují v prostoru (trojdimenzionální 3D) či ploše (dvojdimenzionální 2D).

V programu Star CCM+ je možné vytvořit výpočetní síť pomocí funkce Surface Remesher, která vytvoří síť zejména jako polygony pouze na povrchu modelu, dále je nutné specifikovat vnitřní strukturu modelu. Vnitřní struktura tvoří tzv. objemovou složku výpočetní sítě, jež představuje v modelu plyn, kapalinu či pevné těleso. Pro její tvorbu je ve Star CCM+ možné použít:

- a) Tetrahedral Mesher – síť tvořena čtyřstěny
- b) Polyhedral Mesher – síť tvořena 14stěny
- c) Hedrahexal Mesher – síť tvořena šestistěny



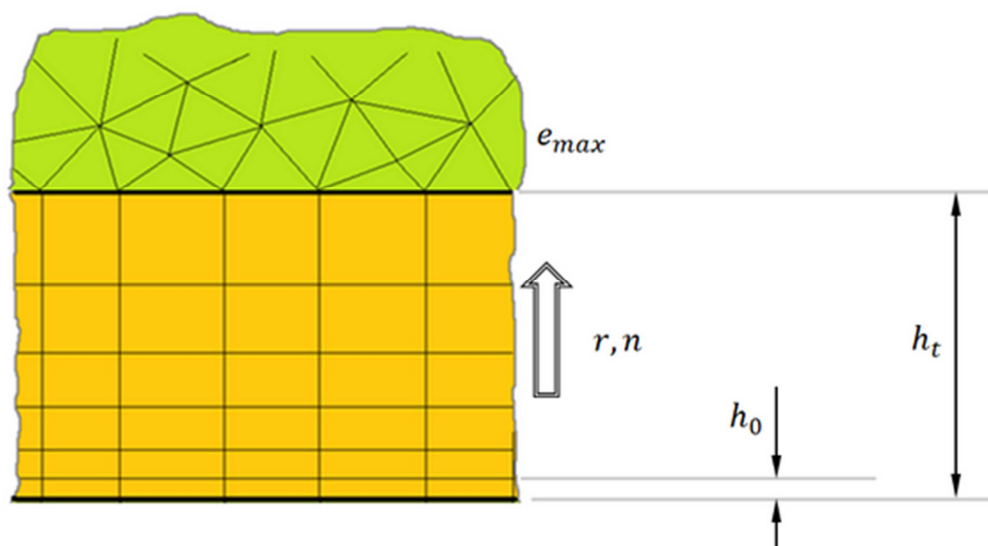
Obrázek 5 – Typy výpočetních sítí ^[14]

Každá síť má svá specifika a s tím spojené výhody a nevýhody pro různé aplikace. Limitujícím faktorem je především počet buněk. Jejich počet v síti se může pohybovat v rámci jednoho objektu v řádu několika milionů buněk a v každé buňce se počítá mnoho veličin. Aby tedy byla simulace provedena v časově přijatelném úseku a zároveň byla dodržena požadovaná přesnost řešení výpočtu, je nutné zredukovat počet buněk v síti na optimální minimum, které tyto požadavky splňuje.

Tetraherální síť se vyznačuje především tím, že zabírá menší prostor v paměti počítače než ostatní druhy sítí, což umožňuje vytvoření velkého množství buněk na relativně malém prostoru. Naopak pro simulaci větších prostorů, jako jsou místnosti, je výhodnější použít síť polyhedrální. V této aplikaci, jako například prostor skladovací haly, je ve srovnání ostatními druhy nejvhodnější polyhedrální síť, protože při stejné velikosti všech druhů buněk je polyhedrálních zapotřebí nejméně, a tudíž i čas pro výpočet je nejnižší a zároveň i nejrychleji konverguje.

Vzhledem ke skutečnosti, že směrem k okraji stěn dochází k největším změnám řešených veličin a docházelo by tak ke zkreslení výsledků, je nutné tuto skutečnost postihnout přizpůsobením výpočetní sítě. Program Star CCM+ využívá stěnové funkce Prism Layer Mesher. Ta má za úkol vytvořit neekvidistantní síť buněk směrem k povrchu stěny. Omezí se tak nepřesnosti především rychlostního profilu v blízkosti stěny, a tím následné zkreslení výsledků simulace.

Důležitým faktorem je i velikost jednotlivých buněk, která má značný vliv na přesnost řešení a také na výkon počítače, zejména na jeho fyzickou paměť RAM.



Obrázek 6 - Prismatická stěnový funkce u stěny ^[15]

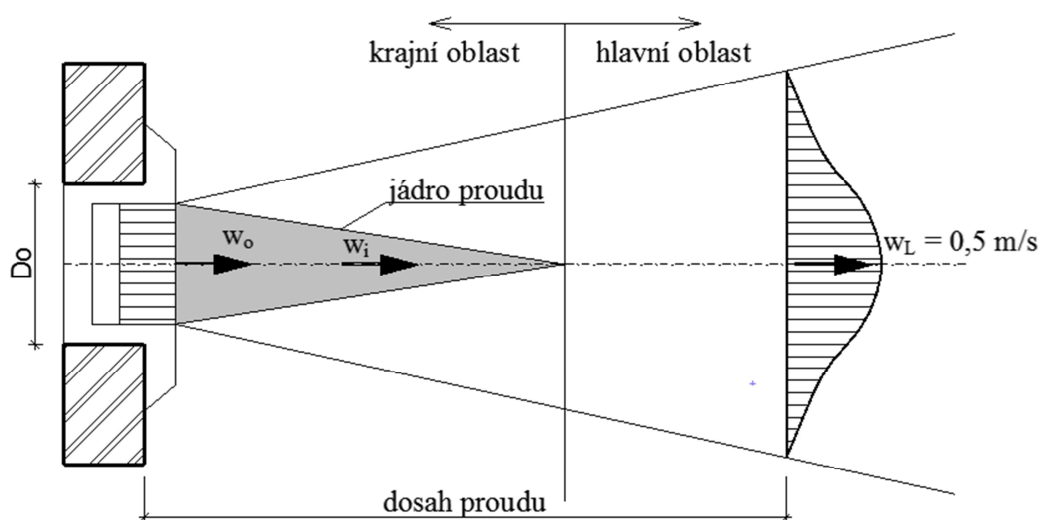
5.3 Teorie numerického řešení

Základní úlohy v aerodynamice, které slouží k návrhu přírodních a odvodních otvorů či k dimenzování potrubí, tvoří proudění tekutin, v tomto případě vzduchu.

Mezi základní případy proudění vzduchu ve volném prostoru patří proudění izotermické a neizotermické. Nejvíce nás zajímá, jakým způsobem ovlivňují oba druhy proudění celkové vlastnosti proudů vzduchu. Jedná se zejména o dosah proudu z vyústky, což je teoretická vzdálenost, ve které rychlost přiváděného vzduchu poklesne pod 0,5 m/s.

5.3.1 Izotermické proudění

Izotermické proudění nastává za předpokladu, že teplota přivodního vzduchu je stejná jako teplota okolního vzduchu uvnitř prostoru. Vzhledem k rovnosti teplot a konstantní viskozitě vzduchu není toto proudění závislé na Reynoldsově číslu. Řešení poté vychází z Abramovičovi teorie, při které se zavede takzvaný součinitel vířivosti α , jenž popisuje konstrukci vyústného otvoru. Volný izotermní proud se formuje přívodem vzduchu o stejné teplotě, jako je teplota vzduchu v místnosti, a který je nuceně přiváděn do rozměrnější místnosti, jako je například právě skladovací hala. Na obrázku 6 je zobrazeno schéma volného proudu vzduchu. Zde vidíme, že proud je tvořen jádrem, hlavní a krajními oblastmi proudu. Úhel, pod kterým se proud rozšiřuje, není dle Abramoviče závislý na poměrech v přivodním otvoru. Osová rychlost proudu, kterou považujeme za přijatelnou v pobytové oblasti, a její pokles v určité vzdálenosti od vyústného otvoru poté slouží v návrhu koncových distribučních prvků. ^[10]



5.3.2 Neizotermní proudění

Jak již název napovídá, neizotermní proudění je proudění vzduchu, který má rozdílnou teplotu, než je teplota vzduchu v okolí. Vzhledem k této skutečnosti dochází při neizotermním proudění spolu se sdílením hybnosti také ke sdílení tepla či různých plynných příměsí, které proud vnáší

do vnitřního prostředí. Poměr mezi součinitelem turbulentního přenosu hybnosti ν_T a součinitelem turbulentního přenosu tepla α_T , pak vyjadřuje intenzitu sdílení tepla mezi jednotlivými proudy. Tento poměr se nazývá Prandtlovo turbulentní číslo Pr_T .

Rozdíl teplot obou proudů poté následně způsobuje deformaci přívodního proudu. Při rozvodu takového vzduchu pro klimatizaci či teplovzdušné větrání působí na proud gravitační a setrvačné síly. Výslednice setrvačných a gravitačních sil, které na proud působí, formuje tvar tohoto proudu.

U svislých proudů je směr, kterým je proud deformován v důsledku působení vztlačových či setrvačných sil, stejný nebo zcela opačný. Pokud je svisle dolů přiváděný vzduch chladnější než okolní vzduch, jeho rychlost je mnohem větší než u izotermního proudění. Naopak je-li teplota vzduchu přiváděného větší, než je okolní teplota, je dosah takového proudu značně menší z důvodu působení vztlačových sil proti směru pohybu proudění.

V případě vodorovného proudu, kdy převládají-li síly gravitační neboli vztlačové, se projeví následky ohybu proudu vzduchu ve vertikálním směru. Přivádíme-li chladný vzduch, je proud ohýbán směrem dolů. V případě teplého vzduchu vlivem vztlačových sil naopak nahoru.

Intenzitu, s jakou jednotlivé složky sil působí na proud přívodního proudu, vyjadřuje Archimedo-vo kritérium Ar_o .^[7]

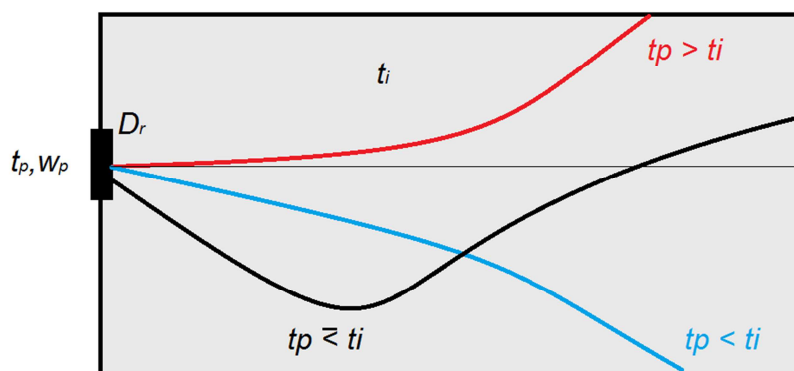
$$Ar_o = \frac{g \cdot D_r}{\nu_o^2} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} \quad (11)$$

kde: g = gravitační zrychlení

D_r = rovnocenný otvor (pro čtyřhranný otvor je $D_r = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a+b)}$)

ν_o^2 = rychlost proudu

$T_1 - T_2$ = rozdíl teplot proudu vzduchu a okolního prostředí



Obrázek 8 – Zakřivení proudu vzduchu vlivem rozdílu teplot

5.3.3 Numerického řešení při neizotermickém proudění

Proudění vzduchu je děj, který je charakterizován přenosem látky a tepla. Aby však bylo možné řešit úlohy proudění tekutin, je nutné vycházet z rovnic proudění, které představují rovnice kontinuity, pohybová rovnice a energetická rovnice. Tyto rovnice popisují fyzikální zákony, a to:

- Zákon zachování hmoty (rovnice kontinuity)
- Druhý Newtonův zákon (pohybová rovnice)
- Zákon zachování energie (energetická rovnice)

V případě proudění ve trojrozměrném prostoru vzniká minimálně pět parciálních rovnic, v nichž vystupují čtyři neznámé proměnné, a to teplota T , tlak p , hustota ρ a vnitřní energie u .

5.3.4 Zákon zachování hmoty

Rovnice kontinuity, která vyjadřuje zákon zachování hmoty, se využívá pro řešení problémů spojených s prouděním tekutin. Popisuje hmotnostní tok stěnou S o kontrolním objemu V , který je roven rychlosti změny hmotnosti tekutiny v tomto objemu V .^[9]

Rychlost c , jakou daná látka proudí, představuje vektorové pole v kartézských souřadnicích

$$c = u_i + v_j + w_k \quad (12)$$

kde: $u = u(x; y; z; t)$

$v = v(x; y; z; t)$

$w = w(x; y; z; t)$.

Hustota látky je definovaná skalárním polem $\rho(x; y; z; t)$. Obě tyto veličiny jsou funkcemi prostoru a času.

Za předpokladu, že hustota látky se nebude měnit, její změna bude tedy nulová a budeme-li uvažovat nestlačitelné proudění, pak si můžeme představit například pravoúhlý hranol o délkách stran dx , dy , a dz , ve kterém lze změnu hmotnostního toku v jednotlivých směrech snadno vyjádřit. Takovéto těleso se nazývá kontrolní oblast a má svůj kontrolní objem dV , který se rovná součinu jednotlivých stran dx , dy , a dz , více zmiňovaného hranolu. Viz. Obr. 2.

Pokud ve stejný časový okamžik stanovíme hmotnostní průtoky například ve směru osy x , zjistíme, že hodnota hmotnostního toku pravým průřezem tělesa se liší od hmotnostního toku levým průřezem tělesa o hodnotu $d_x(\rho u_x) dy dz$.

Změna hmotnostního toku (ρu_x) je způsobena vlivem posunutí právě o rozměr dx . Vzhledem k tomu, že byly hodnoty hmotnostního toku stanoveny ve stejný okamžik, je změna vlivem času vyloučena. Z této skutečnosti tedy vyplývá, že za krátký časový okamžik dt přiteče do tělesa látka o hmotnosti

$$(\rho u_x) \cdot d_y d_z dt \quad (13)$$

a zároveň z ní odečte o hmotnosti

$$[(\rho u_x) + d_x(\rho u_x)]d_y d_z \cdot dt. \quad (14)$$

Rozdíl těchto hodnot lze tedy popsat následujícími rovnicemi.

Ve směru osy x platí:

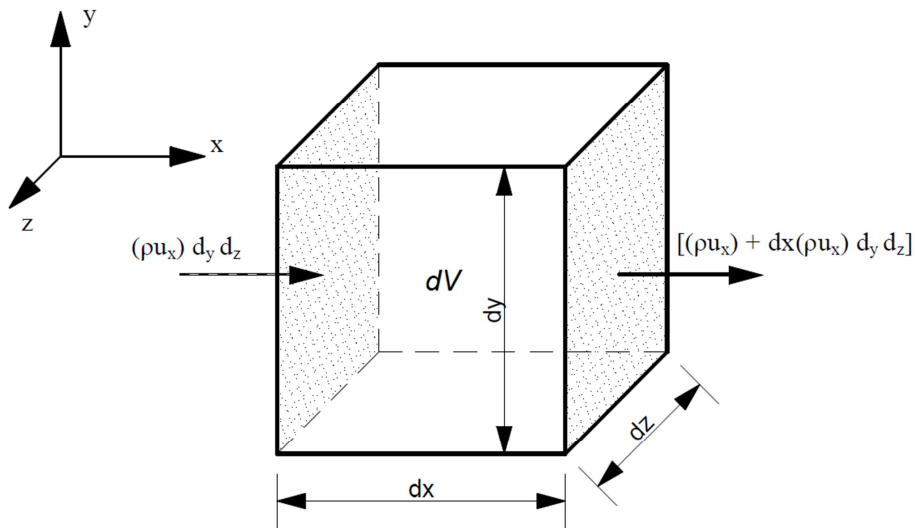
$$\left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy dz - (\rho u) dy dz = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx dy dz. \quad (15)$$

Ve směru osy y platí:

$$\left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} dx \right] dy dz - (\rho v) dy dz = \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} dx dy dz. \quad (16)$$

A ve směru osy z:

$$\left[\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} dx \right] dy dz - (\rho w) dy dz = \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} dx dy dz. \quad (17)$$



Obrázek 9 - Hmotnostní tok tekutiny kontrolním objemem ve směru osy x

Reálné kapaliny se však nechovají jako ideální kapaliny a jednou jejich odlišností je například to, že jsou stlačitelné. Objem kontrolní oblasti zůstává neměnný, a proto se může změnit pouze hmotnost tekutiny uvnitř kontrolní oblasti. Za daný časový úsek dt se hmotnost látky uvnitř oblasti změní o

$$\frac{\partial(\rho dV)}{\partial t} dt = \frac{\partial \rho}{\partial t} dt \cdot dV \quad (18)$$

Podle této úvahy tedy platí, že rozdíl výtoku a přítoku látky do kontrolní oblasti, je roven akumulaci, a celkový hmotnostní tok je tak roven záporné časové změně hustoty v kontrolním objemu dV .

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dV = - \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \quad (19)$$

Po upravení a převedení všech členů na jednu stranu rovnice dostaneme rovnici kontinuity v tenzorovém tvaru

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (20)$$

5.3.5 Druhý Newtonův pohybový zákon

Pohybová rovnice, neboli druhý Newtonův zákon, je definována vektorem součtu všech vnějších sil, které působí na těleso o hmotnosti m_a jejichž výslednice je příčinou jeho pohybové změny, tedy zrychlení

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a}. \quad (21)$$

Pokud neuvažujeme viskozitu vzduchu, lze tento zákon popsat pomocí Eulerovy rovnice, podle které se výsledné zrychlení částic skládá ze zrychlení místního a konvektivního. Místní zrychlení je způsobeno neustáleným rychlostním polem. Konvektivní je vyvolané nestejnorodostí částic rychlostního pole.

Abychom mohli popsat částice reálných tekutin, je nutné vzít v úvahu jejich viskozitu, neboli vliv třecích sil mezi částicemi. Pohybový zákon poté popisuje rovnice Navierova – Stokesova.

Pohybovou rovnici lze samozřejmě vyjádřit pro všechny tři směry hlavních os. Pohybová rovnice bude vyjádřena pouze pro jeden směr, a to směr osy x .

$$F_x = m \cdot a_x \quad (22)$$

Z rovnice, vyjádřené pro směr osy x , můžeme vidět, že na kontrolní oblast působí síla F_x , jenž tvoří povrchová a objemová složka síly. ^[9]

- **Objemová složka** – tuto složku představují síly, které působí přímo na kontrolní objem. Jedná se například o gravitační sílu či magnetickou. Objemová síla části tekutiny poté vyvolá ve směru osy x sílu

$$F_{obj,x} = \rho \cdot f_x(dxdydz) \quad (23)$$

kde: f_x = síla, která působí ve směru x na jednotku hmotnosti

$dxdydz$ = objem kontrolní oblasti.

- **Povrchová složka** – povrchové síly působí přímo na povrch kontrolní oblasti. Účinky těchto sil jsou tlakové, kdy tlaková síla p , která působí na plochu kontrolního objemu $dydz$, ale také viskózní, neboli třecí, kdy výslednicí je součin smykového napětí τ a příslušné plochy kontrolní oblasti, na kterou toto napětí působí. Velikost povrchové složky ve směru osy x je rovna

$$F_{pov,x} = \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dydz + \left[\left(\tau_{xx} + \frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial x} dx - \tau_{xx} \right) dydz + \left[\left(\tau_{yx} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} dy - \tau_{yx} \right) dx dz + \left[\left(\tau_{zx} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} dz - \tau_{zx} \right) dx dy \right] \right] \quad (24)$$

Pohybová rovnice je definována jako součet všech vnějších sil, proto celkovou sílu, která působí ve směru x, získáme součtem objemové a povrchové silové složky.

$$F_x = F_{obj,x} + F_{pov,x} = \left[\rho \cdot f_x(dxdydz) \right] + \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dydz + \left[\left(\tau_{xx} + \frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial x} dx - \tau_{xx} \right) dydz + \left[\left(\tau_{yx} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} dy - \tau_{yx} \right) dx dz + \left[\left(\tau_{zx} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} dz - \tau_{zx} \right) dx dy \right] \right] \quad (25)$$

Silová část rovnice $F_x = m \cdot a_x$, byla tedy definována, nyní je nutné definovat její zbývající část. Pravá strana této rovnice je tvořena součinem hmotnosti m a zrychlení a_x .

Hmotnost $m = dxdydz$ zůstává neměnná. Kdežto zrychlení částice proudící kapaliny a_x se popisuje pomocí materiálové derivace rychlosti částic podle času.

$$a_x = \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \quad (26)$$

Nyní již bylo definováno vše nutné a zbývá pouze dosadit do rovnice a vyjádřit tak pohybovou rovnici ve směru osy x.

$$\left[\rho \cdot f_x (dx dy dz) \right] + \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dy dz + \left[\left(\tau_{xx} + \frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial x} dx - \tau_{xx} \right) dy dz + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} dy - \tau_{yx} \right) dx dz + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} dz - \tau_{zx} \right) dx dy \right] = \frac{Du}{Dt} \cdot dx dy dz \quad (27)$$

Po úpravě získáme pohybové rovnice pro jednotlivé směry,

- pro směr x

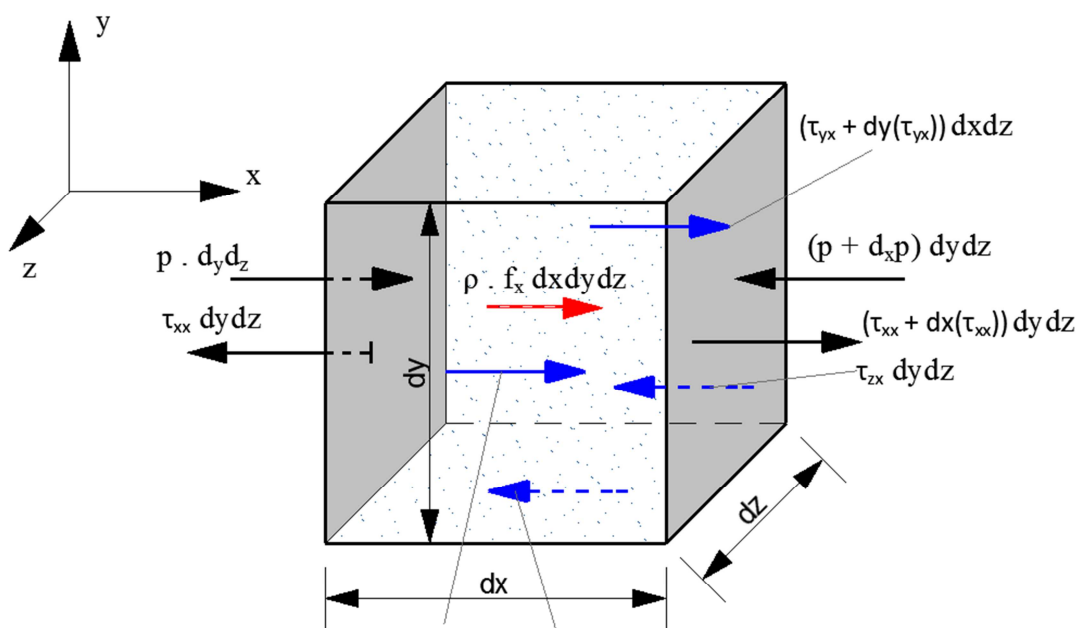
$$\rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} = \rho \frac{Du}{Dt} \quad (28)$$

- pro směr y

$$\rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zy})}{\partial z} = \rho \frac{Dv}{Dt} \quad (29)$$

- pro směr z

$$\rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zz})}{\partial z} = \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (30)$$



Obrázek 10 -Působení vnějších sil na kontrolní oblast ve směru osy x. ^[9]

5.3.6 Zákon zachování energie

Tento zákon popisuje rozdíl energií, který má proudící kapalina kontrolní oblastí. Její energie, na výstupu z kontrolní oblasti, je stejná jako na vstupu do oblasti, ale je zvětšená o přivedené teplo a mechanickou energii, vykonanou na objemu tekutiny objemovými a povrchovými silami. Protože energie nevzniká ani nezaniká, přechází pouze z jedné formy na druhou.

Platí tedy

$$\Delta U = \delta Q - \delta W \quad (31)$$

Kde: ΔU = změna vnitřní energie

δQ = diferenciál přivedeného tepla

δW = diferenciál vykonané práce

Celková energie tekutiny, která protéká kontrolní oblastí, je dána součtem

$$E = I + E_k + E_p \quad (32)$$

Kde: I = entalpie, neboli součet vnitřní energie U a vnější energie, vyjádřené jako součin tlaku p a objemu V

E_k = kinetická energie částic

E_p = polohová energie částic

Pro měřený úsek v kontrolní oblasti pak platí obecná energetická bilanční rovnice

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \dot{M}_2 e_2 - \dot{M}_1 e_1 = Q_{12} - W_{12} \quad (33)$$

Pro ustálené proudění nestlačitelné tekutiny ($\rho = \text{konst.}$) je $\frac{\partial E}{\partial t} = 0$ a tedy hmotnostní průtok $\dot{M}_1$ se rovná $\dot{M}_2$, takže rovnici lze upravit na tvar

$$de = \partial q - \partial w \quad (34)$$

kde: $de = di + de_k + de_p$

Jestliže změnu potenciální energie v gravitačním poli Země způsobuje pouze změna výšky, pak platí

$$di + de_k + de_p = du + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + d\left(\frac{p}{\rho}\right) + g dy \quad (35)$$

kde: u = vnitřní energie tekutiny

c = rychlost proudění.

Pro ustálené proudění tekutiny pak platí 1. termodynamický zákon ve tvaru

$$gdy + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + du = \partial q - \partial w \quad (36)$$

5.4 Model proudění tekutin

Když v roce 1883 Osborne Reynolds provedl pozorování proudění, pozoroval, že existují dva rozdílné režimy proudění. Laminární proudění, jehož difuze mezi částicemi je skoro zanedbatelná a malé jsou rovněž i tlakové ztráty, a turbulentní, jehož ztráty disipací energie jsou mnohem větší. Reynolds následně prokázal, že s narůstajícími viskózními silami přechází laminární proudění na turbulentní. Aby bylo možné popsat dané problémy v praxi, je nutné pochopit charakteristiku proudění, ale také rozdíly mezi oběma typy proudění. Samotné proudění vychází ze zákonů o zachování hybnosti a zachování hmoty, které byly popsány již dříve v této práci.

5.4.1 Laminární

Laminární proudění, tvoří jednoduše složené vrstvy tekutiny, které se po sobě navzájem posouvají, aniž by se mezi nimi přesouvali částice či shluky částice tekutiny. Jednotlivé vrstvy tekutiny, které jsou kolmé ke směru změny rychlosti, mají stálou rychlost a její směr leží v rovině vrstvy. Toto proudění lze řešit integrací Navierových-Stokesových rovnic, avšak velmi se uplatňuje řešení pomocí Newtonova vztahu, který odpovídá nejvíce skutečnosti,

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (37)$$

Kde τ = tečné napětí v tekutině

dv = rychlost proudění

dy = souřadnice v kolmém směru na směr proudění tekutiny

μ = viskozita tekutiny při dané teplotě

Ustálené laminární proudění vzniká, pokud je rychlostní profil v jednotlivých průřezích stejný, což nastává po určité dráze od počátku měřící trubice. Na začátku měřící trubice má tekutina profil odpovídající dokonalé tekutině. Ze začátku mají částčky kapaliny u stěny rychlost stejnou jako v ostatním proudu kapaliny. Teprve stykem kapaliny se stěnou jsou částčky zbrzděny, čímž vznikají rozdíly v rychlostech částic a následně tak vznikají tečná napětí od vazkosti mezi jednotlivými vrstvami proudu. Tak jsou postupně zbrzděny další částice. V jádru proudu jsou částice naopak urychlovány. Vzdálenost, na které se vyvíjí rychlostní profil, se nazývá rozběhová dráha laminárního proudu – viz. obr.7. ^[11]

5.4.2 Turbulentní

Naopak u turbulentního proudění žádné vrstvení nevzniká. Jeho částice vytvářejí prostorově složité vírové struktury. Tyto struktury náhodně mění svůj tvar a velikost, vznikají a zase zanikají a díky jejich pohybu se tekutina neustále promíchává. Na základě této skutečnosti patří turbulence k jednomu z nejvíce problematických jevů, co se týče popsání jeho správnosti. Jedná se tedy o stav tekutiny, jejíž proudění je vnitřně nestabilní. Pokud dochází k turbulentnímu proudění, jsou částice klidného vzduchu, v okolí proudu vzduchu, vtahovány do tohoto proudu. Tyto částice jsou nahrazovány dalšími částicemi z okolí a tím tak vzniká další menší proudění směrem k proudu. Vznikají tak malé tlakové rozdíly, které však deformují tvar jednotlivých proudů vzduchu, což způsobuje například spojení více paralelních proudů či Coandův jev, tedy přilnutí proudu vzduchu ke stěně.

Ve srovnání s laminárním prouděním se turbulentní liší také tím, že jeho intenzita přenosových jevů, jako je tepla, hmoty, hybnosti, je mnohem větší. Nejedná se tedy o typický konvektivní přenos, který je tvořen uspořádaným pohybem částic a je typický zejména pro laminární proudění, ale spíše se podobá přenosu difuznímu, díky svému náhodnému charakteru. Vše ovšem probíhá na makroskopické úrovni a turbulentní přenos je tedy zprostředkován pomocí shluků molekul dané tekutiny.

Vzhledem k velké rychlosti, při které turbulence vzniká, je udávanou přechodovou hranicí mezi laminárním a turbulentním prouděním Reynoldsovo číslo.

$$Re = \frac{\bar{u}L}{\nu} = \rho \frac{\bar{u}L}{\mu} \quad (38)$$

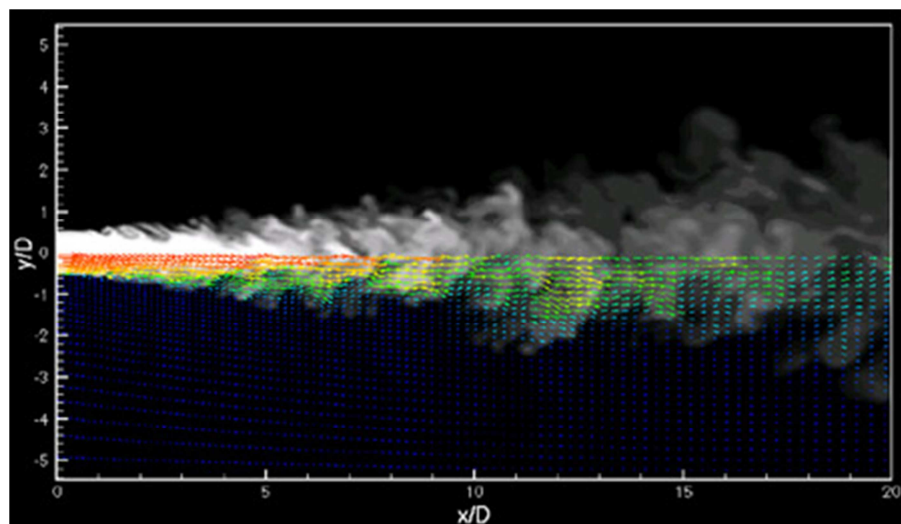
kde $\bar{u}$ = střední rychlost proudění

L = charakteristický model

ν = kinematická viskozita

μ = dynamická viskozita

Běžně užívaná hodnota kritického Reynoldsova čísla pro trubku s kruhovým průřezem je přibližně 2300. V případech, kde není zcela laminární nebo turbulentní proudění, se používá přechodová oblast, která se nachází v rozmezí 2000 až 4000. ^[11]



Obrázek 11 - Turbulentní proudění ^[16]

Aby bylo možné modelovat turbulence, je nutné odstranit její náhodné složky rychlosti. Toho lze docílit například takzvaným průměrováním, kdy se pro výpočty použijí pouze střední hodnoty počítaných veličin vyjádřené v čase.

5.4.3 Modely turbulentního proudění

Při použití numerických metod turbulentního proudění se používají tři teoretické přístupy řešení – Metoda přímá, Metody velkých vírů a Metoda časového středování. Avšak se stále se vyvíjejícím pokrokem vědy a techniky se neustále vyvíjí i přístupy k modelování turbulence.

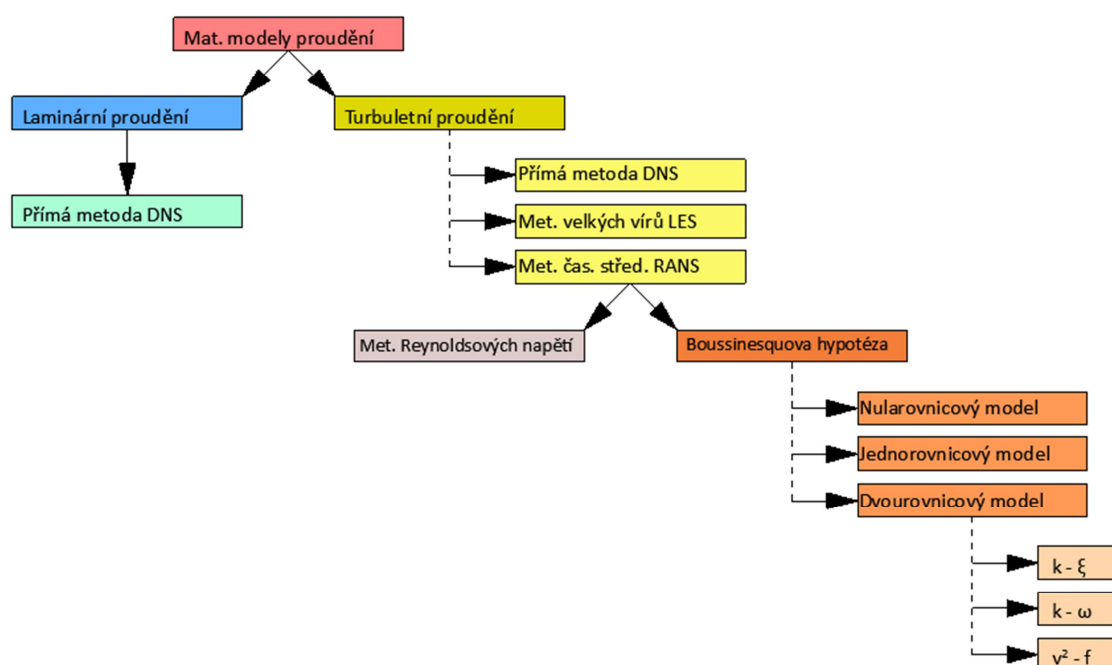
- Metoda přímé simulace (DNS – Direct Numerical Simulation)
 - Použitelná numerická metoda pro všechny turbulentní proudění řešením Navier-Stokeosvých rovnic
 - Pro technickou praxi není tato metoda použitelná, protože má příliš vysoké nároky na kapacitu počítačů a při dnešní výpočetní technice jsou výpočty stále nereálné
- Metoda velkých vírů (LES – Large Eddy Simulation)
 - Zaměřuje se především na velké víry, jakožto prostorových časově závislých útvarů
 - Menší víry jsou parametrizovány a odstraněny pomocí filtrace turbulentního pole, protože se příliš nepodílejí na kinetické turbulentní energii, ale nevratně se přeměňují na teplo
 - Nároky na výpočetní techniku jsou zde menší, stále však příliš náročné pro běžné praktické využití

Metoda časového středování (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes)

- Statistický model turbulence
- Okamžité hodnoty veličin jsou rozděleny na jednotlivé složky, a to časově středovanou a flukтуаční složku

V případě laminárního proudění jsou pohybové rovnice uzavřeny, to však neplatí v případě turbulentního smykového proudění, kde do výpočtu vstupuje Reynoldsovo napětí, jež popisuje střední pohyb tekutiny. Je tedy nutné zavést jistý soubor empirických vztahů, které společně s pohybovými rovnicemi vytvoří takzvaný model turbulence neboli řešitelný systém. Matematické modely proudění lze rozdělit dle schéma na obrázku 8.

5.4.4



Obrázek 12 – Schéma metod pro řešení proudění

Proudění v mezní vrstvě

Bylo prokázáno řadou experimentů, že při proudění tekutiny v oblasti blízko stěny se řešené veličiny rychle mění. V důsledku Reynoldsových napětí a gradientu střední rychlosti je turbulence těsně u povrchu stěny téměř potlačena a naopak na vnějším okraji plně rozvinuta. V oblasti blízko stěny neboli v takzvané mezní vrstvě, může být tato oblast rozdělena na více druhů proudění. Tato skutečnost má značný vliv na přesnost řešení v celé oblasti, a je tedy nutné ji zohlednit i při numerickém modelování proudění.

- **Laminární podvrstva**

V bezprostřední blízkosti stěny se nachází laminární podvrstva, která je charakterizována téměř laminárním prouděním a největší vliv na přenos tepla, látky a hybnosti má v této vrstvě molekulární viskozita.

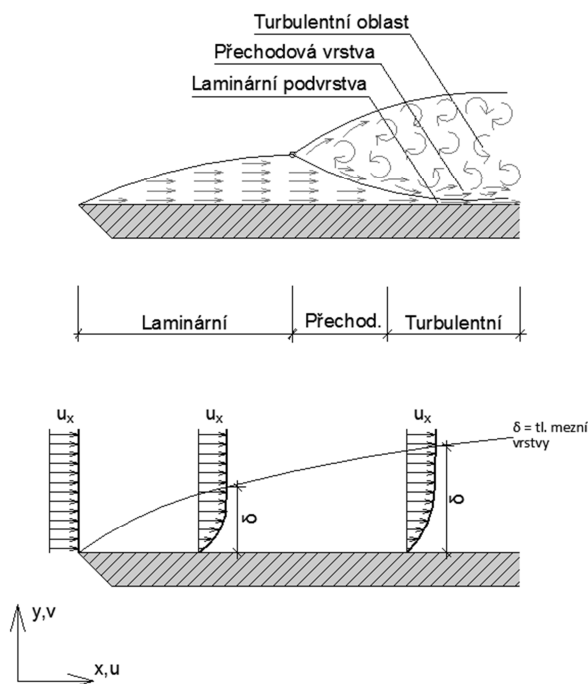
- **Přechodová vrstva**

S narůstající kolmou vzdáleností od stěny, na hranici s laminárním prouděním, se nachází tzv. přechodová vrstva, ve které se stejnou měrou uplatňují účinky jak molekulární viskozity, tak i turbulence.

- **Turbulentní vrstva**

Na vnějším okraji mezní vrstvy se nachází tzv. plně turbulentní vrstva, kde mají dominantní vliv turbulence

Grafické rozdělení je znázorněno na obrázku číslo 13.



Obrázek 13 - Mezní vrstva v blízkosti stěny a její rychlostní profil

V programu Star CCM+ lze vyjádřit problematiku mezní vrstvy pomocí tzv. Wall Treatment.

5.5 Okrajové podmínky

Před spuštěním simulace vnitřního prostředí je nutné definování okrajových podmínek, jež mají zásadní vliv na konečný výsledek simulovaného prostředí. Každý řešený systém má své individuální okrajové podmínky, které musí být upřesněny pro všechny hranice objektu. Jedná se zejména o toky energie, látky a hybnosti do nebo z vytvořeného modelu.

Software Star CCM+ nabízí řadu okrajových podmínek pro plochy na hranici s exteriérem vytvořeného modelu, a to zejména:

- *Obecné:* Velocity Inlet, Pressure outlet, Stagnation Inlet.
- *Pro proudění nestlačitelné tekutiny:* Flow split outlet.
- *Pro proudění stlačitelné tekutiny:* Mass flow inlet,
- *Ostatní:* Wall (stěna), symmetry plane, Free stream.

Okrajové podmínky, které byly použity při řešení této práce, jsou:

5.5.1 Vstup tekutiny do modelu – Velocity Inlet

Tato podmínka určuje vstup tekutiny do modelu prostřednictvím její rychlosti, teploty. Lze určit také směr jejího výstupu a případně i další veličiny. Její užití lze například využít pro přívodní elementy, kde známe rychlost přívodní tekutiny. Tato okrajová podmínka je primárně určena pro nestlačitelné proudění, jelikož při použití u stlačitelného proudění by mohlo docházet k nepřesným výsledkům.^[17]

5.5.2 Výstup tekutiny z modelu – Pressure outlet

Tato okrajová podmínka specifikuje statický manometrický tlak na výstupní ploše z modelu. Představuje tedy statický tlak prostředí, ze kterého proudí tekutina z modelu.

5.5.3 Okrajová podmínka stěny – Wall

Okrajová podmínka Wall slouží k nastavení pevných částí, které ohraničují model. Primární nastavení této podmínky je její tangenciální rychlosti proudící tekutiny, jež se rovná a je tedy stejná, jako rychlost stěny. Rychlost tekutiny na stěně ve směru normály je vždy rovna nule.

Za předpokladu, že do řešení simulace vstupují rovnice s přenosem energie, je nutné na stěnách odpovídající tepelné podmínky – tepelné toky q .^[18]

V případě laminárního proudění vychází řešení tepelných toků z Fourierova zákona

$$q_w = h_f \cdot (T_w - T_f) + q_{rad} \quad (39)$$

Kde: q_{rad} = tepelný tok radiací [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

h_f = součinitel přestupu tepla kapaliny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

T_f = teplota tekutiny [K]

T_w = teplota stěny [K]

Pokud se jedná o turbulentní proudění, vychází výpočet tepelného toku ze vztahů pro přenos pohybu a teploty.

$$q_w = k_f \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) \quad (40)$$

Kde: n = souřadnice ve směru normály od stěny [m]

k_f = součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

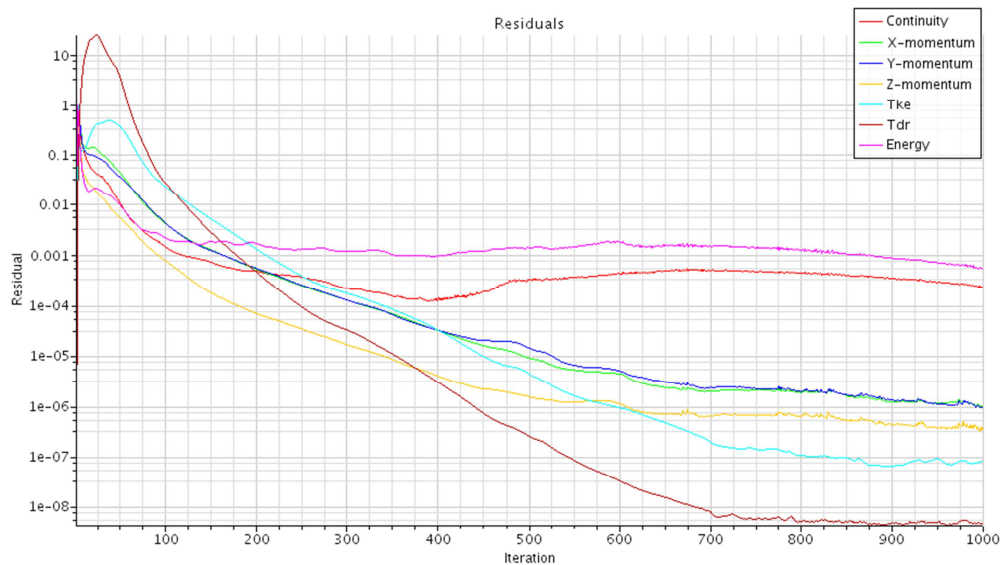
5.6 Průběh simulace

Po nastavení všech nezbytných parametrů pro spuštění simulace, nastala chvíle, kdy je možné simulaci spustit. Jak již bylo napsáno v kapitole Teoretické řešení, proudění je popsáno diferenciálními parciálními rovnicemi, které je nutné řešit numerickými metodami, jelikož je není možné řešit přímo analyticky. Program Star CCM+ využívá metody kontrolní objemu, při které je model rozdělen výpočetní sítí na konečný počet objemů. Jednotlivým objemům se přidělí diskretizované diferenční rovnice nahrazující dané parciální rovnice, jimiž se popisuje proudění. Poté pro každou buňku dojde k výpočtům v daném časovém kroku, což se nazývá iterace.

Aby dané řešení mohlo být použitelné pro analýzu výsledků, musí být řešení tzv. konvergentní. Zda-li řešení konverguje, popisují tzv. residuály neboli zbytky. Ty představují v každém kontrolním objemu míru, do jaké jsou diskretizační rovnice splněny.

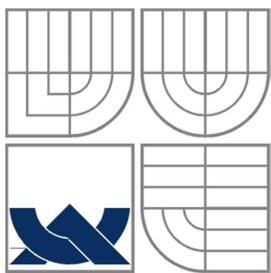
Průběh konvergence se sleduje grafickým znázorněním, kdy vodorovná osa představuje počet iteračních kroků a osa svislá rozdíl residuálů.

Pokud hodnoty residuálu klesnou pod danou hodnotu a s přibývajícím iteracemi se dále výrazně nemění, je dosaženo stabilního řešení.



Obrázek 14 – Ukázka grafického znázornění konvergence řešení

Výsledné řešení by mělo tedy v ideálním případě vytvořit kompromis mezi hygienickými, fyzikálními a ekonomickými požadavky, a to především z důvodu, že náprava a rekonstrukce špatně navrženého systému vyžaduje značné finanční nároky. Jistou pomocí již v projektové fázi návrhu systému mohou být výsledky experimentálních měření, pokud je již stavba v realizační fázi a je tedy možné experiment uskutečnit. V poslední době je další možností využití výpočetní techniky, jež umožňuje značný pokrok ve využití právě numerických metod matematického modelování.^[18]



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

B – MATEMATICKO – FYZIKÁLNÍ ŘEŠENÍ

MATHEMATICAL – PHYSICAL SOLVING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. MARTIN KAŠTÁNEK

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

ING. PAVEL UHER, PH.D.

BRNO 2016

6 MATEMATICKO-FYZIKÁLNÍ ŘEŠENÍ V PROGRAMU STAR CCM+

V této kapitole je uvedeno nastavení, které bylo použito pro vytvoření simulace pro tuto práci. Její teoretický postup je uveden v kapitole A – Teoretická část. V teoretické části jsou podrobně popsány jednotlivé funkce, které slouží pro návrh simulačního modelu.

6.1 Vytvoření modelu

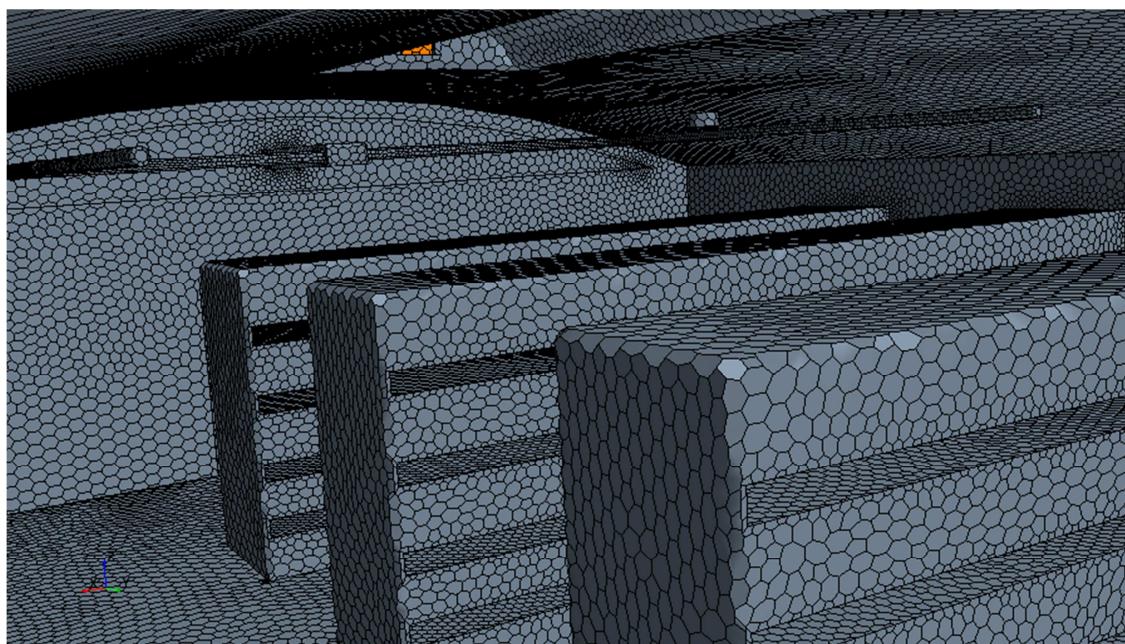
Prvním krokem před spuštěním simulace je vytvoření geometrického 3D modelu. Geometrický model pro tuto práci vznikl v programu Autodesk Inventor Professional 2013 a následně byl importován do programu Star CCM+.

V možnostech geometrického modelu není možné zobrazit všechny detaily skutečného modelu, tak jak se nachází v realitě. Uplatňují se zde tedy jistá geometrická zjednodušení. Dalším kritériem je kvalita vytvořeného modelu, jelikož na ní je závislá tvorba výpočtové sítě. Pokud by geometrický model nebyl dostatečně kvalitní, nebylo by možné vygenerovat výpočetní síť, popřípadě by síť nemusela mít požadovanou kvalitu.

6.2 Tvorba výpočetní sítě

Výpočetní 3D síť byla v tomto případě řešena pomocí funkce Polyhedral Mesher, jež vytvoří síť buněk o tvaru 14stěnu. Funkce Polyhedral Mesher byla zvolena záměrně, protože je velmi vhodná s ohledem na řešený problém, který má za úkol simulovat proudění.

Při tvorbě výpočetní sítě má rozhodující vliv velikost jednotlivých buněk, která se ve Star CCM+ zadává příkazem Base Size a udává maximální velikost buněk v síti. Velikost buněk v této práci byla zvolena, vzhledem ke konečnému počtu kontrolních objemů při dostatečné jemnosti sítě, na velikost buňky 250mm.



Obrázek 15 – Pohled na výpočetní síť uvnitř modelu haly

Dalším důležitým nastavením bylo stěnová funkce Prism Layer, která vytvoří v blízkosti stěn směrem k jejich povrchu mnohem jemnější síť buněk. To vše za účelem postihnout dějů v mezní vrstvě právě mezi stěnou a prostorem řešeného modelu, jejíž teoretické řešení bylo popsáno v předchozí kapitole. Bez funkce Prism Layer by mohlo dojít k nepřesnostem v řešení zejména, co se týče rychlostního profilu u povrchu stěny.

Následně bylo nutné určit části matematicko-fyzikálního modelu, které mají významný vliv na proudění uvnitř prostoru haly. Jedná se zejména o přívod a odvod tekutiny do modelu, ale také o objekty, jež brání volnému proudění, jako je vnitřní vybavení skladovací haly. V tomto případě se jedná především o vysoké skladovací regály.

- **Vstup tekutiny do modelu – Velocity Inlet**

Jako přívodní elementy slouží ve skutečné hale textilní vyústky kruhového průřezu, s průměrem 250mm a délkou 5m. Vzhledem k tomu, že by bylo příliš náročné vytvořit přesný geometrický model, odpovídající reálné vyústce, byl model vytvořen jako válec o stejných rozměrech s odpovídající efektivní plochou přívodního otvoru, jenž nahrazuje přívodní efektivní plochu skutečné vyústky.

- **Výstup tekutiny z modelu – Pressure Outlet**

Odvodní elementy reprezentují obdélníkové otvory kryté gravitačními žaluziemi. Ty byly vytvořeny jako obdélníky se stejnou efektivní plochou, jako mají navržené žaluzie. Jejich rozměry efektivní plochy byly zachovány, ale byla upravena jejich šířka.

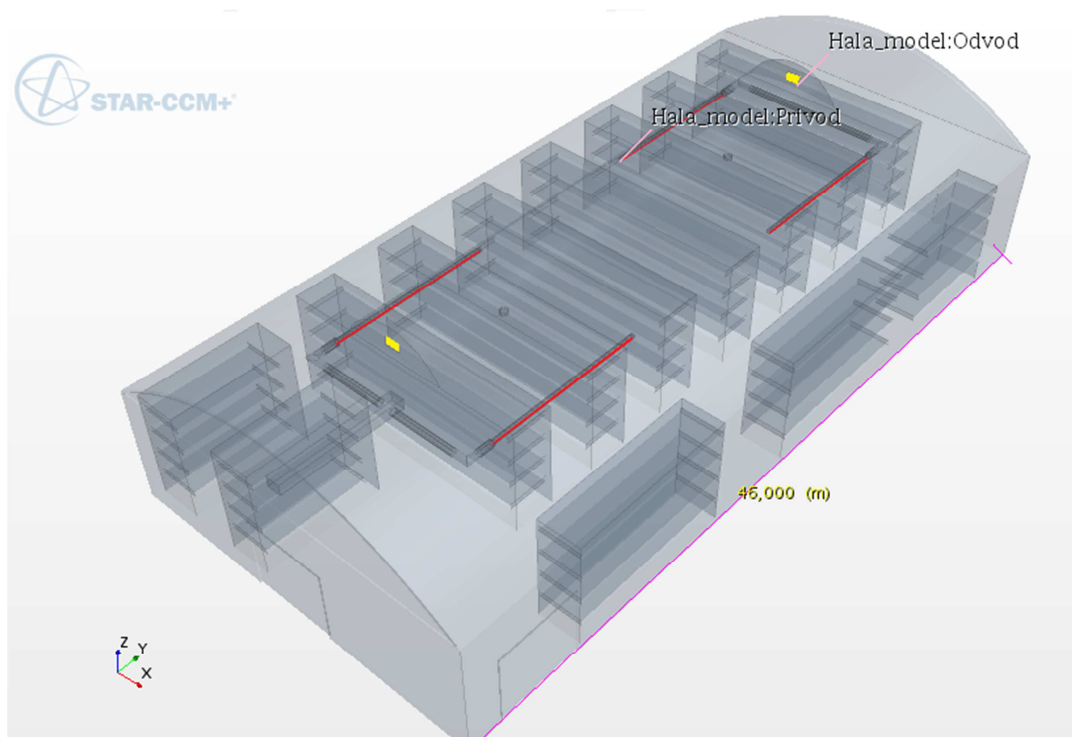
- **Okna, sekční vrata**

Pro okna, dveře a sekční vrata byly vytvořeny roviny, odpovídající tvarům představovaných prvků.

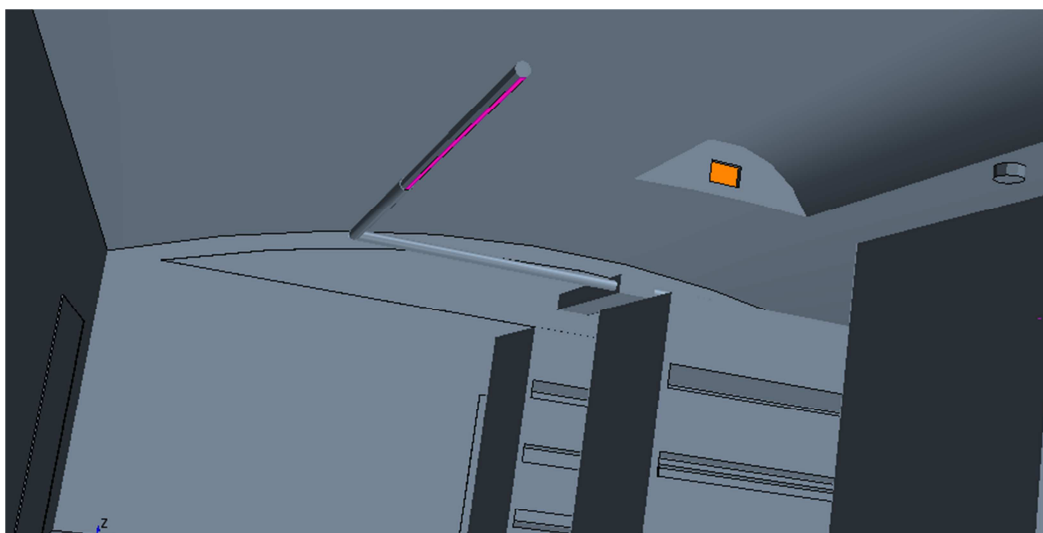
- **Vnitřní vybavení – regály**

Vytvořit přesný model regálů se skladovaným zbožím, by bylo příliš náročné a to zejména s ohledem na skutečnost, že velikost skladovaného zboží není standardizovaná míra a navíc se neustále mění skladba jednotlivých pater, z důvodu přijetí a expedice nového zboží. Proto byly regály vytvořeny, jako kvádry s rozměry odpovídající skutečným rozměrům, ve kterých byly vytvořeny mezery v horizontálním směru a s průměrnou šířkou každé mezery na 450 mm. Tuto hodnotu lze brát, jako průměrnou z hodnot náhodně měřených mezer.^[18]

Všechny výše popsaná zjednodušení jsou zachyceny na obrázku 16.



Obrázek 16 – Zjednodušení geometrie modelu skladovací haly



Obrázek 17 – Vnitřní pohled modelu skladovací haly

6.3 Nastavení fyziky modelu

Po vytvoření výpočetní sítě je nyní nutné nastavit jednotlivé fyzikální modely popisující fyzikální zákony. Aby bylo dosaženo reálných výsledků, je nutné vytvořit a nastavit fyzikální model, který bude co nejpřesněji popisovat stav a chování vnitřního mikroklima.^[18]

Pro simulace v této práci jsou v programu Star CCM+ nastaveny následující fyzikální modely:

- Trojrozměrný model (Three Dimensional)
- Ustálený stav (Steady)
- Tekutina – plyn (Gas)
- Segragated flow
- Ideální plyn (Ideal gas)
- Segragated Fluid Temperature
- Turbulentní proudění (Turbulent)
- Reynolds-Avaraged Navier-Stokes
- Numerický dvourovnicový model – K-Epsilon Turbulence
- Realizable K-Epsilon Two-Layer
- Two-Layer All y + Wall Treatment

6.4 Okrajové podmínky

Varianty simulací byly řešeny pouze pro zimní období, ve kterém nastává řešený problém a to nevhodné prostředí v pobytové zóně. Proto také byly nastaveny níže uvedené okrajové podmínky právě pro zimní období.

Zimní období:

- návrhová teplota vnitřní vzduchu $t_i = 20\text{ °C}$
- teplota venkovního vzduchu $t_e = -12\text{ °C}$
- součinitelé prostupu tepla U:
 - okna $1,4\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
 - vnější stěny (sendvičové ŽB panely) $0,461\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
 - podlaha $0,45\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
 - střecha $0,28\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
 - svétlík polykarbonát tl.16mm $1,8\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
 - průmyslová vrata $3\text{ W/m}^2\cdot\text{K}^1$
- vnitřní návrhová teplota okolních hal adiabatická okrajová podmínka

Vnější tepelné zisky

Pro zimní období nebyly uvažovány žádné vnější tepelné zisky.

Vnitřní tepelné zisky

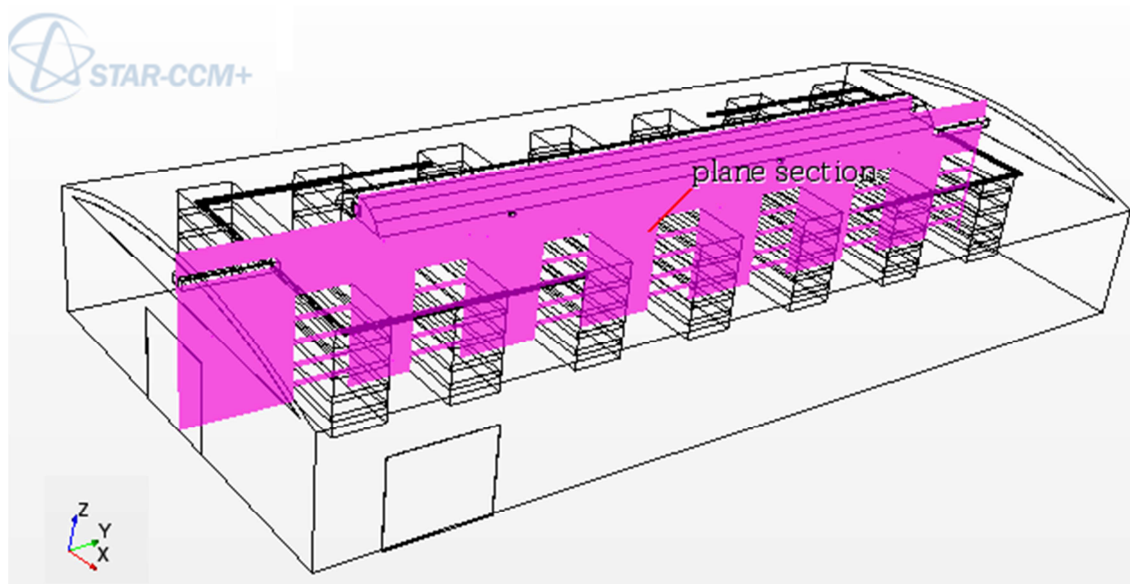
Vzhledem k řešenému problému, kdy je snaha o simulaci systému teplovzdušného vytápění, je tedy nutné zjistit maximální výkon pro vytápění. Je tedy nutné nastavit nejnepříznivější variantu pro vytápění, tedy žádné tepelné zisky od osvětlení či zařízení. Zisky od osob jsou v takto velkém prostoru zanedbatelné, především z důvodu obsazenosti pracovního prostoru dvěma až čtyřma osobami, které jsou navíc neustále v pohybu po pracovní ploše. Jejich doba setrvání na jednom místě v prostoru se tak neustále mění a s tím i tepelné zisky od osob v prostoru.

6.5 Zobrazení výsledků

Pro zobrazení výsledků simulací, jako je rozložení teplot po výšce haly, rychlosti proudění a mnoho dalších, bylo za tímto účelem vytvořeno několik řezů daného prostoru, na kterých byly následně vypočítané veličiny zobrazeny pomocí skalárních či vektorových polí.

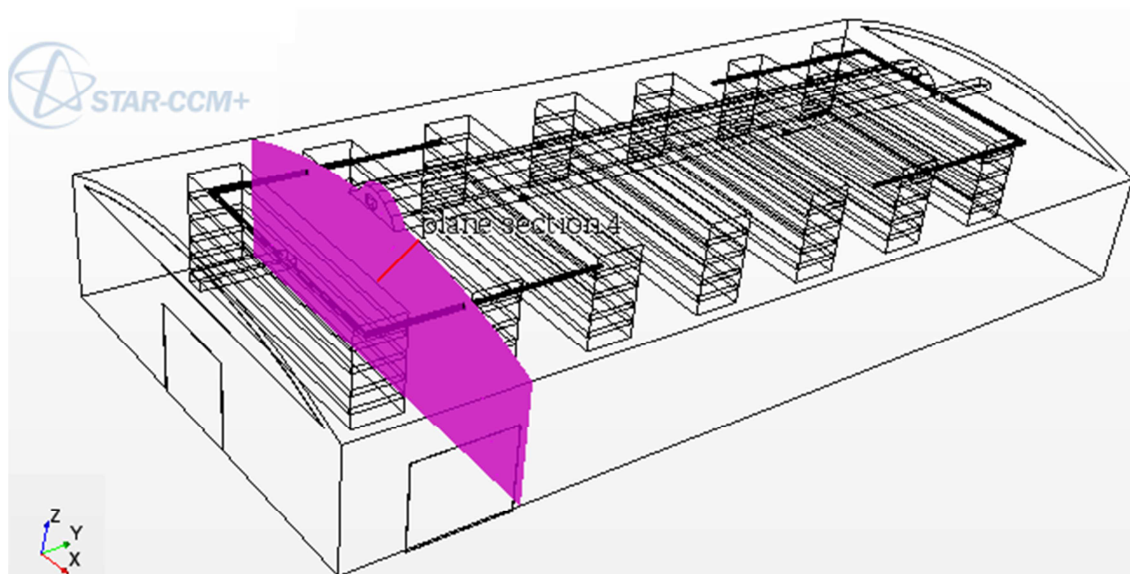
Dále byly vytvořeny bodové sondy, které jsou umístěny v místech měření, jež byly použity při skutečném experimentu přímo ve skladovací hale. Tyto hodnoty poslouží zejména jako kontrolní hodnoty pro simulaci stávajícího stavu vnitřního mikroklima ve skladovací hale. V těchto bodech je měřena především teplota a rychlost proudění. Následně jsou tyto údaje vloženy do grafů, kde přehledněji a snáze vystihují daný průběh jednotlivých veličin.

Pro vizualizaci výsledků byly vytvořeny následující roviny. Řez jedna byl vytvořen jako podélný řez rovnoběžný s osou y.



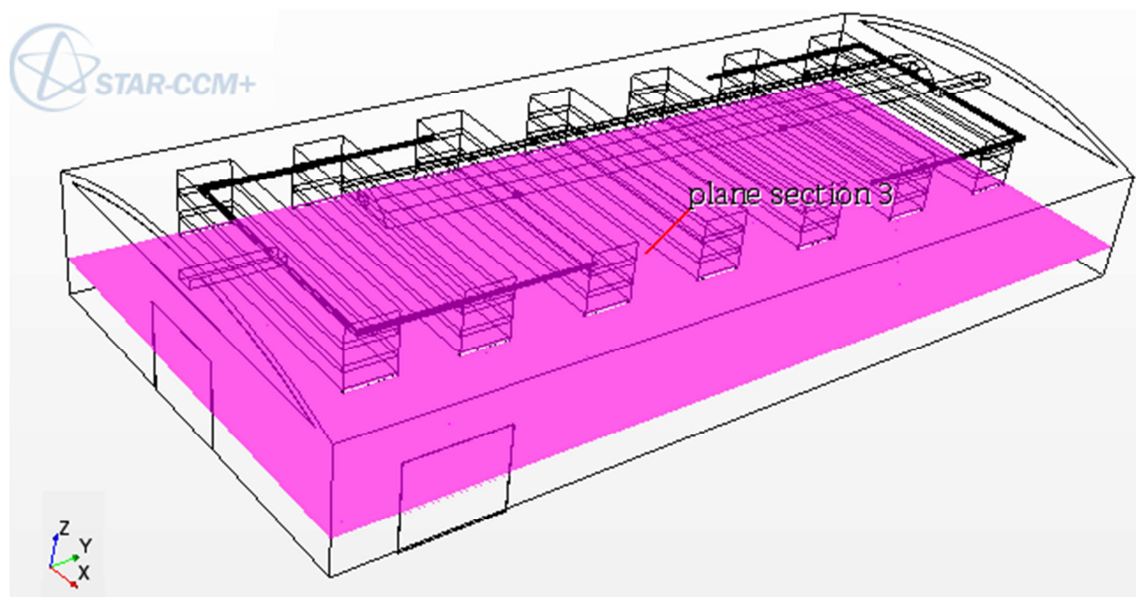
Obrázek 18 - Řez skladovací halou ve směru osy y

Jako další byl vytvořen příčný řez ve směru osy x a v rovině přírodních elementů.



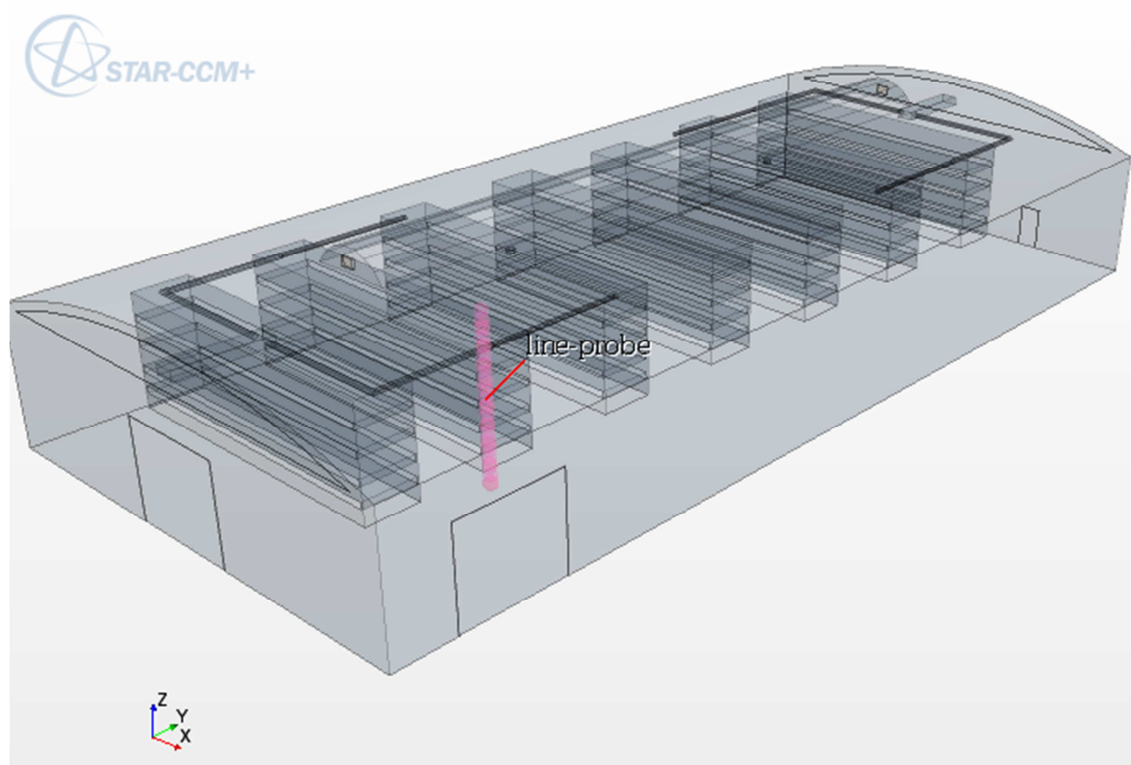
Obrázek 19 - Příčný řez skladovací halou

Dále byl vytvořen rovinový řez umístěný ve výšce 1,8m nad podlahou, kde představuje rozložení daných veličin v pobytové zóně.



Obrázek 20 - Řez vedený v pobytové zóně

Pro srovnání s měřeními hodnotami byly vytvořeny bodové sondy, které byly umístěny do míst s maximálním možným přiblížením skutečným měřicím čidlům. Výška jednotlivých bodů je násobkem výšky 0.8m, která odpovídá reálně rozmístěným měřicím čidlům. Jejich grafické zobrazení je na obrázku 21.



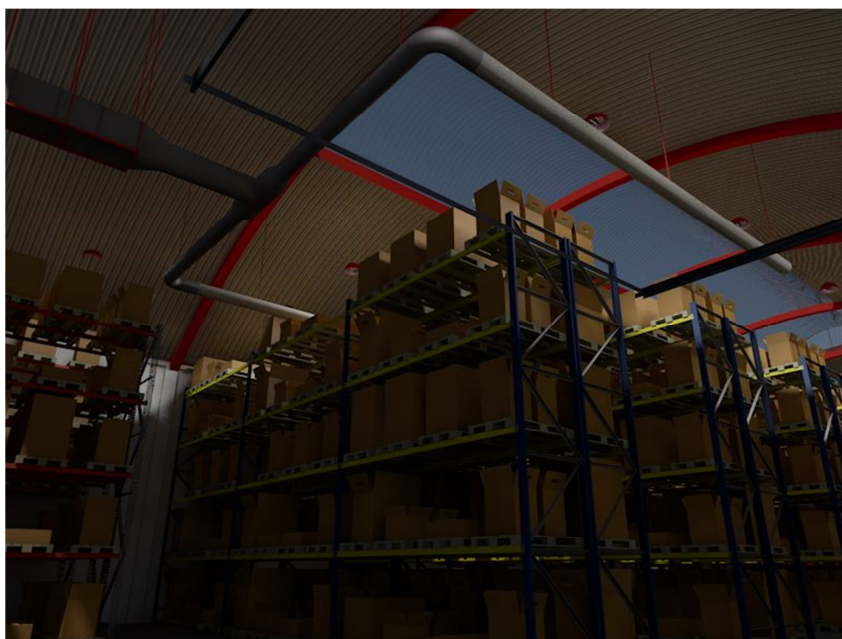
Obrázek 21 – Rozmístění měřicích bodových sond

6.6 Stávající stav

Pro popsání stávajícího stavu byla vytvořena následující simulace. Ve skladovací hale je přiváděn vzduch zejména z důvodu větrání a snížení tepelných ztrát v zimním období. Pro tento účel zde byl instalován nucený systém větrání pomocí dvou decentrálních průmyslových vzduchotechnických jednotek, jež mají za úkol zajistit požadovaný stav vnitřního mikroklima upravených přírodním vzduchem, který je přiváděn do příslušné části vnitřního prostoru, v tomto případě do příslušné poloviny skladovací haly, a tím dochází k zajištění mikroklima v celém prostoru. Celý systém byl navržen jako přetlakový s nuceným přívodem, který pracuje v přerušovaném provozu vždy pouze v pracovní dny od pondělí do pátku od 6:30hod. do 17:00hodin a obě zařízení jsou v provedení do prostředí bez nebezpečí výbuchu. Celkový objem přiváděného vzduchu do prostoru je maximální v zimním období, kdy je nutné krýt tepelné ztráty skladovací haly. Systém následně přechází z ventilačního režimu na kombinovaný.

Odvod znehodnoceného vzduchu je zajištěn pomocí dvou odvodních otvorů krytých gravitačními žaluziemi umístěných v protilehlých svislých stěnách světlíku. Za další odvod lze i považovat řadu netěsností v obvodových konstrukcích tvořící plášť skladovací haly. Jedná se zejména o sekční vrata a jejich otevírání během manipulace a pracovního provozu v hale.

Z obou vzduchotechnických jednotek vedou vzduchovody s kruhovým průřezem a jsou zakončené textilními vyústkami, které slouží jako přívodní elementy. Vzduchovody představuje kruhové spiro potrubí a textilní vyústky mají běžnou kruhovou perforaci. Obě vzduchotechnické sestavy včetně potrubí a elementů, jsou instalovány a zavěšeny na nosném ocelovém rámu z válcovaných profilů, jež jsou pomocí ocelových táhel zavěšeny na nosné ocelové konstrukci, která nese střešní plášť, ve výšce přibližně 8m nad podlahou. Pohled na jednu sestavu je na následujícím obrázku.



Obrázek 22 – Pohled na vnitřní VZT sestavu

Jak již bylo napsáno, ve skladovací se nacházejí dvě vzduchotechnické jednotky, každá umístěná samostatně na opačných stranách skladovací haly. Jejich pozici ve skladovací hale zachycuje obrázek 23.



Obrázek 23 – Pohled na umístění a pozici VZT jednotek ve skladovací hale

6.6.1 Experimentální měření

Z důvodu ověření, zda vytvořená simulace stávajícího stavu odpovídá přibližně skutečnému stavu uvnitř skladovací haly a bylo ji tak možné následně porovnat s naměřenými daty, bylo provedeno měření.

Cílem tohoto měření bylo zjistit teplotu a vlhkost. Dále stanovit jejich průběh s měnící se výškou skladovací haly a zjistit tak příčinu, proč uživatelé nepociťují požadovanou tepelnou pohodu při užívání objektu.

Dále tyto hodnoty slouží jako kontrola vytvořeného matematicko-fyzikálního modelu, který byl vytvořen v programu CCM Star+ a popisuje stávající stav vnitřního mikroklima v prostoru.

6.6.1.1 Nástroje potřebné k měření:

- Měřicí ústředna – ALMEMO 2890-9
- Termočláňkové dráty Ahlborn NiCr-Ci typ T190 – 9 ks
- Datalogger S3120 Teploměr-vlhkoměr – 3 ks
- Svinovací metr 5m
- Vysoko zdvižný vozík + bezpečnostní klec
- Bezpečnostní helma
- Izolepa
- Stahovací páska 100 x 2.5 – 12 ks

6.6.1.2 Příprava prostoru před začátkem měření

- Kontrola chodu vzduchotechnické jednotky
- Uzavření všech sekčních vrat a oken
- Kontrola funkčnosti měřících čidel a ústředny
- Kontrola a zápis venkovních klimatických podmínek

6.6.1.3 Postup měření:

Po vzájemné dohodě s provozovatelem firmy, která skladovací halu vlastní, byl dohodnut a následně vybrán termín pro uskutečnění experimentálního měření. Datum měření bylo naplánováno na pátek 27.2.2015 v 7:00hod. Toto datum nebylo nevhodnější variantou pro měření, z pohledu nejnepříznivějšího stavu venkovní teploty, bohužel bylo vybráno, jako kompromis mezi časovým vytížením pracovníků a celkového provozu ve skladovací hale.

Teplota vzduchu po výšce skladovací haly byla měřena pomocí devíti termodrátů Ahlborn NiCr-Ci typ T190, připevněných pomocí lepicí pásky k ocelovým příčkám příhradového regálu v předem určených vzdálenostních intervalech. Výška instalovaných příhradových regálů ve skladovací hale je 6,5m. Interval rozmístění čidel byl tedy zvolen, jako násobky vzdálenosti 0,8m. Takto bylo rozmístěno osm z devíti čidel. Poslední deváté pak bylo umístěno ve svislé ose, nad zbylými os-

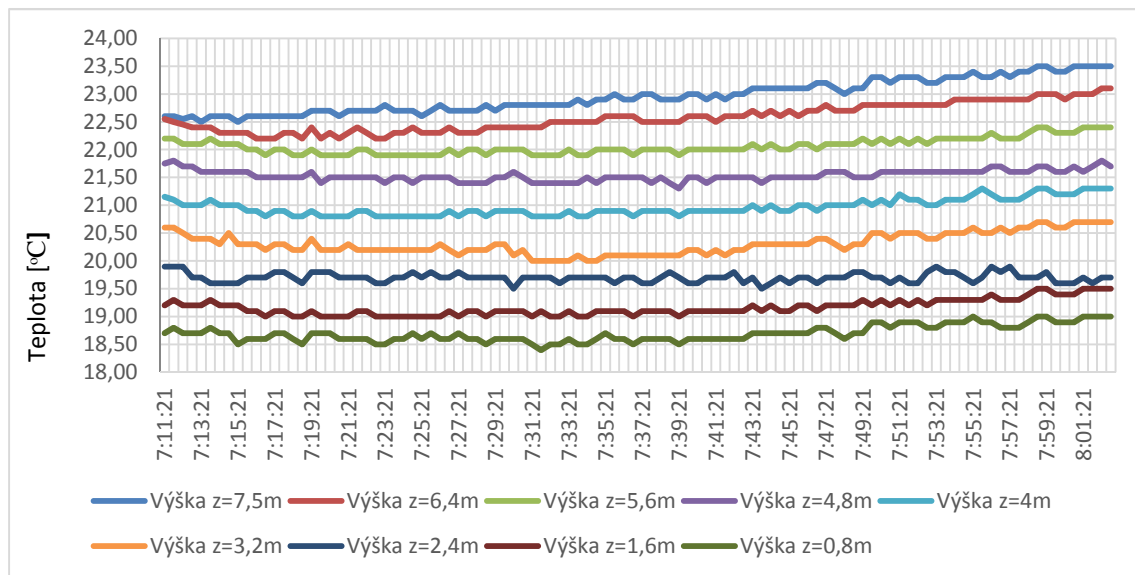
mi, na ocelové táhlo střešní nosné konstrukce, které prochází nad vybraným regálem ve výšce přibližně 7,5m nad rovinou podlahy.

Následně byly termodráty zapojeny do měřicí ústředny ALMEMO 2890 a ústředna byla uvedena do provozu. Doba trvání měření byla více jak 60 minut s intervalem zápisu dat do paměti měřicí ústředny po 30s, zejména z důvodu získání co nejvíce hodnot rozložení teploty v jednotlivých měřících bodech. Způsob provedení měřicí sestavy je na obrázku 25.



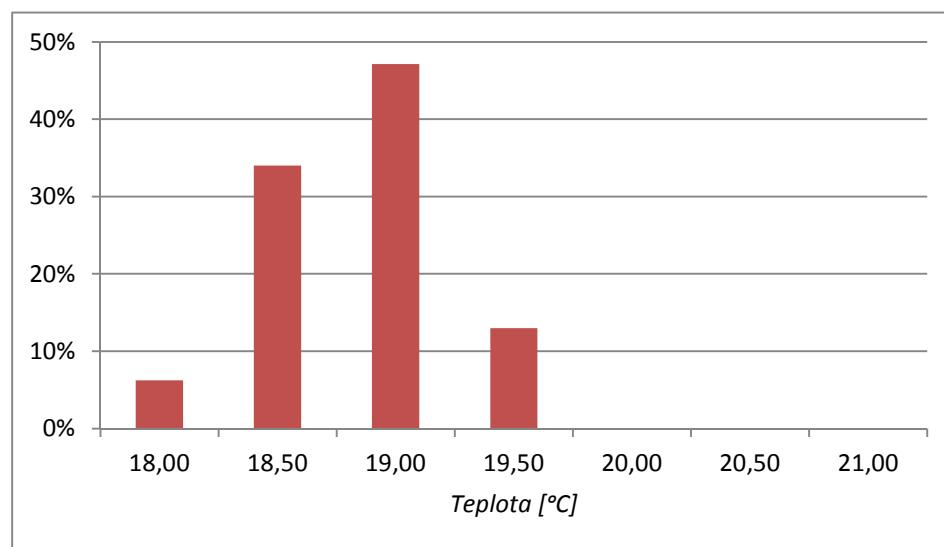
Obrázek 30 – Pohled na měřicí sestavu během měření

Výstupem získaných dat z měřicí ústředny je grafické znázornění průběhu změny teploty v jednotlivých měřicích bodech (Obrázek 30), který názorně a přehledně upřesňuje rozložení teplot v jednotlivých výškových hladinách a zároveň slouží jako kontrola pro simulační řešení stávajícího stavu a lze tak toto řešení považovat za validní.



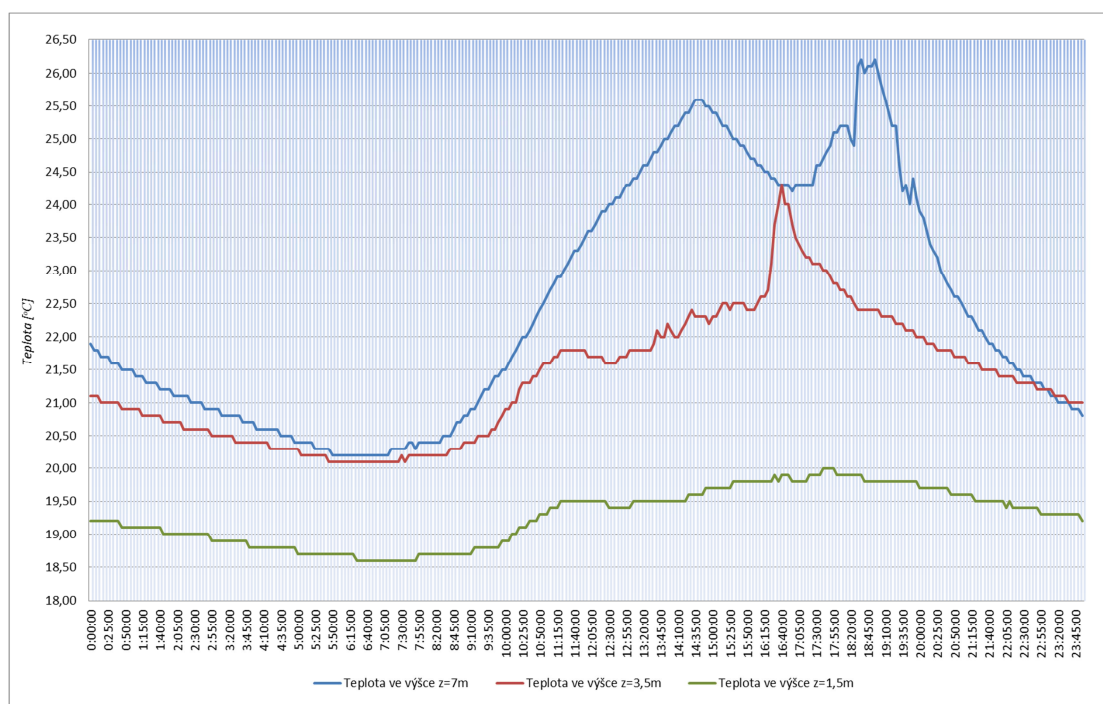
Graf 4- Průběh teplot v jednotlivých výškových bodech

Rozložení teplot v pobytové zóně během experimentálního měření a jejich procentuální zastoupení vyjadřuje Graf 5.



Graf 5 – Procentuální zastoupení teplot stávající stav

Během zápisu dat měřící ústřednou ALMEMO, byly dále instalovány tři Dataloggery S3120 pro dlouhodobý záznam teploty a vlhkosti. Intervalu zápisu byl stanoven na každých pět minut a dataloggery zaznamenávaly údaje několik následujících pracovních dní. Všechny tři byly umístěny poblíž místa měření s termodrátý také na skladovací regál, ovšem do jiných pozic, zejména proto, aby nebránily běžnému pracovnímu provozu v hale, a také aby nemohlo dojít k jejich poškození. První byl umístěn do výšky 1,5m na rovinu podlahy, druhé do výšky 3,5m a třetí na ocelové táhlo ve výšce 7,5m.



Graf 6 – Rozložení teplot v průběhu pracovního dne v topné sezóně

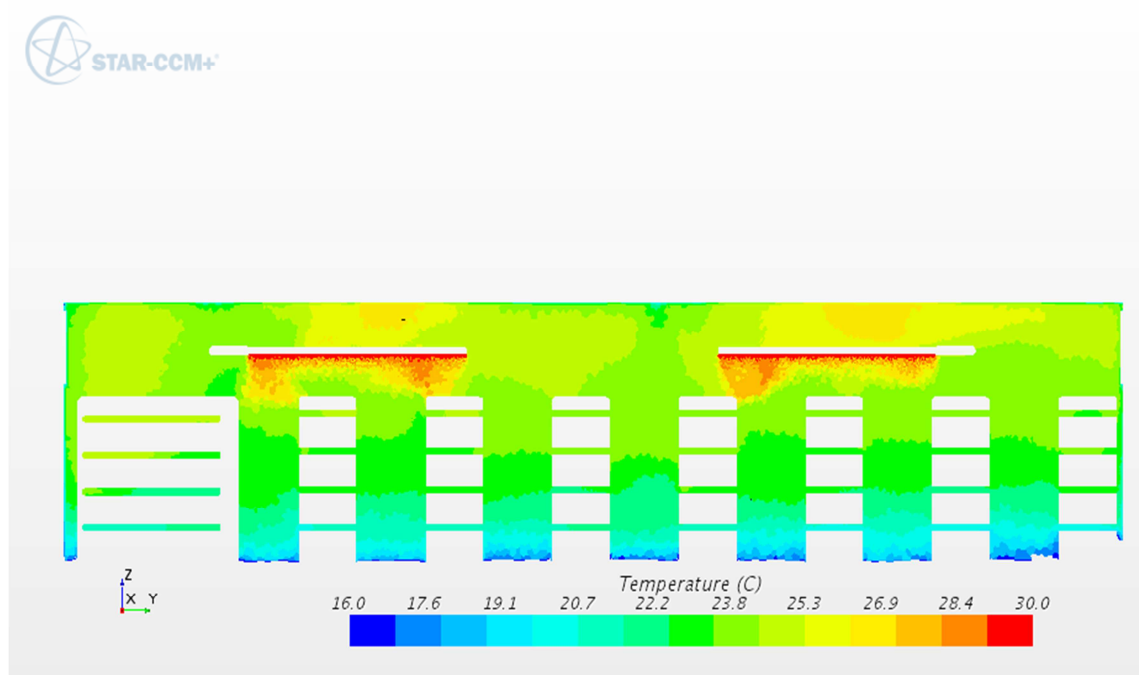
6.6.2 Simulace rozložení teplot ve skladovací hale

Pro popsání teplot stávajícího stavu vnitřního mikroklima, byla vytvořena následující simulace.

Přívod tepelně upraveného vzduchu v zimním období:

- 4 kruhové textilní výústky
- Teplota přívodního vzduchu $t_p = 36^\circ\text{C}$

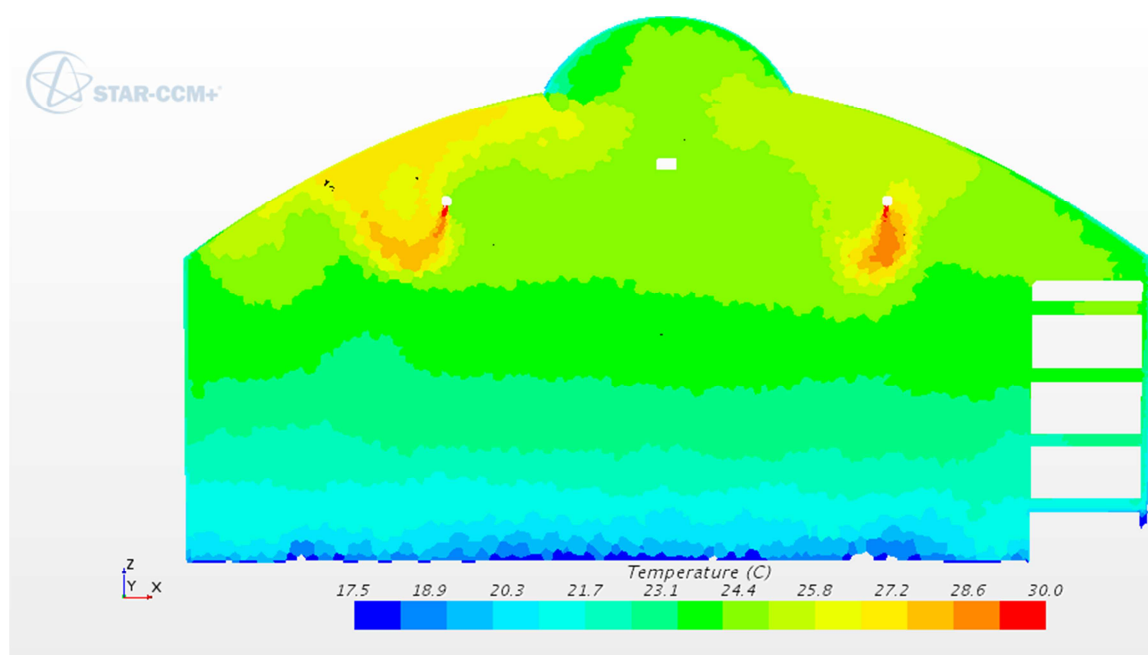
Do skladovací haly je upravený vzduch přiváděn pomocí textilních výústek, které mají perforaci s kruhovými otvory a proud přívodního vzduchu, který z nich vystupuje, má směr svislé normály směrem k podlaze. Vzduch vystupující z výústek má teplotu 36°C . Bohužel i přes tuto skutečnost dochází, zejména z důvodu značného výškového rozdílu mezi přívodními elementy a hranicí zóny pobytu osob, ke značnému vrstvení teplot vzduchu po výšce. Jak je patrné z podélného řezu skladovací halou (Obrázek 24) na hranici pobytové zóny ve výšce přibližně 1,8m nad podlahou, dosahuje teplotní pole hodnot mezi 18°C – 20°C , což v určitých místech, jako například v blízkosti přívodních elementů, přináší přijatelný tepelný komfort pro pracovní prostředí, ale ve větších vzdálenostech jsou již hodnoty nižší, a nelze je tedy brát, jako dostatečnou teplotu pro pracovní prostředí natož ji považovat za komfortní.



Obrázek 24 - Rozložení teplot v podélném řezu skladovací haly

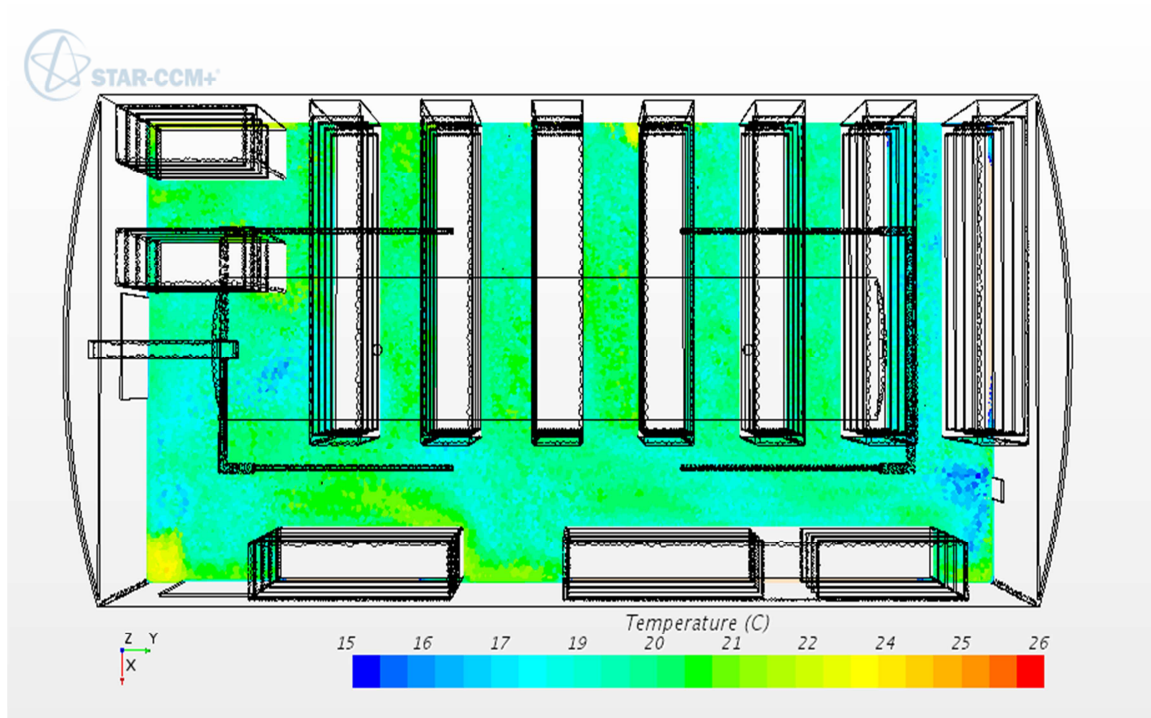
Na barevné škále byla jako maximální teplota nastavena na 30°C z důvodu přehlednějšího zobrazení jednotlivých teplotních vrstev. Každá teplota vyšší než maximální se zobrazí stejnou barvou.

Dále jak je patrné z příčného řezu halou, proud přívodního upraveného vzduchu je určité vzdálenosti od vyústky značně ohýbán. Tuto skutečnost lze přisoudit zejména značně malé výstupní rychlosti a také měrné hmotnosti přívodního vzduchu, která má nižší hodnotu, než měrná hmotnost chladnějšího vzduchu, jež se nachází v nižších vrstvách, a je tedy díky gravitačnímu zrychlení více nadlehčován a stoupá vzhůru. Jako důsledek těchto skutečností je proud ohýbán a nedochází tak ke kýženému efekt, tedy smíšení vzduchu ve všech teplotních vrstvách.



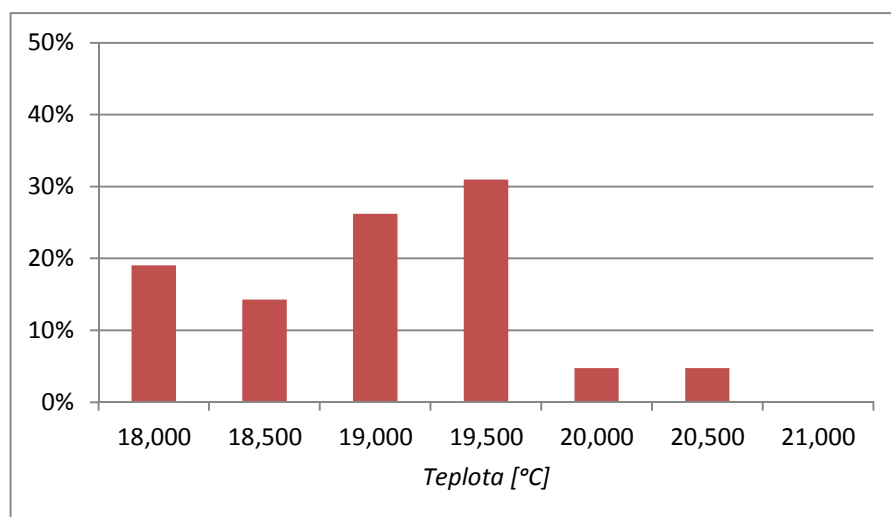
Obrázek 25 - Rozložení teplot v příčném řezu

Další řezová rovina byla vytvořena v horní úrovni pobytové zóny ve výšce 1,8m na úrovni podlahy. Teplotní pole stávajícího stavu v této rovině kolísá o 1-2°C. Nízké teploty v pobytové zóně jsou závislé a odpovídají na tepelně technických vlastnostech obvodového pláště a možnosti dosahu přívodního teplého vzduchu. Jak je patrné z následujícího obrázku, v okrajových zónách u obvodového pláště, mají dominantní vliv právě tepelně technické vlastnosti. V prostoru haly se také nacházejí místa s nižší teplotou, zde má naopak vliv dosah proudu přívodního vzduchu. Dalším faktorem je absence jakýkoliv tepelných zdrojů v pobytové zóně, jelikož jediným topným médiem je pouze upravený přívodní vzduch, který je bohužel k dispozici pouze v předem nastaveném časovém intervalu během pracovní doby.



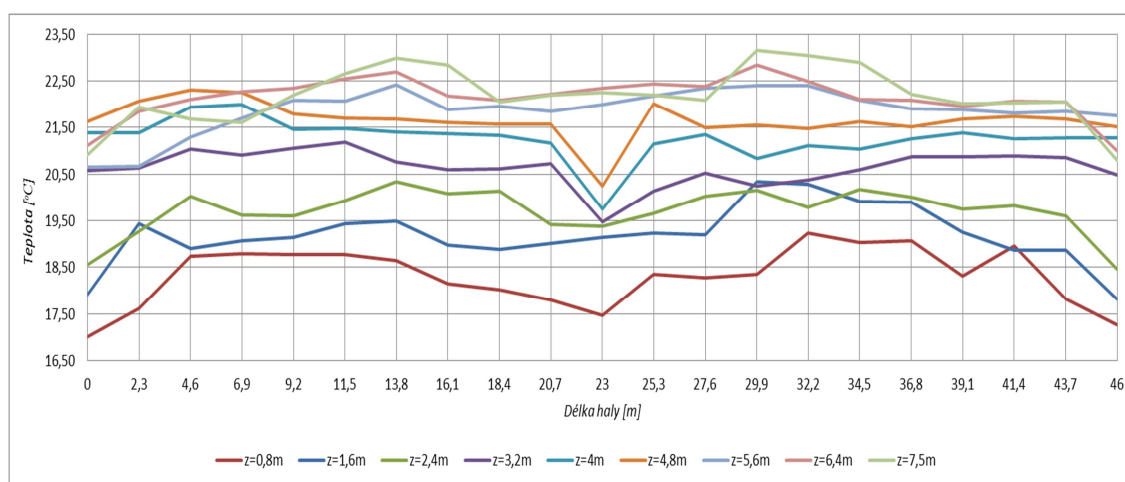
Obrázek 26 – Rozložení teplot v obytné zóně v řezu 1,8m nad podlahou

Graf 1 zobrazuje rozložení teplot v obytné zóně vyjádřené procentuálním zastoupením jednotlivých teplot.



Graf 1 – Procentuální zastoupení teplot v obytné zóně při stávajícím stavu

Následující graf zobrazuje teploty v horizontálním řezu pobytové zóny a jejich průběh v závislosti na délce haly. Jak je patrné z grafu rozložení teplot v jednotlivých výškách po délce skladovací haly, teploty v jednotlivých vrstvách opravdu značně kolísají. Průběh kolísání teploty v každé vrstvě není zcela stejný. Ve vyšších vrstvách jsou rozdíly teploty po délce nižší, naopak v nižších vrstvách v zónách v blízkosti pobytové oblasti jsou rozdíly významnější. Společným znakem pro všechny vrstvy je však průběh křivek reprezentujících teploty v závislosti na vzdálenosti od okraje haly. A to ve vzdálenosti do 5m od stěny a dále ve vzdálenosti 23m. V těchto oblastech dochází ke značnému poklesu teploty ve všech sledovaných vrstvách, což je zřejmě způsobeno nedostačnou funkcí stávajícího systému a faktorů, které byly popsány v předchozím odstavci.

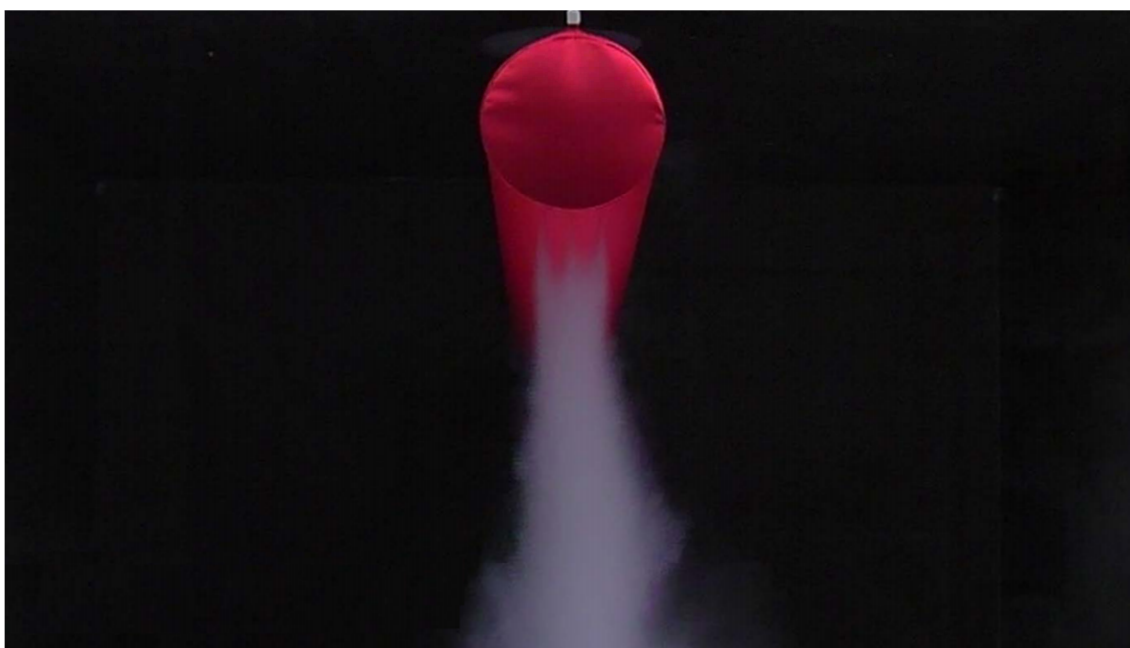


Graf 2 – Průběh teploty v jednotlivých výškových úrovních v závislosti na délce

6.6.3 Simulace rychlosti proudění ve skladovací hale

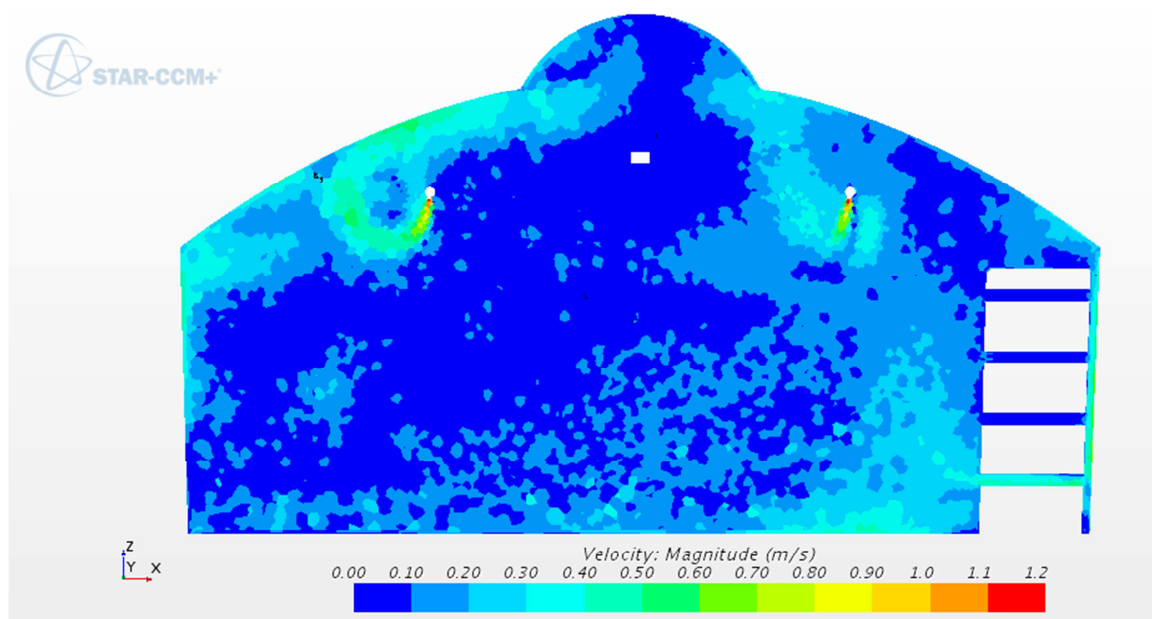
Rychlosti proudění ve skladovací hale jsou zobrazeny pomocí skalárních polí v stejných předem vytvořených řezech skladovací halou, jako v případě rozložení teplot. Směr a hodnota rychlosti je zde zobrazena pomocí šipek, které svojí velikostí odpovídají velikosti rychlosti v daných bodech. Dále jsou také odlišeny pomocí barevné škály pro přehlednější zobrazení.

Rychlostní profil textilních vyústek, které byly instalovány ve stávajícím stavu, se s narůstající délkou vyústky mění. Výstupní rychlost tak vzhledem k perforaci klesá s měnícím se tlakem. Výstupní rychlost byla experimentálně změřena, jako soubor hodnot stanovený po délce textilní vyústky, a poté následně její průměrná hodnota byla aplikována a zohledněna při stávajícím simulačním řešení. Hodnota rychlosti přírodního vzduchu byla pro tuto simulaci nastavena na 1,6 m/s. Jak je patrné z obrázku 27. Stejně jako v případě popsání teplotního pole, byla rychlostní škála nastavena na maximální hodnotu 1,2 m/s kvůli přehlednosti.



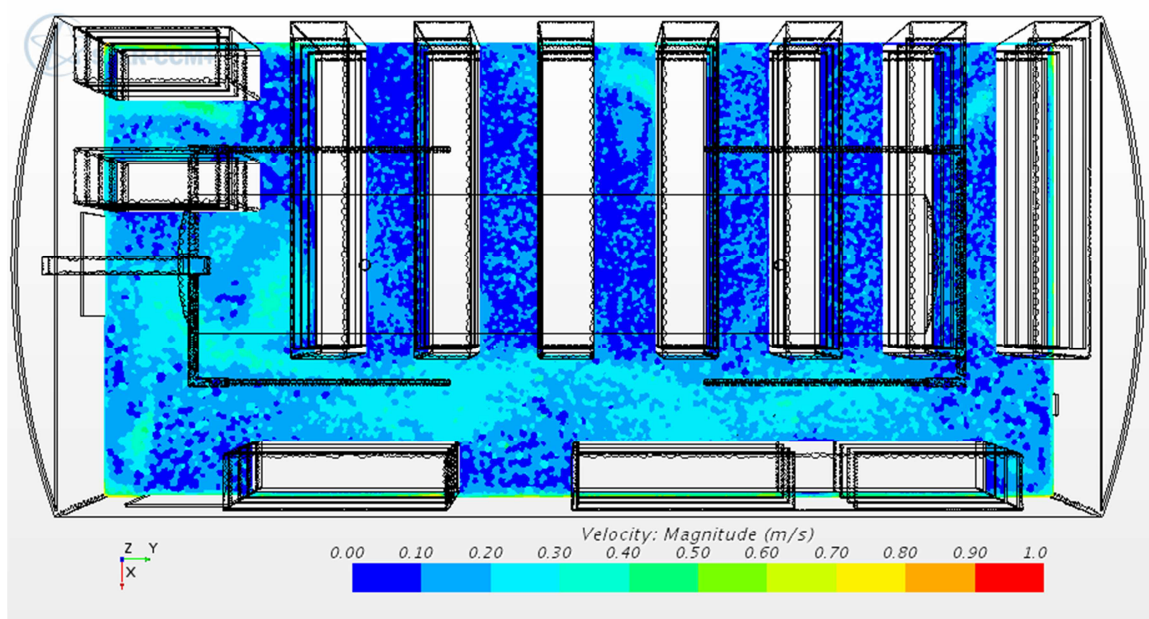
Obrázek 27 - Rychlostní profil v příčném řezu textilní vyústkou ^[19]

Jak je patrné z obrázku 28 přírodní vzduch vstupuje do prostoru haly rychlostí 1,6 m/s a díky perforaci textilní vyústky má směr jeho proudu svislý směr. Jakmile přírodní vzduch opustí vyústku, začne se směšovat s okolním vzduchem ve skladovací hale. Z obrázku vytvořené simulace proudění v příčném řezu lze však pozorovat, že rychlost proudícího vzduchu značně klesá až téměř na hodnotu 0 m/s, což v důsledku přináší problém zejména v pobytové zóně, kam se čerstvý a teplotně upravený vzduch nedostane.



Obrázek 28 - Skalární pole rychlostního profilu v příčném řezu

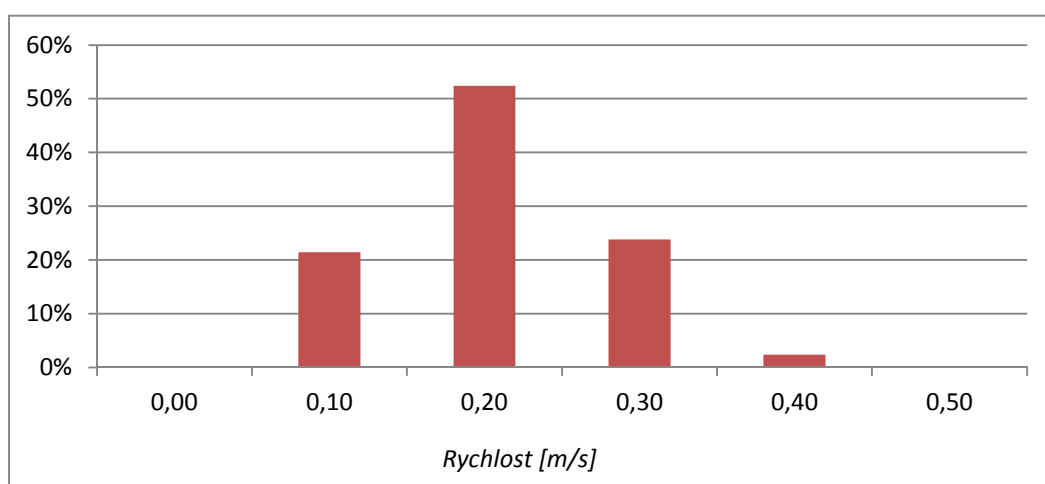
Jako jednu z možných příčin lze přisoudit značnému počtu vysokých skladovacích regálů, které jsou po většinu času zcela zaplněny skladovaným zbožím, jež je zabaleno v kartonových krabicích a omotané folií proti poškození. Takto skladované zboží představuje a vytváří značnou překážku pro proudící vzduch a významným způsobem brání proudění přírodního proudu až do pobytové zóny osob. Přírodní proud vzduchu tak narazí na překážku vytvořenou z regálů se zbožím a nemůže dále pokračovat ve směru svého proudění. Jeho velká část je tak odražena zpět do horní poloviny skladovací haly, kde poté dochází k akumulaci teplého vzduchu a následnému odvodu, popřípadě přes směšovací komoru vzduchotechnické jednotky k opětovné cirkulaci.



Obrázek 29 - Rozložení rychlostí v pobytové zóně v řezu 1,8m nad podlahou

Rozložení rychlostního profilu v pobytové zóně zobrazuje obrázek 29. Jak je patrné, ve volných zónách, kde proudění vzduchu není nijak bráněno, dosahuje rozpětí hodnot rychlosti od 0,2-0,4m/s. Naopak v oblastech mezi paletovými regály jsou rychlosti téměř rovné nule. V těchto zónách tedy nedochází k jeho výměně.

Rychlosti skalárních polí jsou zde na obrázcích zobrazeny s maximální hodnotou 1,0m/s, a to ze stejného důvodu, jako u skalárních teplotních polí, tedy kvůli přehlednosti. Toto rozpětí je plně dostačující z důvodu rozložení rychlostního profilu zejména v pobytové zóně, ve které již hodnoty nepřesahují tuto mez.



Graf 3 – Procentuální zastoupení rychlostí v pobytové zóně při stávajícím stavu

6.6.4 Zhodnocení stávajícího stavu

Experimentální měření i následná simulace stávajícího stavu na vytvořeném modelu skladovací haly prokázaly, že při stávajícím stavu teplovzdušného vytápění ve skladovací hale dochází ke značnému vrstvení teplot v různých výškách vnitřního prostoru. S narůstající výškou přibývá i rozdílů teplot ve vrstvách samotných. Jak je patrné z Grafu 6, průběh teploty v pobytové zóně, během typického pracovního dne, nedosahuje požadovaných hodnot návrhové vnitřní teploty pro vytápění. Z průběhu naměřených hodnot teploty lze pozorovat, že teplota v jednotlivých výškách z počátku pozvolně klesá do brzkých ranních hodin, v 6:30 hodin je nastaveno spuštění systému vzduchotechniky s přívodem teplotně upraveného vzduchu. V grafu zobrazeno, jako nárůst teploty okolního vzduchu v hale.

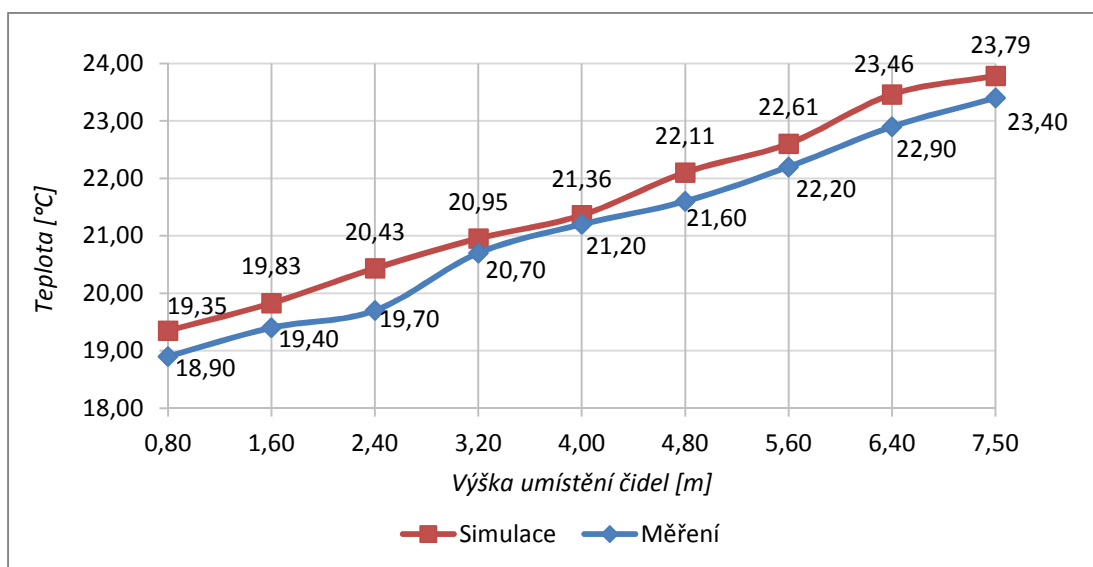
Dále je možné sledovat, že největší rozdíly teplotního stavu se odehrávají pouze ve větších výškách a poblíž přívodních elementů. Rozdíl teploty v těchto vrstvách se pohybuje v řádu několika málo hodin o více než 5°C. Naopak průběh teplot ve výšce 1,5m nad rovinou podlahy, která představuje rovinu v pobytové zóně, se příliš nemění. Rozdíl teplot se zde pohybuje od minimální teploty vzduchu 18,6°C kolem sedmé hodiny ráno, až po maximální naměřenou hodnotu teploty 19,9°C. Rozdíl teplot se pohybuje v rozmezí přibližně 1,5 – 2°C, přičemž teplota blížící se návrhové teplotě se objevuje pouze v omezeném časovém úseku a až na konci pracovní směny, kdy už nejsou požadavky na vnitřní tepelný komfort v pracovní pobytové zóně. Dále je nutné upozornit na fakt, že tyto hodnoty byly získány na konci zimního období, kdy již venkovní teploty nedosahují svých maxim. Je tedy pravděpodobné, že by při výrazně nižších venkovních teplotách, byl vnitřní stav ještě více negativně ovlivněn a teploty v jednotlivých výškových rovinách by klesaly. Je tedy nutné navrhnout jistá opatření pro zlepšení vnitřního mikroklima.

Pro zhodnocení, zda byla simulace stávajícího stavu vytvořena tak, aby se dala považovat za validní, popřípadě, jak moc velká odchylka v datech vznikla, byly hodnoty naměřené při experimentu teplotními čidly v jednotlivých výškových úrovních porovnány s měřícími bodovými sondami (Obrázek 21) v místě skutečného měření.

Jak ukazuje graf 7, ve výšce 0,8m nad rovinou podlahy, kde bylo umístěno první z teplotních čidel, byla naměřena teplota 18,90°C, teplota z měřícího bodu simulace vyšla 19,35°C. Teplota ve výšce 1,6m, což by se dalo považovat za horní polovinu pobytové zóny, vyšla teplota z měření 19,40°C a teplota ze simulace vyšla v tomto místě 19,83°C, což představuje rozdíl 0,43°C. Největší odchylka 0,73°C vyšla ve výškové úrovni 2,4m nad podlahou, kde byla naměřena teplota 19,70°C a teplota ze simulace vyšla 20,43°C. Naopak velmi dobrých výsledků v rozdílu teploty bylo dosaženo ve výšce 3,2m a 4m. Ve výšce 3,2m byla naměřena teplota 20,70°C a teplota ze simulace vyšla 20,95°C. Ve výšce 4m byla naměřena teplota 21,20°C a ze simulace 21,36°C. Rozdíly byly tedy 0,25°C a ve 4m dokonce 0,16°C, což lze považovat za velmi příznivý výsledek. Teplota naměřená ve výšce 4,8m byla 21,60°C, ve výšce 5,6m byla naměřena 22,20°C a v 6,4m byla 22,90°C. Výsledky simulace ve stejných výškových bodech pro 4,8m vyšla teplota 22,11°C, pro 5,6m vyšla 22,61°C a pro 6,4m vyšla teplota 23,46°C. Odchylka teploty v těchto výškových úrovních byla přibližně stejná a to 0,5°C.

Ve výškové úrovni 7,5m nad podlahou byla naměřena teplota 23,40°C a teplota ze simulace vyšla 23,79°C. Odchylka v tomto bodě vyšla mezi skutečným měřením a simulovaným řešením 0,39°C.

Odchylky simulace od skutečného měření v jednotlivých měřících bodech jsou přibližně do 10% a je tedy možné považovat vytvořený model považovat za validní a nově navrhované a následně simulované varianty lze považovat za realizovatelné.



Graf 7 – Vzájemné porovnání teploty z měření a simulace

6.7 Navrhovaný stav

Dle výsledků simulace stávajícího stavu, je tedy nutné navrhnout příslušná opatření pro optimalizaci vnitřního prostředí ve skladovací hale. Variant, jež by bylo možné použít je více od změny celého konceptu systému až po různé elementy zabezpečující požadovaný stav. Každá individuální varianta má svá specifika a přináší jisté stavební či jiné technické úpravy, což znamená i rozdílné ekonomické náklady. Vzhledem k těmto skutečnostem byly již předem stanoveny požadavky provozovatelem firmy na budoucí koncepci nového řešení. Vzhledem k tomu, že skladovací hala je významnou součástí firmy, ale není zcela prioritní, nemělo by nové řešení obsahovat značné finanční ani technické zatížení. Jedním z důvodů je zejména ta skutečnost, že firma nemá skladovací halu v přímém vlastnictví, a tudíž jako provozovatel nemá ani příslušná oprávnění dělat zásadní úpravy uvnitř či vně objektu.

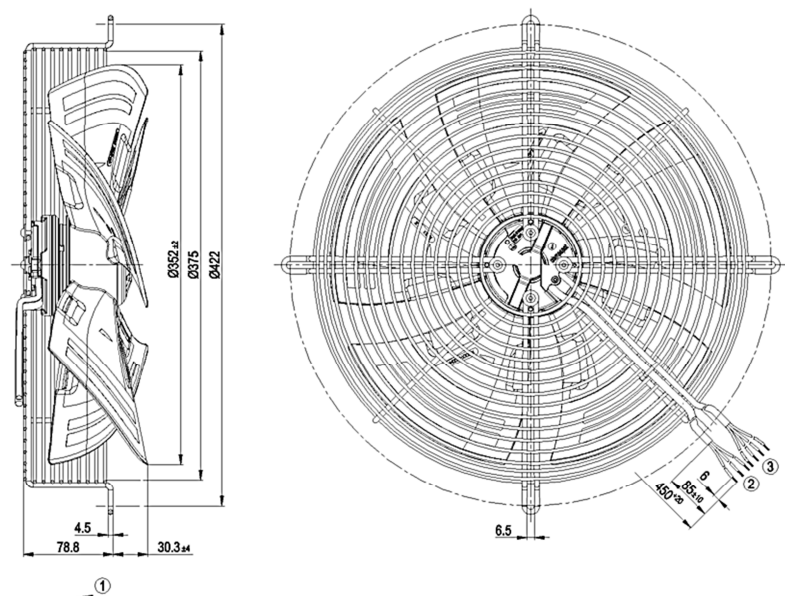
6.7.1 Varianta 1 – Axiální ventilátory ve funkci destratifikátorů

S přihlédnutím k faktu, že dotyčná firma je výrobce a distributor vlastních ventilátorů, byla tedy vybrána varianta se dvěma axiálními ventilátory zavěšených na nosné konstrukci střešního pláště, které budou umístěny mezi přívodními elementy v nejnižší možné výšce, tak aby nijak nebránily provozu v hale a zejména manipulaci se zbožím ve vyšších patrech paletových regálů. A zároveň ve výšce, ve které budou s dostatečnou účinností narušovat vrstvení vzduchu v jednotlivých výškových hladinách a pomohou tak proudění přívodního vzduchu, až do pobytové zóny a do oblastí, kde za současného stávajícího stavu vznikají nevyhovující podmínky vnitřního mikroklima.

6.7.1.1 Zjednodušení modelu axiálních ventilátorů

V simulaci navrhovaných opatření za účelem zlepšení kvality vnitřního mikroklima bylo nutné vytvořit jistá zjednodušení. Vzhledem ke složitosti tvaru axiálního ventilátoru zejména v oblasti tvaru a náklonu jeho lopatek, není možné tyto detaily zcela všechny postihnout, aniž by to znamenalo obrovský nárůst nároků na výpočetní výkon. Další zásadní problém představuje samotný princip ventilátoru, tedy jeho rotační pohyb, což by mělo za následek další enormní nárůst nároků na výpočetní výkon.

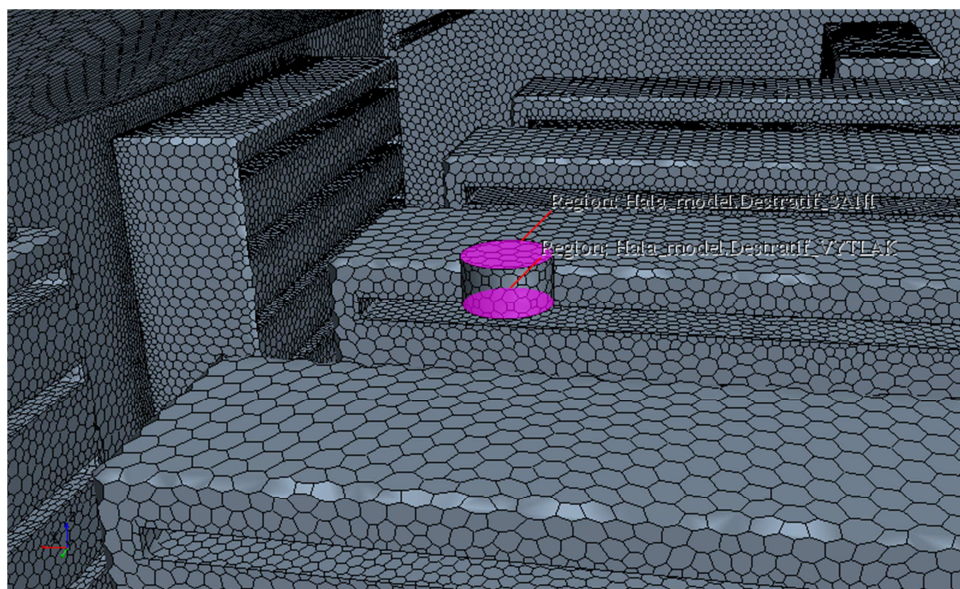
Při vytváření modelu axiálního ventilátoru muselo tedy dojít k jistým úpravám, tak aby zůstal zachován princip a funkce reálného ventilátoru a zároveň bylo možné model použít v simulačním řešení. Použitý typ navrhovaného ventilátoru je axiální ventilátor firmy ebm-papst s.r.o., S3G350 – AG03-32, jenž má průměr 350mm, je osazen AC motorem a s možností dodatečného osazení usměrňovače proudění tzv. Streameru. Jeho rozměry jsou na obrázku 31. Streamer a jeho použití se nachází v přílohách této práce.



Obrázek 31 - Specifikace axiálního ventilátoru S3G350 [20]

Výpočetní model ventilátoru ve Star CCM+ byl vytvořen jako tenká deska s kruhovým průměrem odpovídající skutečnému motoru s lopatkami s průměrem 352mm. Následně bylo použito rozhraní axiální ventilátor (Interface Fan), které umožňuje funkci pro modelaci rotačního pohybu ventilátoru. Interface Fan představuje jednoduchý model ventilátoru o nulové tloušťce a nastaví tlakový skok přes toto rozhraní. Přes toto rozhraní je následně možné modelu přidat víření vystupujícího proudu vzduchu.

Pomocí Interface Fan, byly propojeny obě protilehlé strany vytvořené desky výpočtového modelu ventilátoru. Jedna strana desky slouží jako sací a druhá jako výtlačná.



Obrázek 32 – Zjednodušení model ventilátoru pro rozhraní Interface Fan

Software Star CCM+ dále umožňuje přiřadit modelu ventilátoru jeho skutečné parametry pomocí vložení pracovní výkonové křivky reálného ventilátoru. Díky této skutečnosti má model následně, i přes své značné zjednodušení, velice podobné vlastnosti jako reálný prvek a jeho odlišnosti jsou poté v řádu několika málo procent. Následně tak byly vloženy výkonové křivky vybraných typů ventilátorů, pomocí jejich otáček, dopravního tlaku za oběžných kolem a objemového průtoku. Vybraný typ musel splňovat požadavky na průtok přiváděného vzduchu, dále mít dostatečný tlak, aby se dosah jeho proudu promítl v pobytové zóně, ale zároveň nebyl překročen rychlostní limit v zóně pobytu pracujících osob.

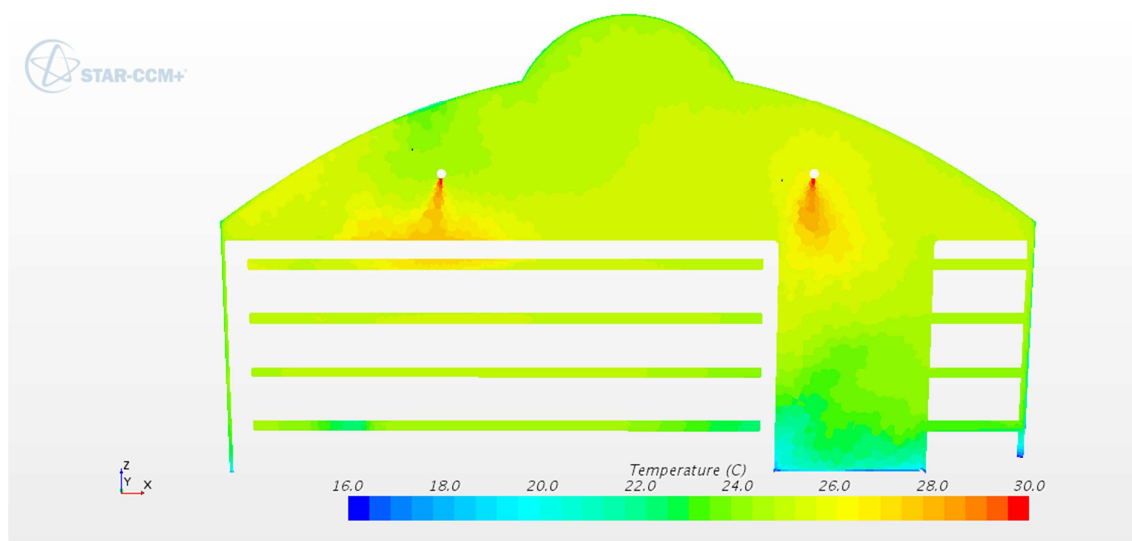
6.7.1.2 Rozložení teplot ve skladovací hale

Pro popsání teplot stávajícího stavu vnitřního mikroklima, byla vytvořena následující simulace.

Přívod tepelně upraveného vzduchu v zimním období:

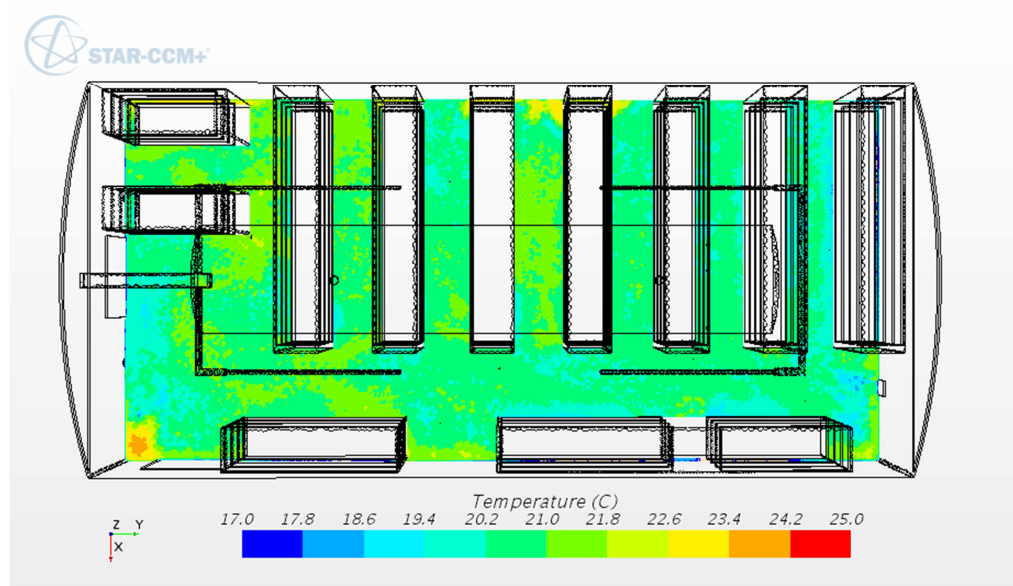
- 4 kruhové textilní vyústky
- Teplota přívodního vzduchu $t_p = 36^\circ\text{C}$
- 2x axiální ventilátor ebm-papst S3G350 – AG03-32

V této variantě byl nechán původní stávající stav systému větrání a vytápění a k němu byly pouze přidány dva elementy, jež pomáhají nuceným pohybem usměrnit proud vzduchu i do oblastí v pobytové zóně, kde vznikají nevyhovující podmínky. Jak je patrné z příčného řezu simulace nového stavu, podmínky v pobytové zóně se značně zlepšily. Teplota přívodního vzduchu nemohla být upravena, z důvodu zachování parametrů systému stávajícího stavu. Teplota byla tedy nastavena na 36°C , jako v předchozí simulaci pro popsání stávajícího stavu.



Obrázek 33 – Rozložení teplot v příčném řezu – navrhovaný stav var. 1

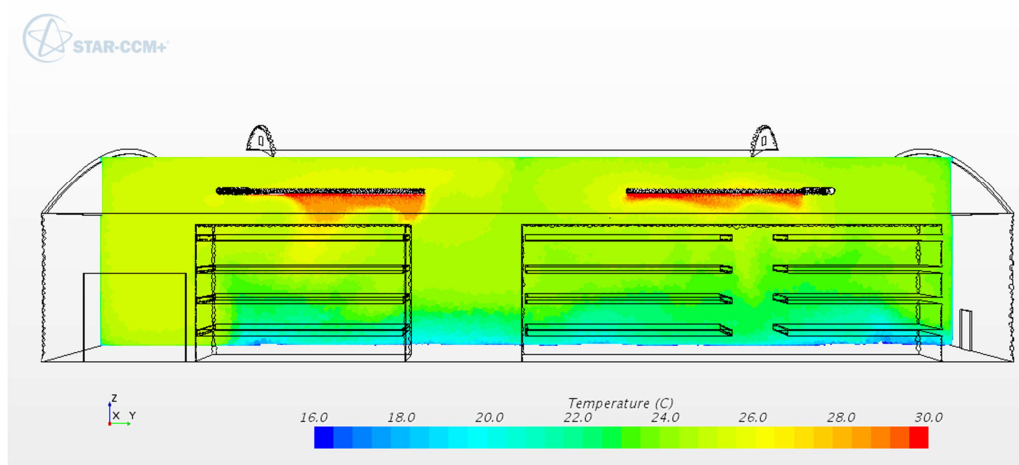
Na hranici pobytové zóny ve výšce přibližně 1,8m nad podlahou, dosahuje teplotní pole hodnot mezi 20°C – 22°C, což se jeví, jako plně dostačující podmínky pro pracující personál přináší přijatelný tepelný komfort pro vnitřní prostředí.



Obrázek 34 – Rozložení teplot v pobytové zóně 1,8m nad podlahou – navrhovaný stav var. 1

Zlepšení nastává i ve větších vzdálenostech od přírodních elementů, což také představuje značný rozdíl oproti původnímu stavu. Hodnoty teploty zde nejsou již o tolik nižší, a lze je tedy brát, jako dostatečné pro pracovní prostředí. Zásadní je také rozdíl rozložení teplotních polí v oblastech mezi skladovacími regály a obslužném prostoru v blízkosti průmyslových vrat, kde se nejčastěji pohybují zaměstnanci během příjmu a výdeje skladovaného zboží.

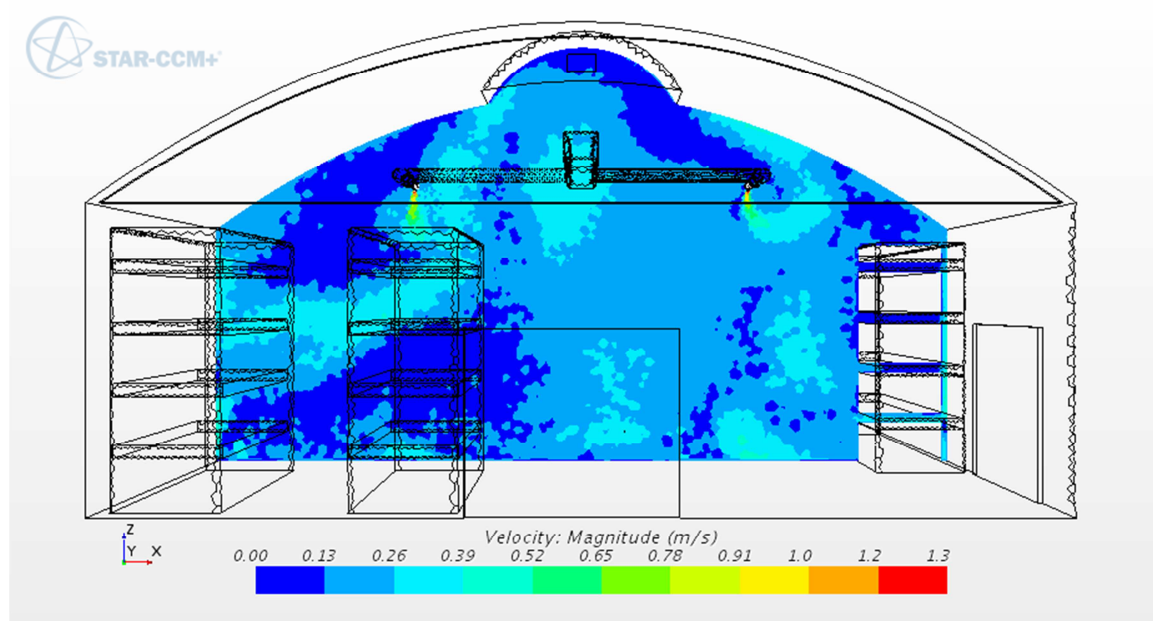
Na obrázku 34 je zobrazen podélný řez skladovací halou a skalární pole rozložení teplot. Jak je z něj patrné ke zlepšení teplotních poměrů dochází při aplikaci axiálních ventilátorů ve značné části celého objemu skladovací haly.



Obrázek 34 – Rozložení teplot v podélném řezu – navrhovaný stav var. 1

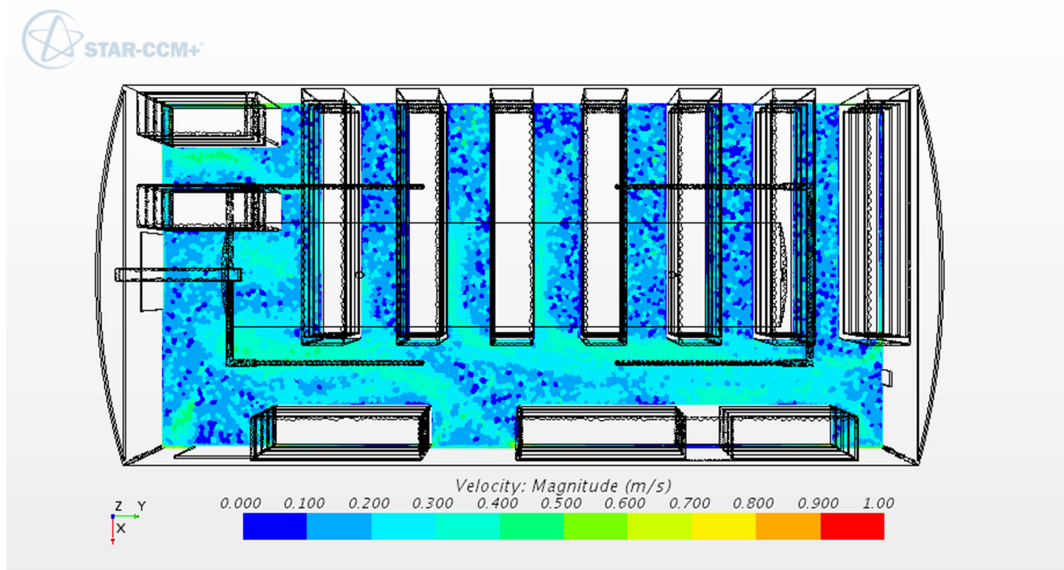
6.7.1.3 Rychlosti proudění ve skladovací hale

Přívodní vzduch ve variantě s axiálními ventilátory vstupuje do prostoru haly rychlostí 1,6 m/s. Z obrázku 35 příčného řezu halou vytvořené simulace varianty 1 je patrné, že proudění v příčném řezu má však díky instalovaným ventilátorům, zcela odlišný charakter. Lze pozorovat, že, ve srovnání se stávajícím stavem, v oblastech mezi přívodními elementy není rychlost proudícího vzduchu již téměř nulová. Ve výškových úrovních blízcích se výšce instalovaných přívodních elementů se pohybuje rychlost v těchto zónách mezi 0,5 – 0,4 m/s, což ve srovnání se stejnými oblastmi stávajícího stavu, kde rychlost proudícího vzduchu byla téměř rovna nule, přináší značný nárůst rychlosti a tím i zlepšení co se týče dosahu upraveného přívodního proudu do oblastí, které nebylo možné postihnout stávajícím stavem. Rychlosti proudění následně nerostou pouze v oblastech poblíž přívodních elementů a v ostatních zónách stagnují, ale dochází tak k nárůstu smíšení přívodního vzduchu s okolním vzduchem v hale v mnohem větší míře, než je tomu ve stávajícím stavu. S tím společně i roste objem smíšeného vzduchu, což je příznivé z hlediska větrání a výměny znehodnoceného vnitřního vzduchu.



Obrázek 35 – Skalární pole rychlostního profilu v příčném řezu

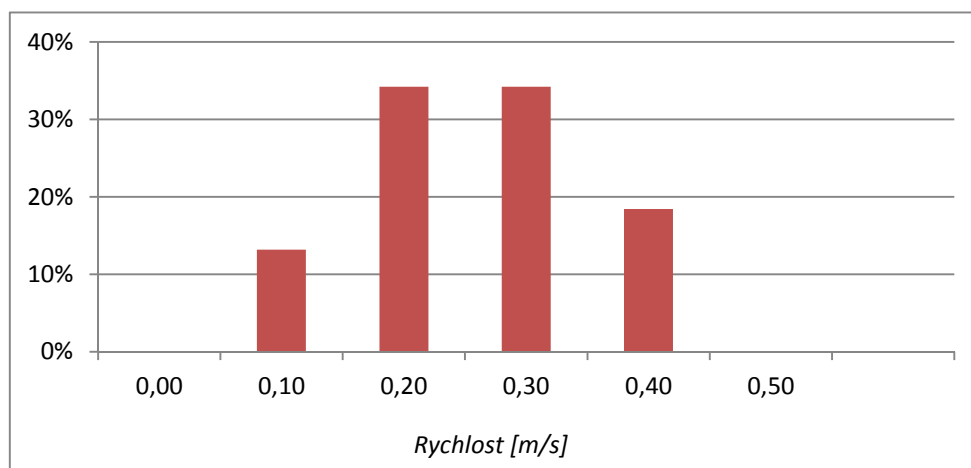
Rychlostní profil v pobytové zóně dosahuje rozpětí hodnot rychlosti od 0,2 – 0,45m/s. Jak je patrné z obrázku 36, v oblastech mezi paletovými regály, kde při stávajícím stavu byly hodnoty rychlosti téměř nulové, nyní ve variantě s axiálními ventilátory došlo k výraznému zlepšení. Rychlost proudícího vzduchu v těchto zónách již dosahuje rozpětí hodnot mezi 0,2 – 0,3 m/s a dochází tak v těchto problematických oblastech k určité výměně znehodnoceného vzduchu za čerstvý.



Obrázek 29 - Rozložení rychlostí v pobytové zóně v řezu 1,8m nad podlahou

Toto rozpětí je dostačující z hlediska maximální rychlosti proudícího vzduchu v pobytové zóně téměř po celém prostoru skladovací haly a jeho hodnoty nepřekračují tuto mez.

Mírnou odchylku, která vybočuje z toho rozpětí hodnot rychlosti, představuje oblast u vnější východní stěny v oblasti za paletovým regálem, kde rychlost proudícího vzduchu dosahuje hodnot stále 0 - 0,1m/s. Rychlost vzduchu v této části skladovací haly není však významná z hlediska pobytu pracujících osob, proto tento stav lze považovat za uspokojivý.



Graf 8 – Procentuální zastoupení rozložení rychlostí v pobytové zóně

6.7.1.4 Zhodnocení varianty 1

Z výsledků varianty 1 simulovaného stavu s axiálními ventilátory zavěšenými na ocelových táhlech lze usoudit, že tato úprava stávajícího stavu je dostačující, jak v oblasti rozložení teplotního pole v pobytové zóně, tak i rychlostního profilu v této zóně.

V oblasti rozložení teplotních polí v pobytové zóně, během typického pracovního dne, ve značné většině této oblasti dosahuje požadovaných hodnot, návrhové vnitřní teploty pro zimní období. Z průběhu simulovaných hodnot lze pozorovat, že teplota se v pobytové oblasti pohybuje v rozmezí mezi 20 – 22°C, což splňuje požadavky návrhové teploty.

V oblasti rychlostního profilu v pobytové zóně tato varianta také splňuje požadavky na maximální rychlost proudění v pobytových zónách. Hodnoty rychlostního profilu v pobytové zóně dosahují hodnot 0,2 – 0,45m/s. Přičemž maxima z těchto hodnot se nacházejí pouze lokálně v blízkosti axiálních ventilátorů.

Úprava stávajícího stavu vnitřního mikroklima skladovací haly pomocí dvou instalovaných axiálních ventilátorů S3G350 – AG0332, které pomáhají narušovat vrstvení teplot v jednotlivých výškových úrovních, je dle výsledků vytvořených simulací, tedy možné považovat za dostačující. Tato varianta splňuje všechny kladené a zadané požadavky investora na jednoduché, nepříliš nákladné a přesto efektivní řešení. Není však zcela optimální, co se týče hospodaření s energiemi, zejména v oblasti zpětného získávání tepla, či značné závislosti na okolních klimatických podmínkách při plnění funkce větrání.

6.7.2 Varianta 2 – Nucený systém vzduchotechniky

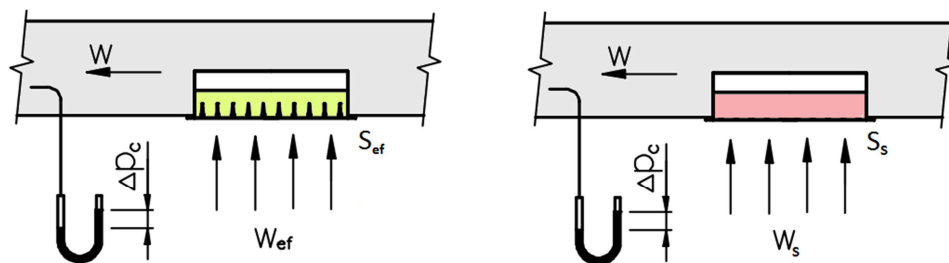
Varianta 2 byla vytvořena jako koncepční řešení, které představuje ucelený systém vzduchotechniky s nuceným přívodem čerstvého větracího vzduchu, ale i odvodem jeho znehodnocené části pryč z vnitřního prostoru. Vzhledem ke skutečnosti nedostatku volného prostoru ve skladovací hale a obloukovému tvaru střešního pláště, tato varianta zahrnuje dvě vnitřní vzduchotechnické jednotky, jež jsou opět zavěšeny na ocelových rámech, jak bylo zvoleno při řešení stávajícího stavu.

Přívod čerstvého vzduchu je v této variantě distribuován pomocí dýz s dalekým dosahem, jež jsou umístěny v odbočkách v kruhovém přírodním spiro potrubí, směřující do prostoru skladovací haly. Koncepční návrh obsahuje dvacet čtyři kruhových dýz pro obě jednotky dohromady, přičemž průtok větracího vzduchu pro pokrytí tepelných ztrát činí $10400\text{m}^3/\text{h}$, tedy přibližně $440\text{m}^3/\text{h}$ každou dýzou. Dle návrhového diagramu firmy Mandík byly zvoleny dýzy průměru 250mm, s rychlostí proudu $1,5\text{m/s}$ a dosahem do 7m.

Odvod znehodnoceného vzduchu je v této variantě řešen pomocí nuceného odvodu realizovaného prostřednictvím jednořadých výustek též od firmy Mandík pro kruhové potrubí o rozměru $825 \times 125\text{ mm}$ umístěných jednak v dolní polovině pobytové zóny u vnější obvodové stěny a jednak v horní polovině v úrovni počátku střešního pláště, z důvodu obslužnosti pracovního prostoru haly.

Tato koncepce sice nesplňuje všechny počáteční požadavky investora na nejméně nákladnou a zároveň efektivní variantu řešení situace stávajícího stavu, nabízí však předpoklady pro efektivnější využití energií zejména na vytápění a tím i budoucího šetření provozních nákladů. Dále tato koncepce umožňuje nastavit a řídit vnitřní mikroklima během celého roku a pokrýt tak i značné tepelné zisky. Celý systém je zcela nezávislý na klimatických podmínkách a nabízí tak požadovaný komfort téměř při všech klimatických změnách.

Pro simulování této varianty bylo opět provést nutná zjednodušení zejména v modelu krycích mřížek. Z důvodu složitosti lamel jednotlivých krycích mřížek, byly tak vytvořeny odvodní plochy, jež reprezentují efektivní plochu uváděnou výrobcem pro daný typ mřížky.



Obrázek 30 – Srovnání efektivní plochy a modelované plochy jednořadé výustky

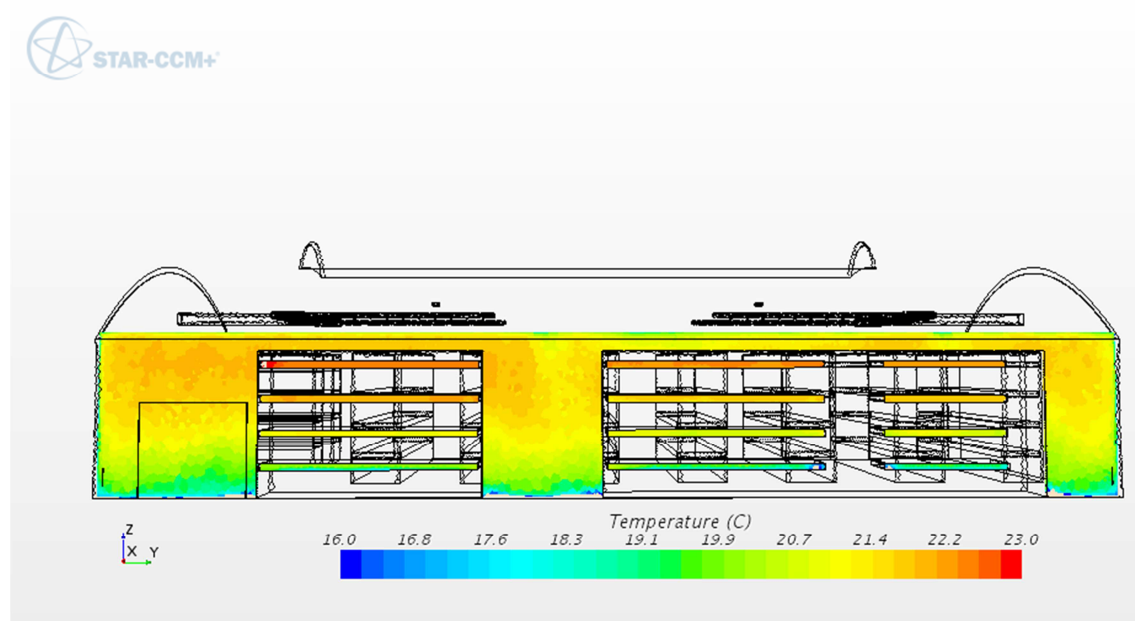
6.7.2.1 Rozložení teplot ve skladovací hale

Pro popsání teplot stávajícího stavu vnitřního mikroklima, byla vytvořena následující simulace. V první variantě pro zimní období a v druhé i následně pro letní.

Přívod tepelně upraveného vzduchu v zimním období má dle vypočítaných tepelných bilancí v části C následující parametry:

- 24 kruhových dýz
- Teplota přívodního vzduchu $t_p = 36^\circ\text{C}$
- Průtok vzduchu $V_{\text{celk}} = 10400 \text{ m}^3/\text{h}$

Do skladovací haly je upravený vzduch přiváděn pomocí kruhových dýz, jejichž proudy přívodního vzduchu, který z nich vystupuje, mají směr svislé normály směrem k podlaze. Teplota vystupujícího vzduchu je 36°C . Jak je patrné z podélného řezu skladovací halou, teplotní pole v pobytové zóně dosahuje rozpětí teplot mezi $19,9^\circ\text{C}$ – $21,5^\circ\text{C}$ a to ve většině prostoru skladovací haly. Pouze v oblasti u sekčních vrat je teplotní pole chladnější přes skoro celou pobytovou zónu. Tento jev je pouze lokální a je pravděpodobně způsoben tepelně technickými vlastnostmi průmyslových vrat. Hodnoty v ostatních oblastech lze brát pro zimní období za dostačující.



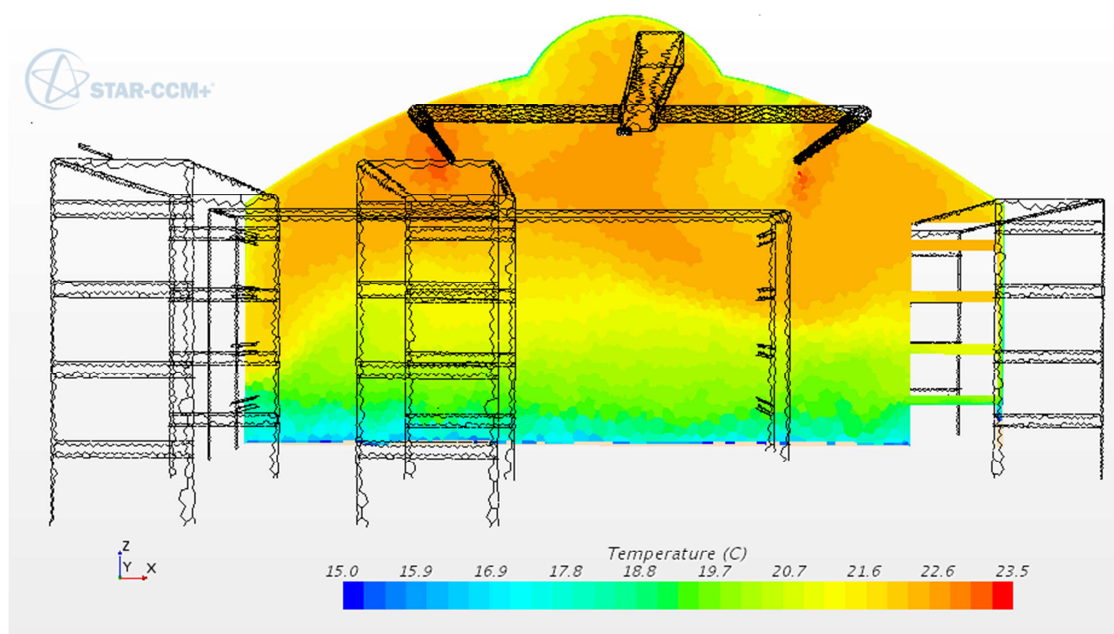
Obrázek 31 – Rozložení teplot v podélném řezu skladovací haly

Na barevné škále byla jako maximální teplota nastavena na 23°C z důvodu přehlednějšího zobrazení jednotlivých teplotních vrstev. Řez by veden v ose odvodních elementů u vnější stěny.

Dále jak je patrné z příčného řezu halou, proud přívodního upraveného vzduchu je v této variantě díky koncepci kruhových dýz přiváděn a distribuován do větších vzdáleností od přívodních elementů, než jak tomu bylo ve stávajícím stavu. Díky této skutečnosti je efektivněji předáváno teplo z přívodního proudu do okolního vzduchu v blízkosti pobytové zóny.

Další předností této varianty je nucený odvod vzduchu, nacházející se u vnější stěny v pobytové oblasti ve výšce 0,5m nad úrovní podlahy, který napomáhá cirkulaci přívodního vzduchu a jeho distribuci do většiny oblastí pobytové zóny.

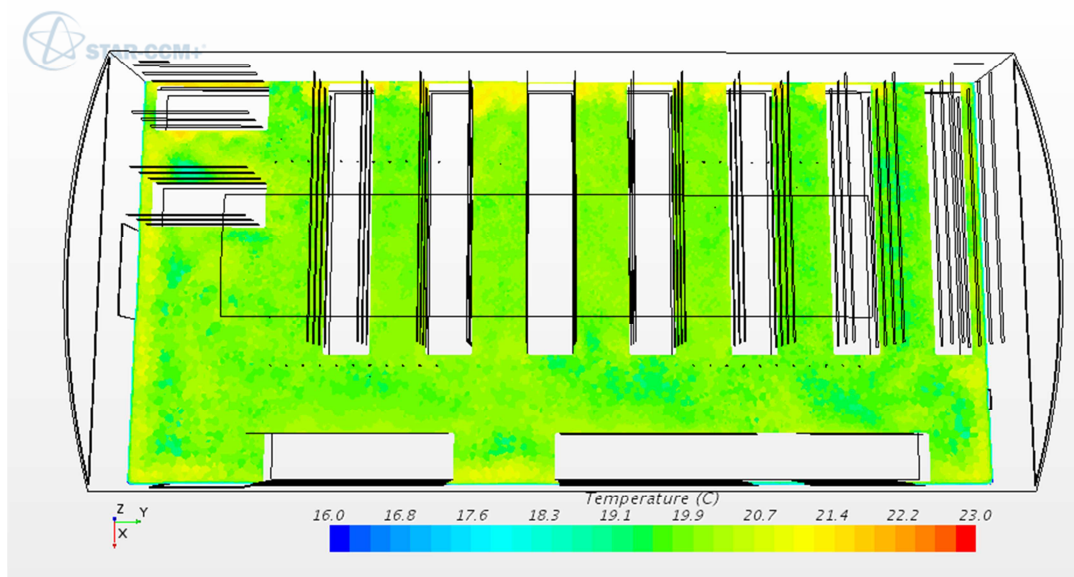
Proud vzduchu již není tolik ohýbán a dochází tak ke kýženému efektu, tedy smíšení vzduchu ve většině teplotních vrstev a zejména v blízkosti zóny pobytu pracujících osob.



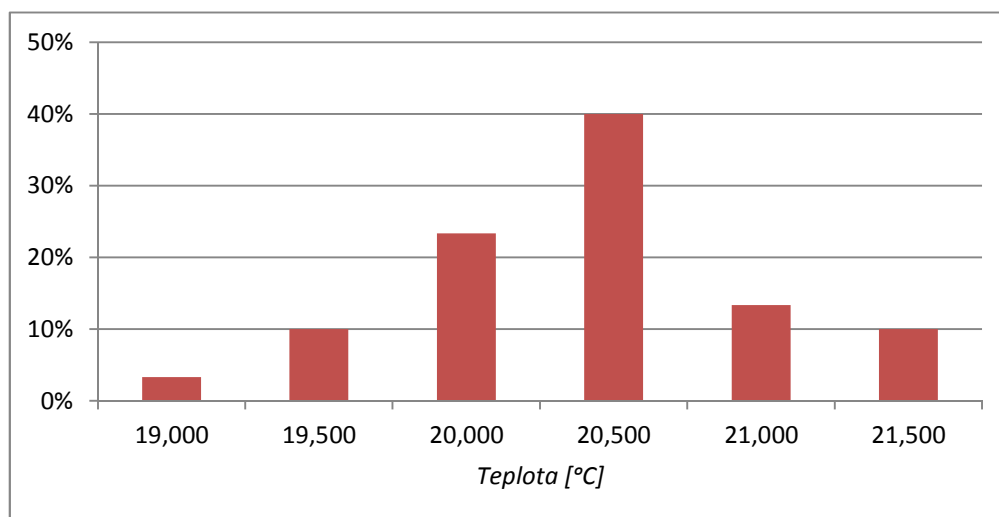
Obrázek 32 – Rozložení teplot v příčném řezu

Teplotní škála byla nastavena na maximální hodnotu 23,5°C z důvodu přehlednějšího zobrazení skalárního pole rozložení teplot v příčném řezu.

Řezová rovina vytvořená v horní úrovni pobytové zóny ve výšce 1,8m na úrovni podlahy představuje teplotní pole navrhovaného stavu varianty 2. Jak je patrné z obrázku 33, v této rovině kolísá teplota o 1-2°C. Ve většině haly bylo dosaženo teploty vzduchu v rozmezí 19,9 – 21°C, což je možné považovat jako vyhovující hodnoty. Pouze lokálně se objevují oblasti, v nichž teplota nedosahuje těchto hodnot. Jedná se především o oblasti v blízkosti průmyslových vrat a vnější obvodové stěny. V oblasti poblíž vnitřní stěny je naopak teplota vyšší a přesahuje zde 21°C, což v zimním období nečiní žádné závažné komplikace z hlediska pobytu osob nebo pracovního provozu.



Obrázek 33 – Skalární pole rozložení teplot v pobytové zóně 1,8m nad podlahou

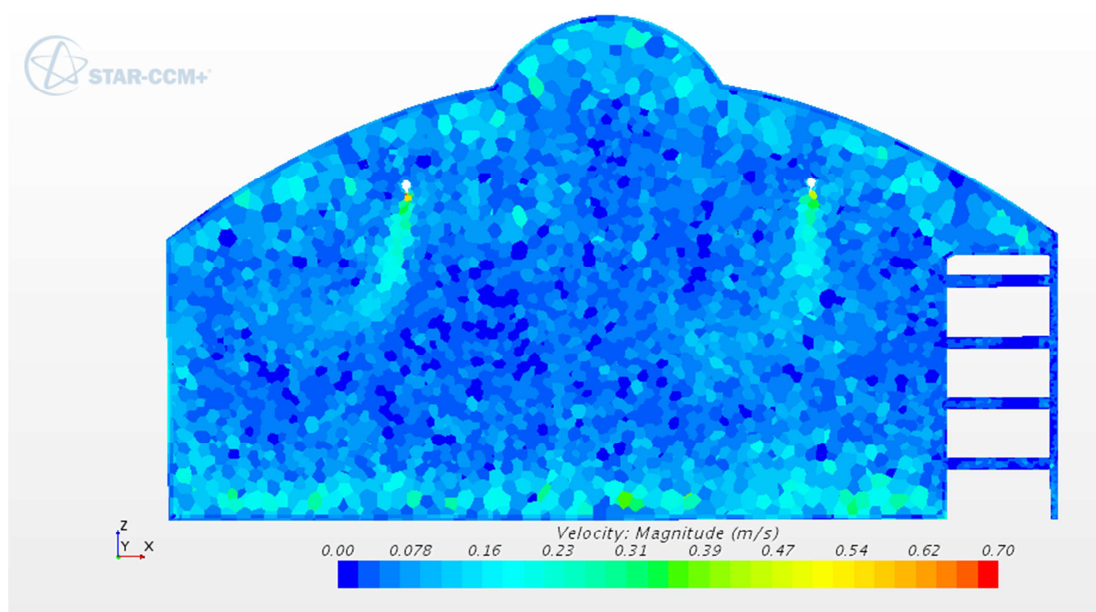


Graf 9 – Procentuální zastoupení rozložení teplot v pobytové zóně 1,8m nad podlahou

6.7.2.2 Rychlosti proudění ve skladovací hale

Výstupní rychlost byla zvolena dle návrhového diagramu dýz firmy Mandík. Hodnota rychlosti přívodního vzduchu pro dýzu průměru 200 mm a průtoku 440m³/h byla pro tuto simulaci nastavena na 1,5 m/s.

Jak je patrné z obrázku 34 přívodní vzduch vstupuje do prostoru haly rychlostí 1,5m/s a díky umístění a natočení dýz mají vystupující proudy svislý směr. Rychlosti proudění v příčném řezu ukazují, že při použití této varianty lze využít předností dýz, tedy a úzkého kompaktního charakteru vystupujícího proudu. Jeho rychlost postupně klesá a v pobytové zóně dosahuje hodnot blízkých se přibližně 0,25m/s, což splňuje požadavky na maximální rychlost proudění v pobytové zóně. Dále je možné pozorovat, že v oblasti za paletovým regálem rychlost proudícího vzduchu značně klesá až téměř na hodnotu 0m/s, což značí, že ani tato varianta nepředstavuje dostatečně účinné řešení pro celý objemový prostor haly. Tato oblast je však mimo pracovní oblast osob a nepředstavuje tedy vážný problém.

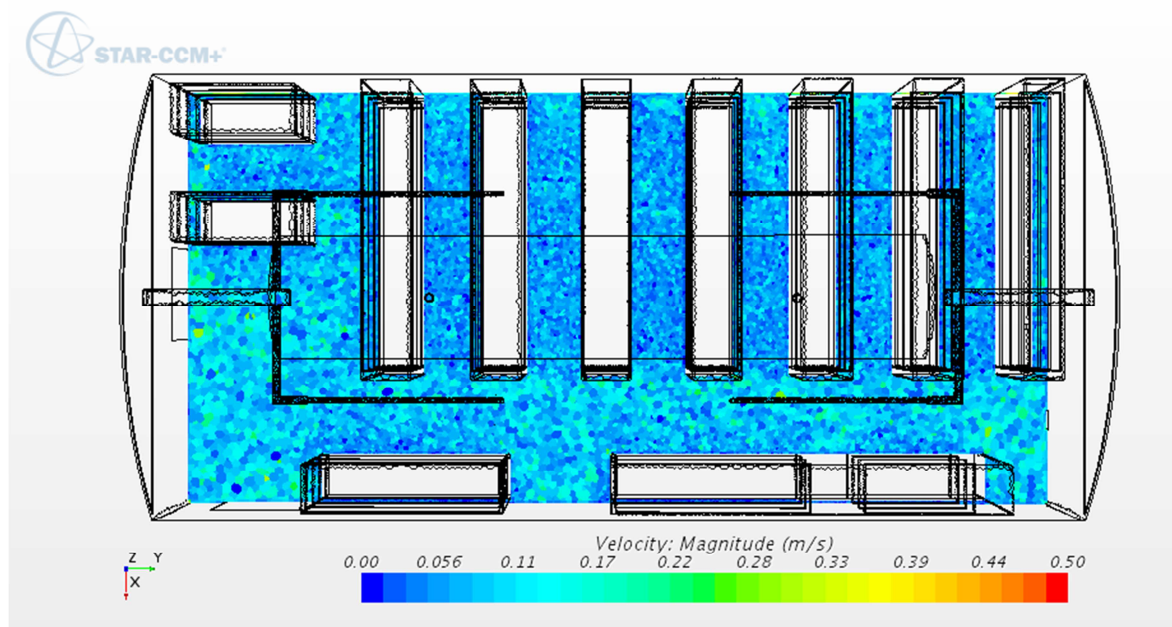


Obrázek 34 - Skalární pole rychlostního profilu v příčném řezu

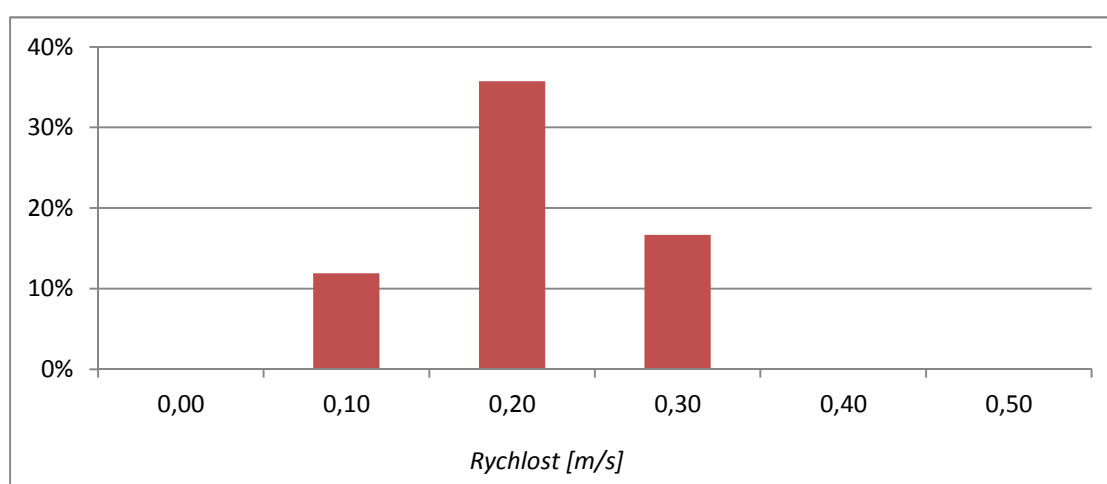
Dalším prvkem, který napomáhá pohybu vzduchu v pobytové oblasti, jsou rozmístěné odvody vzduchu. Jejich umístěním a nuceným odtahem umožňuje proudění vzduchu i přes vytvořené překážky, jež zde představují zaplněné regály skladovaným zbožím.

Rozložení rychlostního profilu v pobytové zóně zobrazuje obrázek 35. Jak je patrné, tato varianta poměrně s velkou úspěšností odstraňuje problémy v pobytové zóně spojené zejména s prouděním mezi paletovými regály a to v téměř v celé ploše.

Rozpětí hodnot rychlosti se zde pohybuje od 0,1-0,3m/s ale značně zde převažují rychlosti blíží se 0,2m/s, jak vyjadřuje graf 10.



Obrázek 29 - Rozložení rychlostí v pobytové zóně v řezu 1,8m nad podlahou



Graf 10 – Procentuální zastoupení rychlostí v pobytové zóně – var. 2

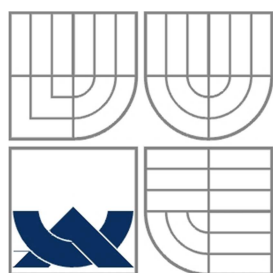
6.7.2.3 Zhodnocení varianty 2

Z výsledků varianty 2, simulovaného stavu s nuceným přívodem i odvodem vzduchu, lze usoudit, že tato úprava vzduchotechnického systému je také dostačující, jak v oblasti rozložení teplotního pole v pobytové zóně, tak i rychlostního profilu v této zóně.

Z nasimulovaných hodnot vyplývá, že teplota v pobytové oblasti pohybuje v rozmezí mezi 19,9 – 2°C, což splňuje požadavky návrhové teploty pro vnitřní prostředí. Teplota významně nikde nekolísa ani neroste a je ji tedy možné považovat za dostatečnou.

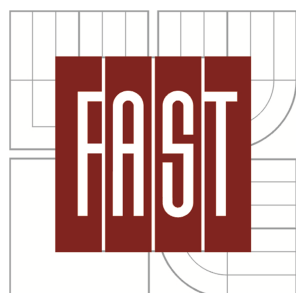
V oblasti rychlostního profilu v pobytové zóně tato varianta také splňuje požadavky kladené optimální rychlost proudění v pobytových zónách. Hodnoty rychlostního profilu v pobytové zóně dosahují hodnot 0,1 – 0,3 m/s.

Dle výsledků vytvořených simulací, tedy možné považovat tuto koncepci vhodnou a plně dostačující pro teplotovzdušné vytápění během zimního období. Přestože nesplňuje všechny vstupní požadavky investora a nepředstavuje tedy nejekonomičtější variantu optimalizace stávajícího stavu, svými přednostmi v oblasti hospodaření s energiemi a budoucími provozními náklady na vytápění či spokojenost zaměstnaných pracovníků, se tato varianta jeví, jako lepší řešení, než varianta 1. Dále tato koncepce umožňuje přizpůsobení a tvorbu vnitřního mikroklima i během letního období. Vzhledem ke značné tepelné zátěži objektu, která se nachází v části C, představuje letní období také značný problém, jenž by neměl být dále ignorován. Simulace letního období nebyla simulována, jelikož by neplnila předem dané požadavky investora.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

C – KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

CONCEPT OF SOLUTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. MARTIN KAŠTÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. PAVEL UHER, PH.D.

BRNO 2016

7 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ PRO ZADANÝ OBJEKT

V této kapitole je představena a popsána varianta řešení systému vzduchotechniky pro vnitřní prostředí zadaného objektu.

7.1 Popis objektu:

Objekt skladovací haly firmy ebm-papst s.r.o., je součástí halového komplexu, jenž tvoří tři velice rovněž stejné haly a jeden objekt administrativního zázemí firmy ebm-papst s.r.o. Další dvě haly patří jiné firmě a nejsou součástí řešení této práce. Celý komplex se nachází v městské části Brněnské Ivanovice ve městě Brno. Objekt je posazen do mírného svahu, který byl v místě objektu srovnán do roviny zejména kvůli dopravní obsluze při skladování zboží. Samotný objekt je situován svými prosklenými částmi na východ a západ. Jeho nadmořská výška je přibližně 207 m.n.m.

Hlavní půdorysné rozměry skladovací haly jsou přibližně 46 x 22 m. Nosný systém zde představuje montovaný prefabrikovaný železobetonový skelet s čtvercovými sloupy o průřezu 400x400 mm a osovou vzdáleností přibližně 7,45 m. Okolo vnější hrany sloupů se nachází obvodový plášť, který je tvořen železobetonovými panely o tloušťce 275mm. V obvodovém plášti se nacházejí dva otvory větších rozměrů, ve kterých jsou instalována sekční průmyslová vrata. Jejich rozměry jsou 4800 x 4200 mm a jsou tvořeny ocelovou konstrukcí s dvojitým plexisklem, jako výplní.

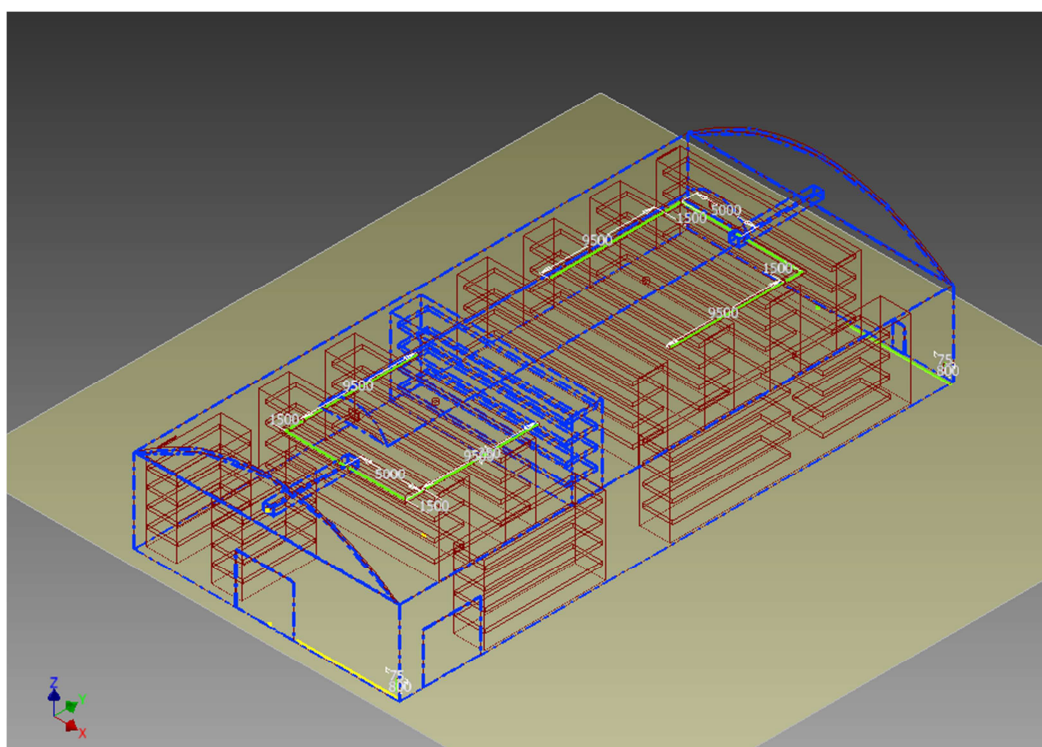


Obrázek 30 – Pohled na 3D model skladovací haly

Střeška je tvořena nosnou obloukovou konstrukcí z tvarovaných ocelových profilů a kruhových táhel. Střešní plášť zde tvoří sendvičové panely, které se skládají z trapézového plechu a jsou vyplněny izolačním materiálem, což bývá nejčastěji pěna. Svislé štítové stěny jsou proskleny neotvíravými plastovými okny. Ve střešní konstrukci se také nachází světlík ve tvaru půlkruhu, který má půdorysné rozměry přibližně 30 x 2,5m a jeho poloměr je přibližně 800 mm. V jeho čelní a zadní svislé stěně se nachází větrací otvory. Světlík je vyroben z vlnitých komůrkových polykarbonátových desek. Světlá výška v nejvyšším bodě střechy dosahuje přibližně 10 m.

Objem prostoru skladovací haly včetně prostoru světlíku tak činí přibližně 8310 m³.

Zjednodušený model haly se základními rozměry je zobrazen na obr. 31.



Obrázek 31 – Zjednodušený model skladovací haly včetně základních rozměrů

7.2 Účel stavby:

Vzhledem ke svému relativně velkému prostoru, slouží tento objekt jako skladovací hala, ve které je uskladněno zboží s elektronikou. Díky této skutečnosti nejsou na prostor kladeny žádné speciální nároky či podmínky na vnitřní prostředí. Parametry prostředí, jako jsou požadovaná teplota, rychlost proudění nebo čistota vzduchu, se tak v celém objektu mění pouze v závislosti na vnějších venkovních klimatických podmínkách, které jsou v interiéru upravovány na požadované přednastavené hodnoty.

7.3 Provoz v hale:

Průmyslové objekty, do kterých lze řadit i objekt skladovací haly, tvoří okruh vyžívání podle směnnosti provozu. Provoz v tomto objektu tvoří pouze jedna pracovní směna během pracovního dne. A to pouze pracovní dny od pondělí do pátku vždy od 7:00 hodin do 17:00 hodin. Provoz haly přes noční dobu lze tedy vyloučit.

V hale pracují tři techničtí pracovníci, kteří většinu své pracovní doby tráví právě v obslužném prostoru haly.

Provoz v hale je tak při provozu všech instalovaných či používaných zařízení a s nimi spojeným množstvím vznikajících škodlivin zcela běžný, z hlediska provozu průmyslových staveb.

7.4 Klimatické údaje

Výpočtové hodnoty byly převzaty dle ČSN 38 3350.^[7]

- | | |
|-------------------|-----------------------|
| • místo | Brno, Česká republika |
| • nadmořská výška | 270 m.n.m. |
| • tlak vzduchu | 98,5 kPa |

Zimní období:

- | | |
|------------------------------|-----------------------|
| • teplota venkovního vzduchu | $t_e = -12\text{ °C}$ |
| • relativní vlhkost vzduchu | 95% |

Letní období:

- | | |
|------------------------------|---------------------------|
| • teplota venkovního vzduchu | $t_e = 29\text{ °C}$ |
| • entalpie | $h_e = 56,2\text{ kJ/kg}$ |

7.5 Výpočtové údaje vnitřního prostředí

Zimní období:

- | | |
|---------------------------------------|----------------------|
| • teplota vnitřního vzduchu | $t_e = 20\text{ °C}$ |
| • relativní vlhkost vnitřního vzduchu | 40% |

Letní období:

- teplota vnitřního vzduchu $t_e = 26^\circ\text{C}$
- relativní vlhkost vnitřního vzduchu $h_e = 50\%$

7.6 Tepelné ztráty objektu

Tepelné ztráty byly vypočítány dle ČSN EN 12 831 Tepelné soustavy v budovách.

Použité součinitelé prostupu tepla konstrukcí U:

- okna $1,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- vnější stěny (sendvičové ŽB panely) $0,461 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- vnitřní stěna 300mm $0,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- podlaha $0,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- střecha $0,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- světlík polykarbonát tl.16mm $1,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$
- průmyslová vrata $2,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^1$

7.6.1 Výpočet tepelných ztrát prostupem

Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí								
Stavební konstrukce								
Č.k.	Popis	A _k	U _k	ΔU	U _{kc}	e _k	A _k ·U _{kc} ·e _k	
SO1	Stěna ochlazovaná ven	373,31	0,461	0,02	0,461	1	179,562	
OZ1	Okna-zdvojená	101,79	1,10	0,00	1,40	1	111,969	
DO1	Vrata sekční	42,32	2,5	0,00	3	1	105,18	
ST1	Střecha	1019,18	0,22	0,02	0,24	1	244,609	
SV1	Světlík-polykarbonát 16mm	126,22	1,6	0,00	1,8	1	201,950	
Celková měrná tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí $H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_{kc} \cdot e_k$ (W/K)							833,46	
Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěných na rozdílné teploty								
Stavební konstrukce								
Č.k.	Popis	A _k	U _k	f _{ij}	A _k ·U _k ·f _{ij}			
SN1	Stěna ochlazovaná vnitřní do vedlejšího objektu	69,84	0,31	0,14	3,031			
DN1	Vrata vnitřní do vedlejšího prostoru haly	20,16	2,58	0,14	7,281			
Celk. měrná tepelná ztráta z/do prostor s odl.tepl. $H_{T,ij} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot f_{ij}$ (W/K)					10,312			
Tepelné ztráty zeminou								
Č.k.	Popis	A _k	U _{equiv,k}	A _k · U _{equiv,k}	f _{g1}	f _{g2}	G _w	f _{g1} · f _{g2} ·G _w
PD1	Podlaha	996,3	0,35	318,816	1,45	0,47	1	0,668
$(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k})$				318,816				
Celková měrná tepelná ztráta zeminou $H_{T,ig} = (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot G_w$ (W/K)								207,432
Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ij} + H_{T,ig}$								1043,204
	θ _{int,i}	θ _e	θ _{int,i} - θ _e	H _{T,i}	Návrhová ztráta prostupem Φ _{T,i} (W)			
	20	-10	30	1043,204	31296			

7.6.2 Výpočet tepelných ztrát větráním

Objem míst- nosti V_i (m^3)	Výpočtová venkovní teplota θ_e	Výpočtová vnitřní teplota $\theta_{int,i}$	Hygienické požadavky	
			n (h^{-1})	$V_{min,i}$ (m^3/h)
8310	-10	20	0,5	4155
Počet nechrá- něných otvorů	n_{50}	Činitel zaclonění e	Výškový korekční činitel ε	Množství vzduchu infil- trací $V_{inf,i}$ (m^3/h)
3	4,50	0,03	1,00	2243,7
Výpočet tepelné ztráty větráním				
max. z $V_{min,i}$, $V_{inf,i}$	$H_{v,i}$	$\theta_{int,i} - \theta_e$	Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ (W)	
4155	719,23	30	21276	

7.7 Tepelná zátěž objektu

7.7.1 Tepelné zisky okny

Tepelné zisky okny radiací:															
Osluněná část okna S _{OS} :															
Popis	Plocha A [m ²]	α [°]	h	γ	l _a	l _b	S _{okna}	c	d	e ₁	e ₂	f	g	l _o	S _{OS}
Střecha-světlik	126,22	180	60	-	30,2	4,15	126,22	-	-	-	-	-	-	729	126,22
Okno stěna-JV	51,74	90	60	90	10,8	3,05	51,74	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,15	506	40,71
Okno stěna-JZ	51,74	90	60	270	10,8	3,05	51,74	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,15	506	40,71
	čas [hod.]	8	9	10	11	12	13	14	15	16					
JV fasáda	I _{ov} = A _v * I _{ov}	23387	26440	26181	22611	16350	9572	6726	6054	5174					
JZ fasáda	I _{ov} = A _v * I _{ov}	5174	6054	6726	9572	16350	22611	26181	26440	23387					
Horizontální rovina	I _{ov} = A _v * I _{ov}	47837	67401	80781	89111	91510	89111	80781	67401	50109					
	SUMA:	76399	99895	113689	121295	124210	121295	113689	99895	78671					
Tep. zisk sl. radiací:	JV okna	Q _{or} = ((S _{os} * I _o * c _o + (S _o - S _{os}) * i _{o,at}) * s)				11280,07	[W]								
	JZ okna	Q _{or} = ((S _{os} * I _o * c _o + (S _o - S _{os}) * i _{o,at}) * s)				11280,07	[W]								
	Horiz. Okna	Q _{or} = ((S _{os} * I _o * c _o) * s)				15642,44	[W]								
						38202,59	[W]								
Tepelné zisky okny konvekci:															
Horiz. Okna	Q _{ok} = S _{ok} * U _o * (t _e - t _i)				946,65	[W]									
JV okna	Q _{ok} = S _{ok} * U _o * (t _e - t _i)				187,82	[W]									
JZ okna	Q _{ok} = S _{ok} * U _o * (t _e - t _i)				187,82	[W]									
					1134,47	[W]									
Tepelné zisky okny: Q _c = Q _{or} + Q _{ok}															
	39337,1 [W]														

7.7.2 Vnější a vnitřní tepelná zátěž

Tepelná zátěž vnějších stěn: (obvodový plášť d=0,275m)							
Popis	Plocha A [m ²]	U [W/m ² K]	t _m	t _i	t _{r,w}	m	Q _s
Střecha	1019,18	0,22	54,7	26	16,2	0,314	3724,512
Stěna vnější	373,31	0,461	45,6	26	16,2	0,359	1556,676
$Q_s = A \cdot U_s \cdot [(t_m - t_i) + m \cdot (t_{r,w} - t_m)]$							<u>5281,19</u> [W]
Tepelná produkce osob:							
Počet osob	Činnost	t _i [°C]	q _m [W]	Q _s			
2	Chodící	26	100	200			
1	Sedící	26	80	80			
				<u>280</u> [W]			
Tepelná zisky z vnitřních zdrojů:							
Světlo	100	24	2400				
Vysokozdvíhací vozík elektr	1000	2	2000				
PC + tiskárna	200	1	200				
Automat na vodu	500	1	500				
Lednice	150	1	150				
			<u>5250</u> [W]				

7.7.3 Celkové tepelné bilance

- Celkové tepelné ztráty $Q_z = 52572 \text{ W}$
- Celková tepelná zátěž $Q_L = 50189 \text{ W}$
- Vodní zisky $M_w = 3 \text{ os.} \cdot 116 \text{ g/h} = 350 \text{ g/h}$

7.8 Průtoky vzduchu

7.8.1 Větrací čerstvý vzduch

Minimálního množství čerstvého přívodního vzduchu pro větrání, bylo stanoveno jako větší z hodnot

1. Násobné výměny vzduchu vztažené na objem místnosti
2. Množství čerstvého vzduchu na osobu nebo zařízení

TABULKA MÍSTNOSTÍ		ÚDAJE O MÍSTNOSTI				PARAMETRY VĚTRÁNÍ			
Číslo místnosti	Název místnosti	Plocha [m ²]	Sv. výška [m]	Objem [m ³]	Počet osob	Výměna (x/h)	pozn.	Přívod [m ³ /h]	Odvod [m ³ /h]
Zařízení číslo: 1									
1.1	Skladovací hala	498,15	9,6	4155,00	-	0,5	-	2078	2078
					3	0,02	30 m ³ / osoba	90	90
Maximum:								2078	2078
Zařízení číslo: 2									
1.2	Skladovací hala	498,15	9,6	4155,00	-	0,5	-	2078	2078
					3	0,02	30 m ³ / osoba	90	90
Maximum:								2078	2078

Průtok čerstvého vzduchu pro účely větrání byl stanoven na 2078m³/h pro každou vzduchotechnickou jednotku. Tato hodnota byla vypočítána při stanovení půlnásobné výměny objemu skladovací haly.

7.8.2 Vzduchový systém klimatizace

Průtok vzduchu pro vzduchový systém klimatizace bude vybrán jako větší z hodnot průtoku mezi letním a zimním obdobím. Pro každé z těchto období je typický rozdíl teplot přiváděného a vnitřního vzduchu. Pro průmyslové stavby jsou tyto rozdíly větší, než jak tomu bývá u staveb občanských. Tepelné bilance jsou v této variantě kryty dvěma VZT jednotkami, přičemž každá postihuje polovinu z tepelných ztrát či zisků.

7.8.2.1 Zimní období:

$$V_{pZ} = \frac{Q_Z}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_Z} = \frac{\frac{52572}{2}}{1,2 \cdot 1010 \cdot 15} = 1,446 \frac{m^3}{s} \cong 5200 \frac{m^3}{hod} \quad (41)$$

Rozdíl teplot přiváděného a vnitřního vzduchu pro zimní období je 16°C (t_p = 35°C, t_i = 20°C)

7.8.2.2 Letní období:

$$V_{pL} = \frac{Q_L}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_L} = \frac{\frac{50189}{2}}{1,2 \cdot 1010 \cdot 10} = 1,716 \frac{m^3}{s} \cong 6180 \frac{m^3}{hod} \quad (42)$$

Rozdíl teplot přiváděného a vnitřního vzduchu pro letní období je 10°C (t_p = 16°C, t_i = 26°C)

Vyšší hodnota průtoku vyšla pro letní období a je tedy nutné systém dimenzován na tuto hodnotu. Je tedy nutné přepočítat teplotu pro zimní období, kdy je průtok vzduchu nižší.

$$\Delta t_z = t_i + \frac{Q_z}{\rho \cdot c \cdot V_p} = 20 + \frac{\frac{52572}{2}}{1,2 \cdot 1010 \cdot \left(\frac{6180}{3600}\right)} = 32,63^\circ\text{C} \cong 33^\circ\text{C} \quad (43)$$

7.8.2.3 Vlhkostní bilance:

Vlhkostní bilance pro letní období:

$$x_i = x_p + \frac{M_w}{\rho \cdot V_p} = 8,6 + \frac{350}{1,2 \cdot 6180} \cong 8,85 \frac{g}{kg} \quad (44)$$

7.9 Výkony výměníků

Léto:

Pro letní období byl vypočítán výkon chladiče Q_{ch} .

$$Q_{ch} = V_p \cdot \rho \cdot \Delta h = \frac{6180}{3600} \cdot 1,2 \cdot (56,2 - 38,5) = 36 \text{ kW} \quad (45)$$

Zima:

Pro období zimy byl vypočítán výkon ohříváče Q_{oh} .

$$Q_{oh} = V_p \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = \frac{6180}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (33 - 9,5) = 49 \text{ kW} \quad (46)$$

Výkon parního zvlhčovače:

Vzduchotechnické jednotky jsou v provozu pouze během pracovní doby a ve skladovací hale jsou tedy vždy přítomni tři pracovníci.

- Hmotnostní tok páry

$$x_p = x_i - \frac{M_w}{V_p \cdot \rho} = 5,9 - \frac{350}{6180 \cdot 1,2} = 5,853 \frac{g}{kg} \quad (47)$$

$$M_d = V_p \cdot \rho \cdot \Delta x = \frac{6180}{3600} \cdot 1,2 \cdot (5,853 - 2,1) = 7,73 \frac{g}{s} \quad (48)$$

- Výkon vyvíječe páry

$$P_d = M_d \cdot l_o = 0,00773 \frac{kg}{s} \cdot 2500 \frac{kJ}{kg} = 19,23 \text{ kW} \quad (49)$$

7.10 Distribuce vzduchu

Pro distribuci vzduchu v koncepčním řešení byla vybrána varianta s dýzami s dalekým dosahem se servopohonem, jako přívodními elementy a pro odvod znehodnoceného vzduchu, byly vybrány jednořadé vyústky do kruhového potrubí. Všechny elementy byly navrženy dle technických podkladů firmy Mandík.

7.10.1 Přívod vzduchu

Přívod vzduchu do vnitřního prostředí skladovací haly je řešen prostřednictvím dýz se servopohonem, které jsou umístěny v odbočkách v kruhovém potrubí, jež je zavěšeno na ocelových závěsech na střešní nosné konstrukci. Celkové množství přiváděného vzduchu je dimenzováno pro průtok vzduchu v letním období, tedy $12360 \text{ m}^3/\text{h}$, přičemž každá jednotka bude obstarávat polovinu tohoto množství, tedy $6180 \text{ m}^3/\text{h}$. Počet dýz byl stanoven na 24 kusů. Průtok jednou dýzou je poté $515 \text{ m}^3/\text{h}$. Směr proudění je pro zimu nastaven svisle dolů, aby proud přívodního vzduchu dosáhl, až do pobytové zóny osob. Pro letní období je pomocí servopohonů výstupní proud nastaven na úhel $+20^\circ$, aby chladnější přívodní vzduch klesal do blízkosti pobytové oblasti po delší dráze a neobtěžoval svojí teplotou osoby v pracovní zóně.

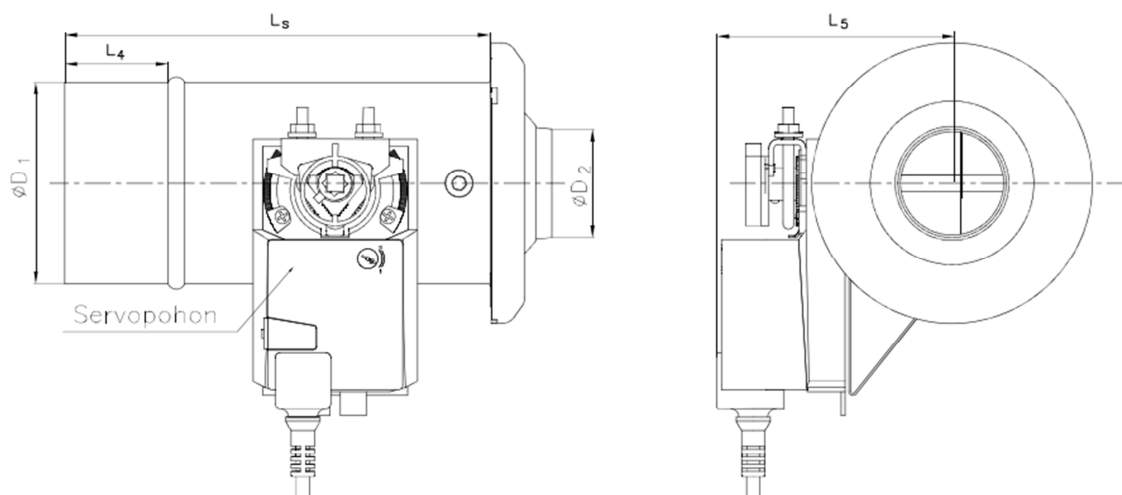
Návrh elementu:



Obrázek 32 – Dýza s dalekým dosahem a servopohonem^[21]

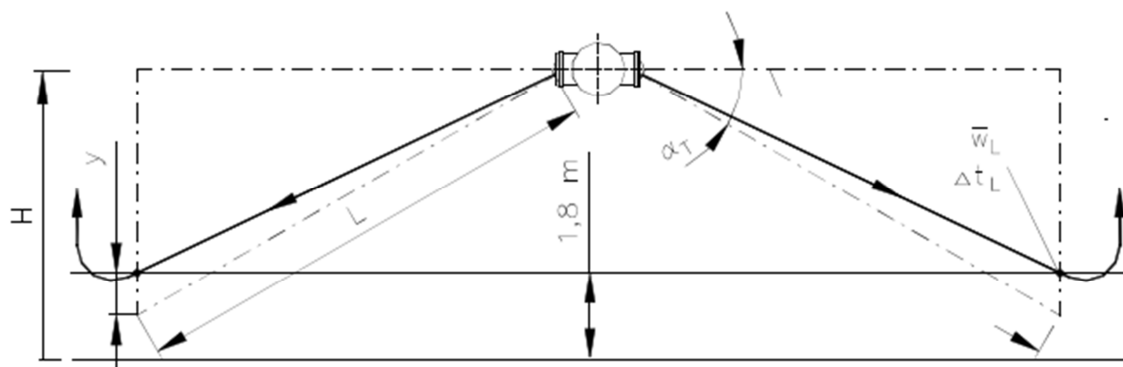
Následující tabulka zobrazuje jmenovité rozměry dýz a jejich minimální a maximální doporučený průtok dle podkladů výrobce.

Jm. rozměr	100	125	160	200	250	315	400
$\dot{V}_{\min} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	40	60	90	160	240	450	750
$\dot{V}_{\max} [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	100	160	280	450	700	1200	2400
$S_{\text{ef}} [\text{m}^2]$	0,0019	0,0032	0,0052	0,0092	0,0145	0,0238	0,0412



Obrázek 33 – Schéma dýzy s dalekým dosahem proudu^[21]

Jm. rozměr	$\varnothing D_1$	$\varnothing D_2$	$\varnothing D_4$	$\varnothing D_5$	E	C	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L _s	L _u
100	98	50	104	136	65	16	94	45	50	114	207	30
125	123	64	130	157	75	16	112	50	50	127	200	30
160	158	81,5	166	191	75	17	124	45	50	144	207	30
200	198	108	206	233	75	22	133	40	50	164	207	30
250	248	136	256	281	100	22	171	55	50	189	207	35
315	313	174	321	346	120	24	212	67	50	222	215	40
400	398	229	406	431	125	28	239	60	50	264	220	40

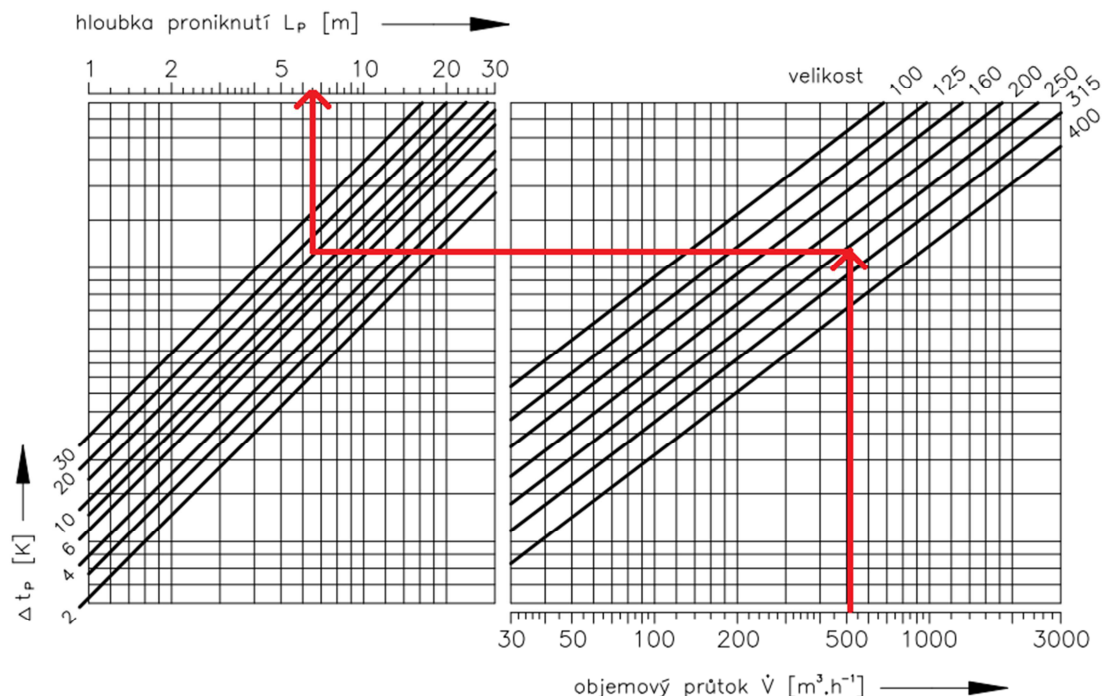


Konkrétní parametry pro řešenou aplikaci jsou:

- Umístění elementů – $H = 8\text{m}$
- úhel $\alpha_T = 0^\circ$ - pro zimní období
 $\alpha_T = +20^\circ$ - pro letní období

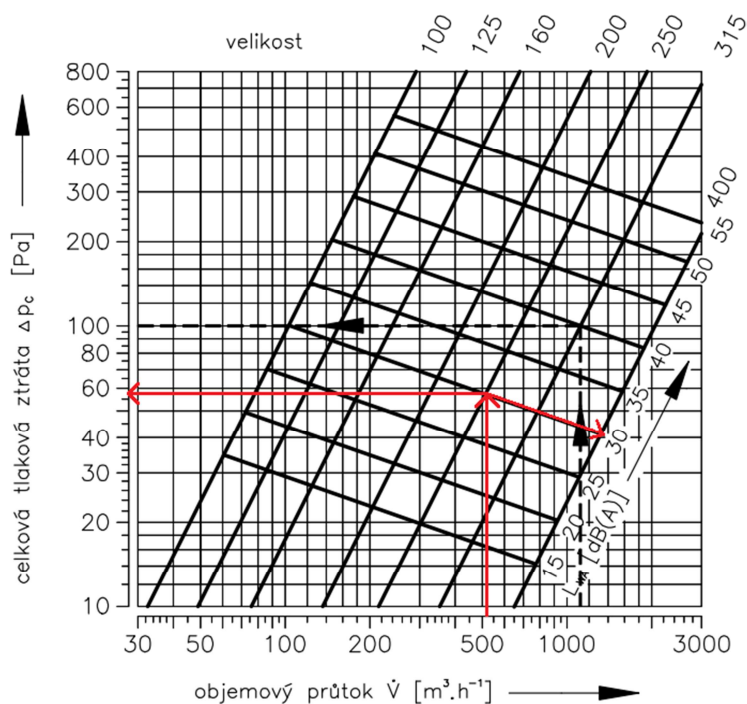
7.10.1.1 Dosah proudu při teplovzdušném vytápění

Pro zimní období při teplovzdušném vytápění teplotou přívodního vzduchu 33°C a průtoku $515\text{m}^3/\text{h}$, vyšel dle následujícího diagramu dosah proudu přibližně $6,5\text{m}$, což při umístění dýz ve výšce 8m nad rovinou podlahy, odpovídá dosah proudu hranici pobytové zóny osob.



7.10.1.2 Tlaková ztráta a akustický výkon

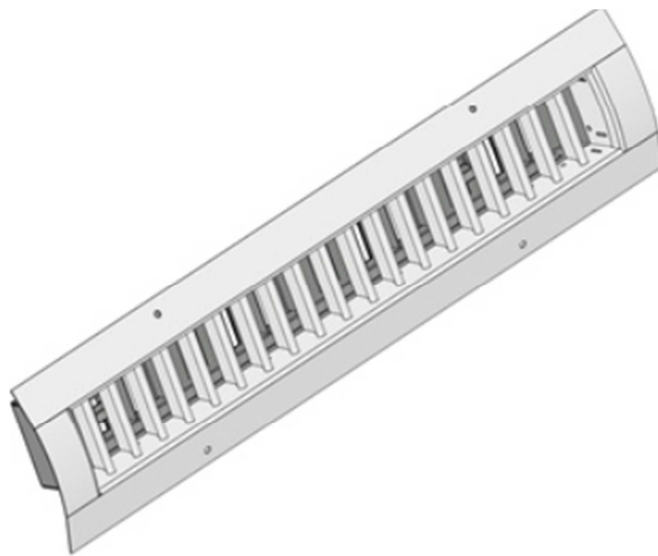
Dle návrhového diagramu vyšla tlaková ztráta pro průtok $515\text{m}^3/\text{h}$ přibližně 58 Pa a akustický výkon 30 dB .



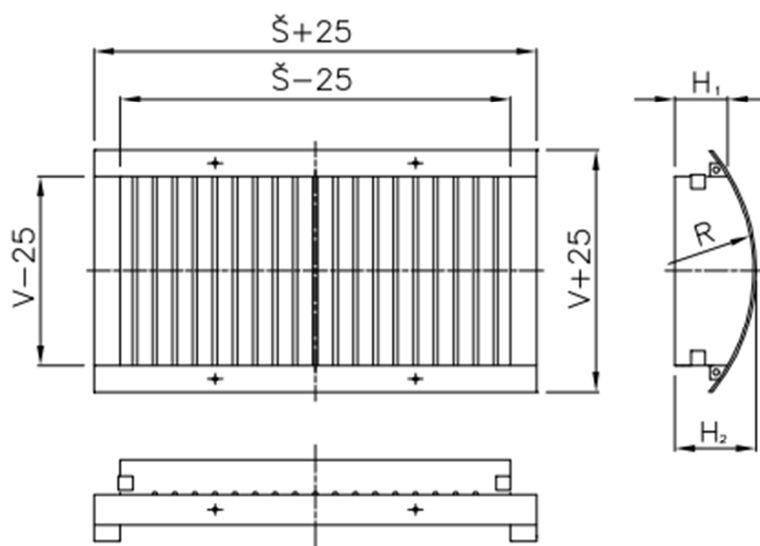
7.10.2 Odvod vzduchu

Odvod vzduchu z vnitřního prostředí skladovací haly je řešen prostřednictvím jednořadých výústek do potrubí. Počet mřížek byl stanoven na 10 kusů o rozměrech 1025 x 125 mm. Průtok výústkami umístěnými v prostoru podstřešním pláště je 1030 m³/h. Množství odváděného vzduchu každou vzduchotechnickou jednotkou je 6180 m³/h a celkový průtok odvodního vzduchu pro celou halu je poté tedy 12360 m³/h.

Návrh elementu:



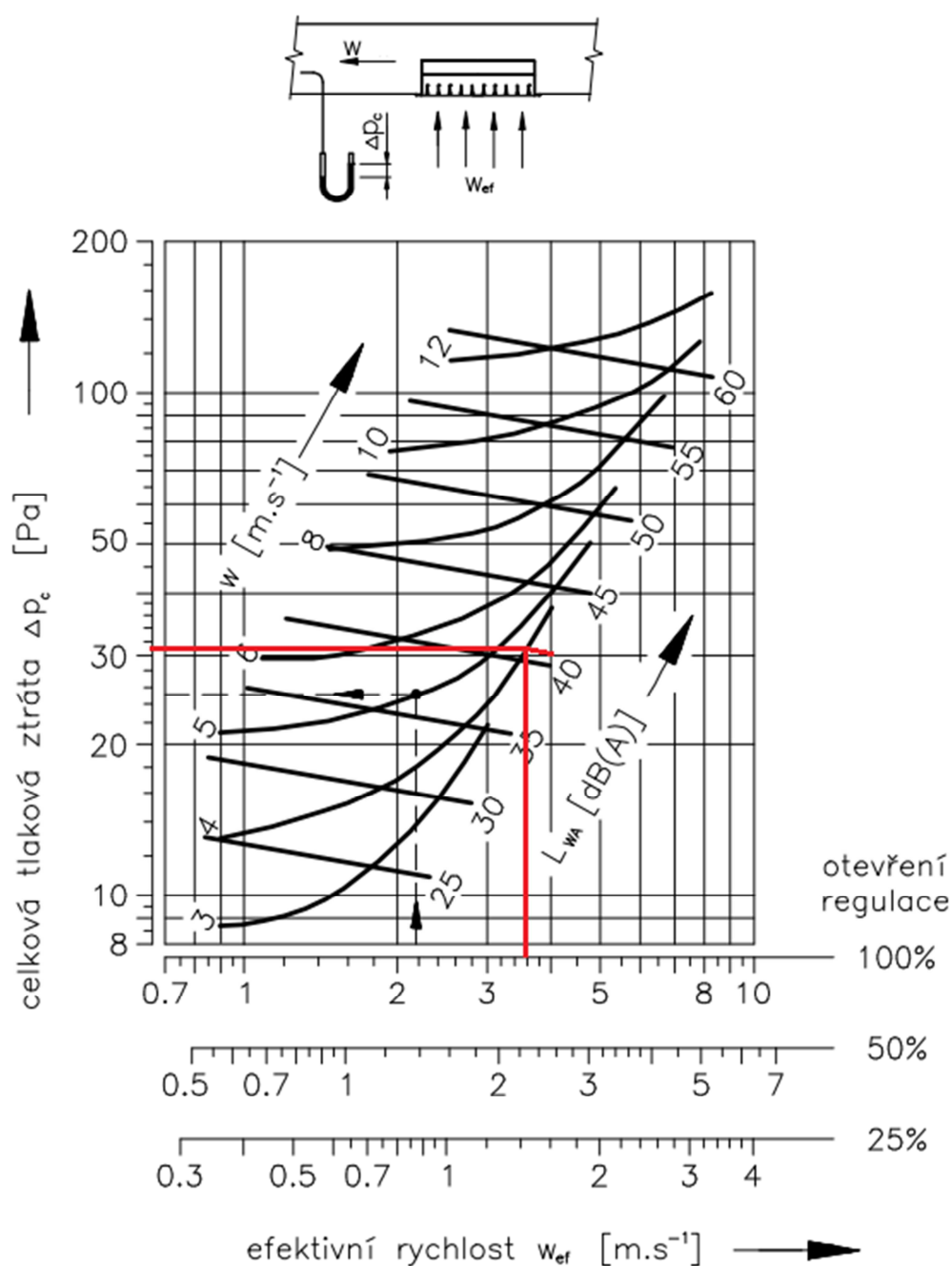
Obrázek 34 – Jednořadá výústka od firmy ^[21]



Obrázek 35 – Schéma jednořadé výústky ^[21]

7.10.2.1 Tlaková ztráta a akustický výkon

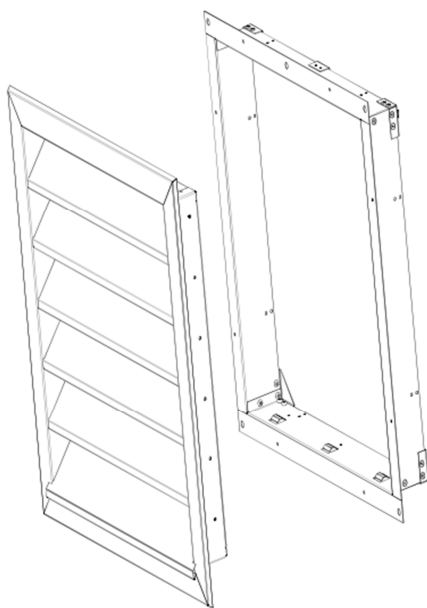
Dle návrhového diagramu vyšla tlaková ztráta pro efektivní rychlost $w_{ef} = 3,6$ m/s a pro předpokládanou rychlost v potrubí 4m/s přibližně 31 Pa. Akustický výkon byl odvozen 41 dB. Tyto hodnoty odpovídají výústkům s největším průtokem, tedy 1250 m³/h.



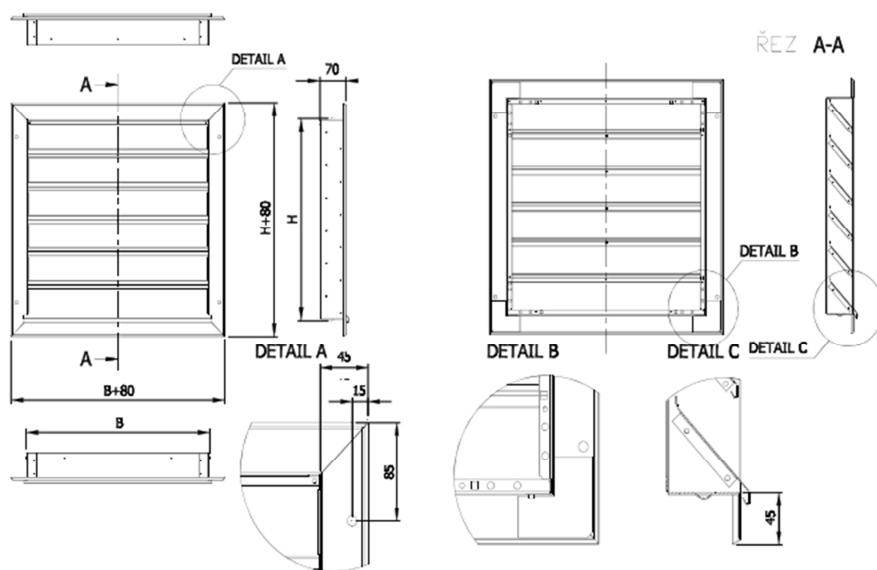
7.10.3 Protidešťová žaluzie

Pro přívod vzduchu z venkovního prostředí byly použity protidešťové žaluzie PDZM o rozměrech 1000 x 500mm od firmy Mandík. Žaluzie jsou umístěny v obvodovém plášti v rovině sacího otvoru příslušné vzduchotechnické jednotky a zabraňují vniknutí deště, sněhu či drobných živočichů do systému vzduchotechniky.

Dle návrhových podkladů výrobce byly vybrány protidešťové žaluzie v provedení nerezový plech AISI 304, s upevňovacím rámem pro upevnění pohledové části a sítí proti vniknutí ptactva. Objednávkový klíč je tedy PDZM 500x1000-.321 – 2 ks.



Obrázek 37 – Protidešťová žaluzie PDZM ^[21]

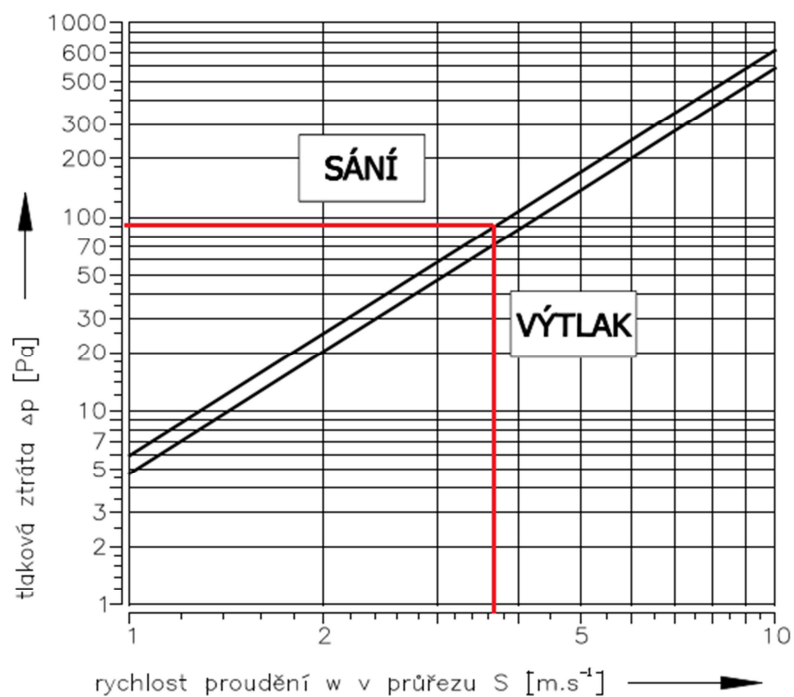


Obrázek 36 – Schéma protidešťové žaluzie ^[21]

A x B	Počet lamel	Efektivní plocha S_{ef} [m²]	Hmotnost žaluzie [kg]	Hmotnost žaluzie s upevňovacím rámem [kg]
500 x 630	8	0,1984	5,5	7,5
500 x 710	9	0,2297	6,0	8,2
500 x 800	10	0,2650	6,6	8,9
500 x 900	11	0,3042	7,1	9,6
500 x 1000	12	0,3434	7,7	10,3
500 x 1120	14	0,3904	8,7	11,5

7.10.3.1 Tlaková ztráta

Dle návrhového diagramu vyšla tlaková ztráta pro efektivní rychlost $w = 3,76$ m/s přibližně 90 Pa.

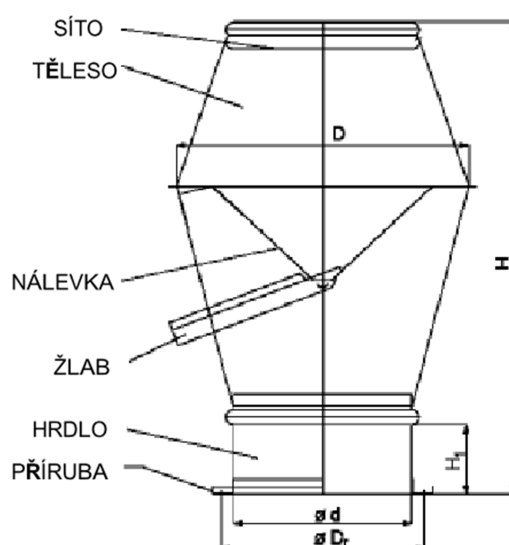


7.10.4 Výfuková hlavice

Pro odvod vzduchu do venkovního prostředí byly použity výfukové hlavice IMOS – VHK – 1 od firmy Systemair. Hlavice jsou umístěny ve střešním plášti, přičemž směr výfuku znehodnoceného vzduchu je ve svislém směru vzhůru nad úroveň střešního pláště.

Dle návrhových podkladů výrobce byly vybrány výfukové hlavice o průměru 560mm, v materiálovém provedení nerezový plech, s připojením přírubou a sítím. Objednávkový klíč je IMOS – VHK – 1 – 560 – 1 – S – 2 ks.

Tlaková ztráta hlavice je dle návrhového diagramu 38Pa, pro výfukovou rychlost 6,8m/s.



Jmenovitý průměr hlavice ϕd [mm]	Průměr pláště ϕD [mm]	Výška hlavice H [mm]	Výška nástavce H ₁ [mm]	Průměr rozestup. kružnice ϕD_r [mm]	Šířka příruby c [mm]	Průměr otvoru ϕd_1 [mm]	Počet otvorů n -	Hmotnost hlavice G [kg]
160	270	470	100	195	30	10	8	2,8
180	300	510		215				3,2
200	330	550		235				3,8
250	410	650		285				5,5
280	460	700	120	315	40	12	12	7,0
315	510	740		350				9,0
355	585	830		390				11,5
400	660	880		445				15,2
450	750	970	150	495	45	16	20	17,0
500	800	1030		545				25,0
560	900	1120		605				30,0
630	1010	1240		680				38,0
710	1150	1410	150	760	50	20	20	52,0
800	1280	1540		860				61,0

7.11 Dimenzování potrubí

Dimenzování potrubní trasy od vzduchotechnického zařízení č. 1.1.1.

Číslo úseku	Průtok vzduchu	Délka úseku	Předběžná rychlost	Průtočná plocha	Průměr kruhového potrubí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Skutečná rychlost v potrubí	Měrná ztráta tlaku	Součinitel vřazeného odporu	Ztráta tlaku vřazenými odpory	Ztráta tlaku třením + vřazenými odpory
n	V	L	v'	S	d'	AxB	d	v	R	ξ	Z	Z+R*L
-	[m³/h]	[m]	[m/s]	[m²]	[m]	[m]	[m]	[m/s]	[Pa/m]	-	[Pa]	[Pa]
Interiér:												
Přívod:												
1.větev												
1	515	3,2	2,0	0,072	0,302	-	0,355	1,45	0,67	0,6	0,75	58,86
2	1030	3,0	3,0	0,095	0,348	-	0,355	2,89	0,67	1	5,01	7,02
3	1545	3,0	3,5	0,123	0,395	-	0,400	3,42	0,45	1,1	7,70	9,05
4	2060	3,0	4,0	0,143	0,427	-	0,450	3,60	0,45	1,1	8,54	9,89
5	2575	3,0	4,0	0,179	0,477	-	0,500	3,64	0,31	1,1	8,76	9,69
6	3090	2,8	4,5	0,191	0,493	-	0,500	4,37	0,31	1,3	14,91	15,77
7	6180	4,6	5,5	0,312	0,630	-	0,630	5,51	0,31	1,4	25,47	26,90
2.větev												
8	515	3,2	2,0	0,072	0,302	-	0,355	1,45	0,67	0,6	0,75	58,90
9	1030	3,0	3,0	0,095	0,348	-	0,355	2,89	0,67	1	5,01	7,02
10	1545	3,0	3,5	0,123	0,395	-	0,400	3,42	0,45	1,1	7,70	9,05
11	2060	3,0	4,0	0,143	0,427	-	0,450	3,60	0,45	1,1	8,54	9,89
12	2575	3,0	4,0	0,179	0,477	-	0,500	3,64	0,31	1,1	8,76	9,69
13	3090	2,6	4,5	0,191	0,493	-	0,500	4,37	0,31	0,9	10,32	11,13
											Celkem	242,87
Odvod:												
1.větev												
1	1030	6,00	3,0	0,095	0,348	-	0,400	2,28	0,67	0,9	2,80	46,82
2	2060	6,00	4,0	0,143	0,427	-	0,500	2,91	0,67	1,2	6,12	10,14
3	3310	8,35	4,5	0,204	0,510	-	0,500	4,68	0,45	1,5	19,73	23,49
4	4560	8,65	5,0	0,253	0,568	-	0,630	4,06	0,31	1,6	15,85	18,53
4	6180	1,60	5,5	0,312	0,630	-	0,630	5,51	0,31	1,6	29,11	29,61
2.větev												
5	1030	9,85	3,0	0,095	0,348	-	0,400	2,28	0,67	0,9	2,80	49,40
6	2060	8,20	3,0	0,191	0,493	-	0,500	2,91	0,45	1,4	7,13	10,82
											Celkem	188,81

Dimenzování potrubní trasy od vzduchotechnického zařízení č. 2.1.1.

Číslo úseku	Průtok vzduchu	Délka úseku	Předběžná rychlost	Průtočná plocha	Průměr kruhového potrubí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Skutečná rychlost v potrubí	Měrná ztráta tlaku	Součinitel vřazeného odporu	Ztráta tlaku vřazenými odpory	Ztráta tlaku třením + vřazenými odpory
n	V	L	v'	S	d'	AxB	d	v	R	ξ	Z	Z+R*L
-	[m³/h]	[m]	[m/s]	[m²]	[m]	[m]	[m]	[m/s]	[Pa/m]	-	[Pa]	[Pa]
Interiér:												
Přívod:												
1.větev												
1	515	3,2	2,0	0,072	0,302	-	0,355	1,45	0,67	0,6	0,75	58,86
2	1030	3,0	3,0	0,095	0,348	-	0,355	2,89	0,67	1	5,01	7,02
3	1545	3,0	3,5	0,123	0,395	-	0,400	3,42	0,45	1,1	7,70	9,05
4	2060	3,0	4,0	0,143	0,427	-	0,450	3,60	0,45	1,1	8,54	9,89
5	2575	3,0	4,0	0,179	0,477	-	0,500	3,64	0,31	1,1	8,76	9,69
6	3090	2,8	4,5	0,191	0,493	-	0,500	4,37	0,31	1,3	14,91	15,77
7	6180	3,7	5,5	0,312	0,630	-	0,630	5,51	0,31	1,6	29,11	30,26
2.větev												
8	515	3,2	2,0	0,072	0,302	-	0,355	1,45	0,67	0,6	0,75	58,90
9	1030	3,0	3,0	0,095	0,348	-	0,355	2,89	0,67	1	5,01	7,02
10	1545	3,0	3,5	0,123	0,395	-	0,400	3,42	0,45	1,1	7,70	9,05
11	2060	3,0	4,0	0,143	0,427	-	0,450	3,60	0,45	1,1	8,54	9,89
12	2575	3,0	4,0	0,179	0,477	-	0,500	3,64	0,31	1,1	8,76	9,69
13	3090	2,5	4,5	0,191	0,493	-	0,500	4,37	0,31	0,9	10,32	11,09
										Celkem		246,19
Odvod:												
1.větev												
1	1030	6,65	3,0	0,095	0,348	-	0,400	2,28	0,67	0,9	2,80	47,25
2	2060	5,70	4,0	0,143	0,427	-	0,500	2,91	0,67	1,2	6,12	9,93
3	3310	5,85	4,5	0,204	0,510	-	0,500	4,68	0,45	1,5	19,73	22,37
4	4560	8,70	5,0	0,253	0,568	-	0,630	4,06	0,31	1,6	15,85	18,55
4	6180	15,45	5,5	0,312	0,630	-	0,630	5,51	0,31	1,6	29,11	33,90
2.větev												
5	1030	9,85	3,0	0,095	0,348	-	0,400	2,28	0,67	0,9	2,80	49,40
6	2060	8,20	3,0	0,191	0,493	-	0,500	2,91	0,45	1,4	7,13	10,82
										Celkem		192,23

Celkový přehled tlakových ztrát:

	Zařízení č. 1.1.1	Zařízení č. 2.1.1.
Přívod:	[Pa]	[Pa]
Potrubí	242,87	231,17
Protidešťová žaluzie	80	80
Tlumič hluku	17	17
Celkem:	340	329
Odvod:		
Potrubí	188,81	241,51
Výfukové potrubí + tlumič hluku	29,74	30,05
Výfuková hlavice	36,1	36,1
Celkem:	255	309

7.12 Návrh vzduchotechnických jednotek

Pro návrh vzduchotechnických jednotek byl použit návrhový program AHU Select od firmy C.I.C. Jan Hřebec, pomocí kterého byly vytvořeny dvě totožné VZT jednotky pro tvorbu vnitřního mikroklima ve skladovací hale.

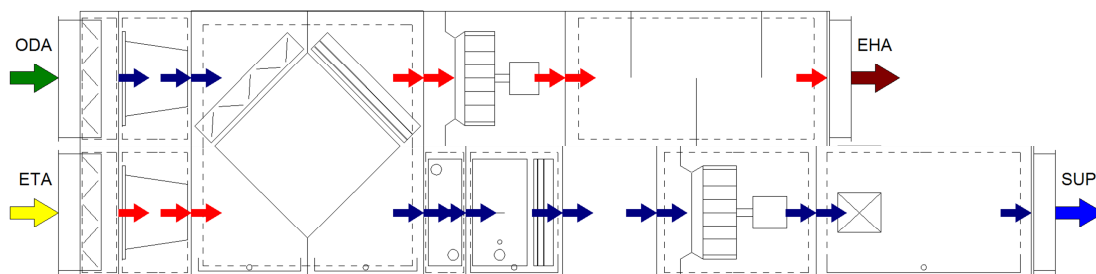
Certifikace dle normy ČSN EN 1886

Mechanická pevnost:	D1 (mm/m)	4.00
Tepelná vodivost:	T3 (W/m2K)	1.1
Tepelné mosty:	TB2	0.66
Těsnost:	L1 (l/(s.m2))	0.04

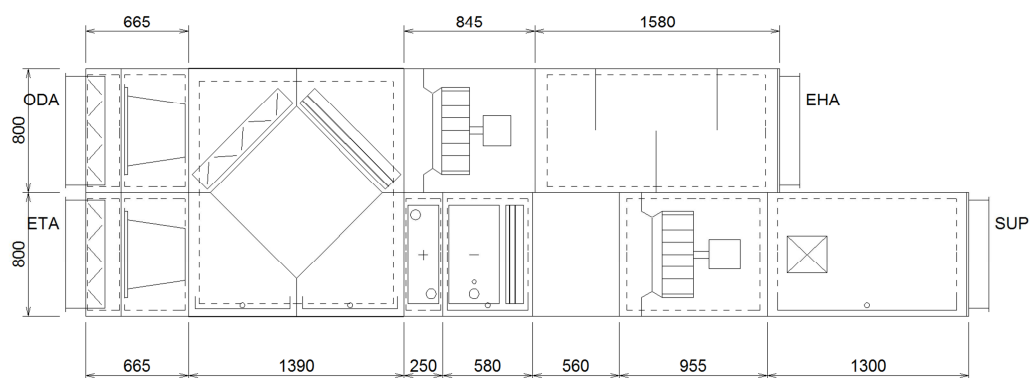


Přehled jednotky:

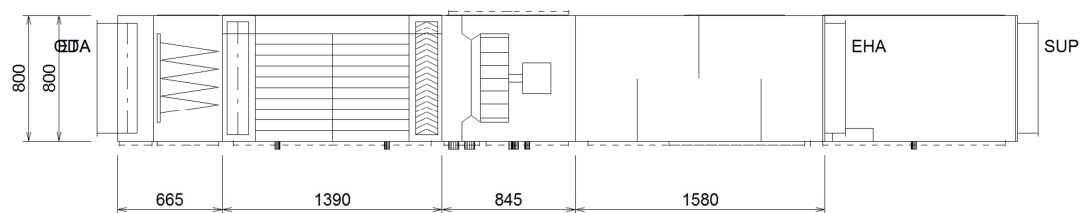
Pozice v projektu:	1.01	Vlastní rozměry (mm):	5700 x 800 x 1600
Řada jednotky:	TP12105	Obrysové rozměry (mm):	5960 x 800 x 1600
Velikost jednotky:	H5*	Objemová hmotnost izolace:	50 kg/m3
Tloušťka stěny:	50 mm	Průřezová rychlost:	3.50 / 3.50 m/s
Provedení pláště (vnější):	PZ	Výška rámu a nohou	0 mm
Provedení pláště (vnitřní):	PZ	Hmotnost:	820 kg
Průtok vzduchu - přívod:	6180 m3/h	Průtok vzduchu - odvod:	6180 m3/h



Pohled ze strany obsluhy:



Pohled ze shora:



V x Š: , ODA=700x700 mm, SUP=700x700 mm, ETA=700x700 mm, EHA=700x700 mm

ODA - venkovní vzduch, SUP - příváděný vzduch, ETA - odváděný vzduch, EHA - odpadní vzduch

7.12.1 Přívodní část:

- Koncový panel s velkým otvorem, Klapka 4 Pa
- **Filtrační komora**, kapsový filtr, G4 - 360 80 Pa
 - Tlaková rezerva (Na zanesení filtrů) 50 Pa
- **Rekuperační komora – Desková (Bypass)** 429 Pa
 - Přívod: 6180 m³/h, -12.0°C, 8.9°C
 - Odvod: 6180 m³/h, 20.0°C, 4.4°C
 - Účinnost: 63% Tepelný zisk: 43.2 kW
 - Příslušenství: Sifon pro odvod kondenzátu
- **Ohřívací komora**
 - Vodní 185 Pa
 - Vzduch: 6180 m³/h, 8.9/33.0°C
 - Přípojka topného média G: 1"
 - Výkon: 49.9 kW
 - Médium: voda 80/60°C
 - Průtok: 2.206 m³/h, 3.9 kPa
- **Chladicí komora**
 - Přímý výparník šestiřadá 293 Pa
 - Vzduch: 6180 m³/h, 29.0/17.0°C
 - Eliminátor kapek 56 Pa
 - Chladivo R 410A
 - Výparná teplota: 5.0°C
 - Výkon: 35.9 kW
 - Entalpie: 63.0/45.6 kJ/kg
 - Příslušenství: Sifon pro odvod kondenzátu
- **Volná komora**
 - Délka (500 mm) 0 Pa

- **Ventilátorová komora s volným oběžným kolem** 3 Pa
 - Průtok vzduchu: 6180 m³/h
 - Externí tlaková ztráta: 243 Pa
 - Ventilátor: RH40C
 - Otáčky: 2824 ot/min
 - Účinnost: 60.54%
 - Výkon: 3.2 kW
 - Dynamický tlak: 86 Pa
 - Celkový tlak: 1433 Pa
 - Motor: 2P112M2
 - Napětí: 400/690 V
 - Zapojení: D/Y
 - Proud: 7.78/4.5 A
 - SFP: 2.231 kW/(m³/s),
 - Otáčky: 2880 ot/min
 - Krytí: IP55
 - Výkon: 4 kW
 - Prac. bod ventilátoru: 49 Hz (max. 52 Hz)
 - Ochrana motoru: Termokontakt
 - Frekvenční měnič: 3x400V, 4kW, IP20

- **Hladiny akustických výkonů**

<i>pásmo</i>	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	db(A)
Do okolí	39.0	36.0	49.0	42.0	45.0	35.0	31.0	27.0	47.7
Do sání	47.0	53.0	66.0	61.0	67.0	64.0	56.0	42.0	70.1
Do výtlaku	53.0	62.0	79.0	80.0	86.0	84.0	80.0	74.0	89.7

- **Zvlhčovací komora**
 - Parní bez zvlhčovače 3 Pa
- **Příslušenství:** Sifon pro odvod kondenzátu 1 ks
- **Koncový panel s velkým otvorem** 0 Pa

7.12.2 Odvodní část:

- Koncový panel s velkým otvorem , klapka 4 Pa
- **Filtrační komora**, kapsový filtr, G4 - 360 80 Pa
 - Tlaková rezerva (Na zanesení filtrů) 50 Pa
- **Rekuperační komora**
 - Desková 349 Pa
 - Eliminátor kapek 95 Pa

- **Ventilátorová komora s volným oběžným kolem** 3 Pa
 - Průtok vzduchu: 6180 m³/h
 - Externí tlaková ztráta: 172 Pa
 - Ventilátor: RH40C
 - Otáčky: 2469 ot/min
 - Účinnost: 58,91%
 - Výkon: 2 kW
 - Dynamický tlak: 86 Pa
 - Celkový tlak: 937 Pa
 - Motor: 2P112M2
 - Napětí: 400/690 V
 - Zapojení: D/Y
 - Proud: 7.78/4.5 A
 - SFP: 2.231 kW/(m³/s),
 - Otáčky: 2880 ot/min
 - Krytí: IP55
 - Výkon: 3 kW
 - Prac. bod ventilátoru: 85 Hz (max. 52 Hz)
 - Ochrana motoru: Termokontakt
 - Frekvenční měnič: 3x400V, 4kW, IP20

- **Hladiny akustických výkonů**

pásmo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	db(A)
Do okolí	35.0	33.0	47.0	40.0	45.0	31.0	27.0	25.0	46.6
Do sání	45.0	52.0	68.0	65.0	73.0	66.0	60.0	54.0	74.7
Do výtlaku	45.0	51.0	63.0	45.0	41.0	40.0	44.0	50.0	56.6

- **Tlumicí komora**

- Délka: 1000 mm 68 Pa

Koncový panel s velkým otvorem **0 Pa**

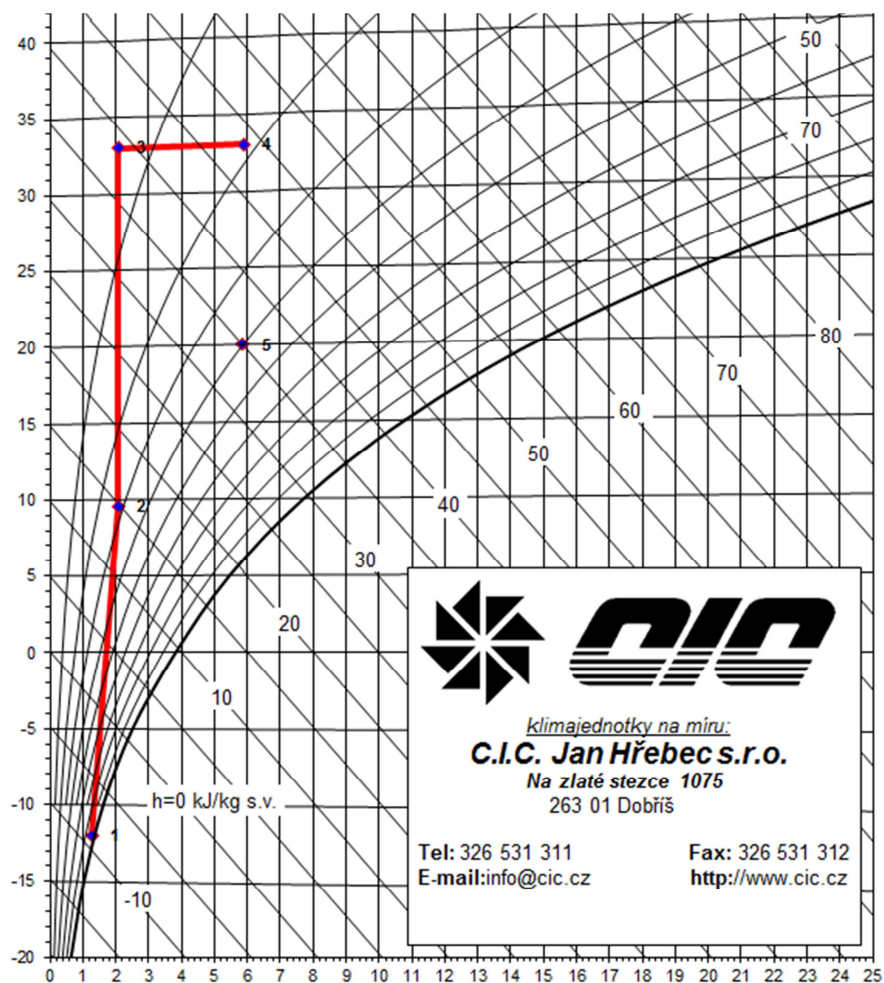
Pozn.:

Návrh druhé totožné vzduchotechnické jednotky se nachází v příloze této práce.

7.12.3 h-x diagram pro zimní období

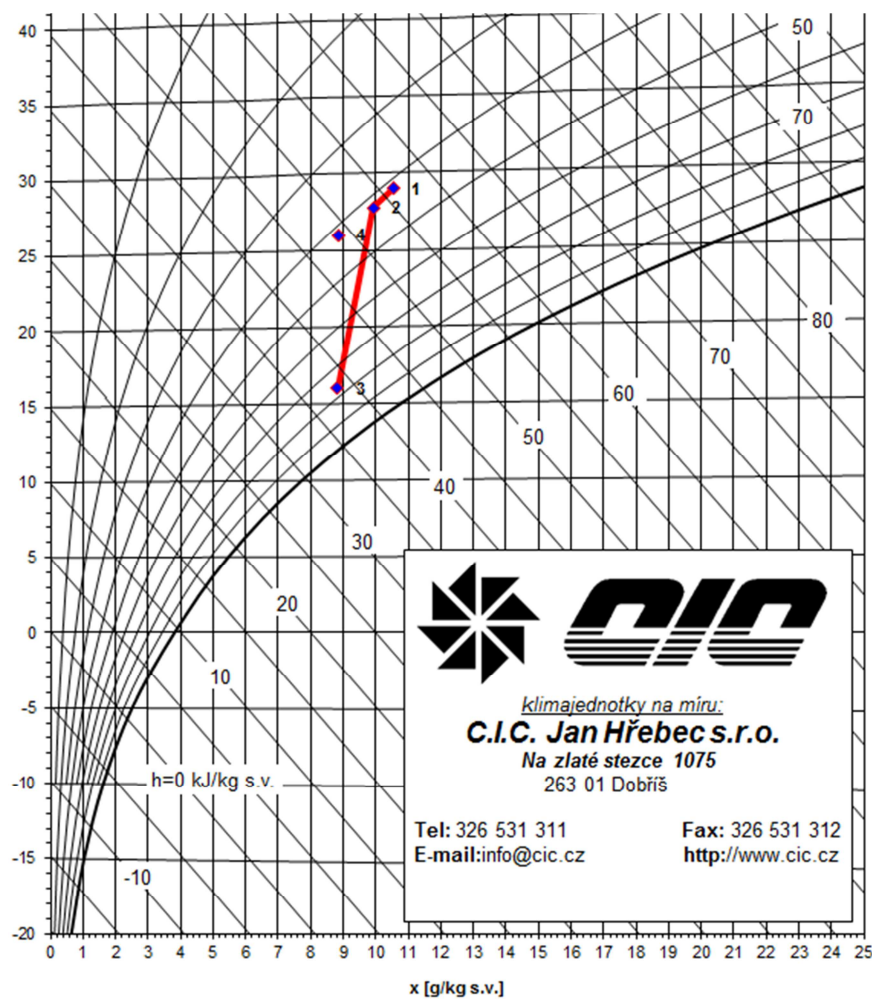
Zadání bodů			1	2	3	4	5
Popis			exteriér	rekuper.	ohřev	vlhčení	interiér
Teplota	t	°C	-12	9,54	33		20
rel. vlhkost	φ	%	95	28			40
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.				5,9	
entalpie	h	kJ/kg s.v.					
Změna stavu	[O,C,A,P,S,X]			x	o	p	
Průtok vzduchu	V	m ³ /h	6180	6180	6180	6180	
		m ³ /s					
Předaný výkon	P	kW					

Vypočteno			1	2	3	4	5
Teplota	t	°C	-12,0	9,5	33,0	33,0	20,0
rel. vlhkost	φ	%	95%	28%	7%	19%	40%
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	1,3	2,1	2,1	5,9	5,9
entalpie	h	kJ/kg s.v.	-8,9	14,9	38,7	48,4	35,1
hustota	ρ	kg/m ³	1,33	1,23	1,14	1,13	1,18
t.vlhkého tepl.	tv	°C	-12,1	3,0	13,8	17,0	12,3
Skut. průtok	Vs	m ³ /h	5 571	6 038	6 540	6 580	0
Norm. průtok	Vn	m ³ /h	6 180	6 180	6 180	6 180	0
Předaný výkon	P	kW		49,0	49,0	20,2	
Odpařené vody	qw	kg/h		5,9	0,0	28,3	

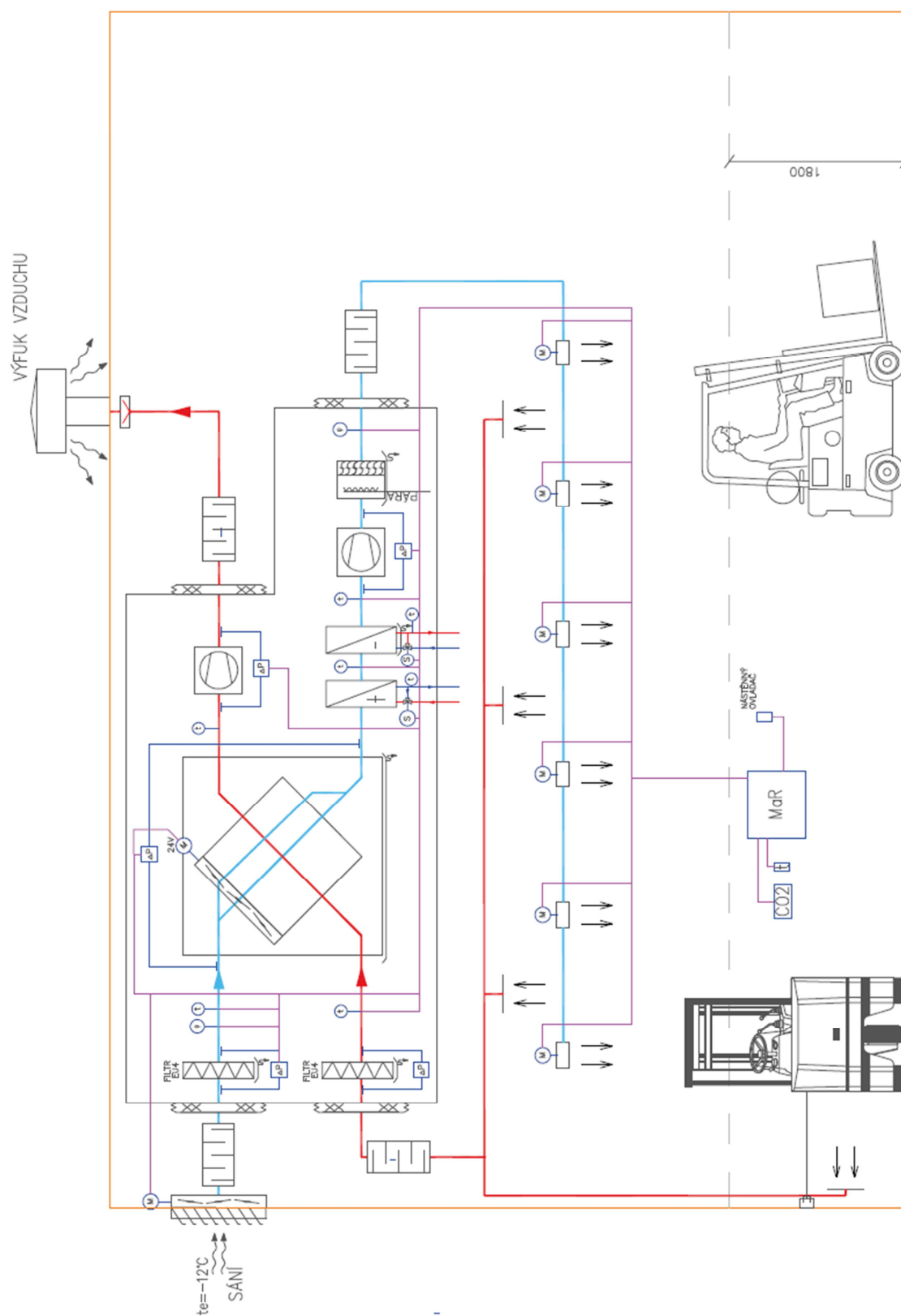


7.12.4 h-x diagram pro letní období

Zadání bodů			1	2	3	4
Popis			léto	ZZT	chlazení	interiér
Teplota	t	°C	29	27,8	16	26,0
rel.vlhkost	ϕ	%				
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.				8,9
entalpie	h	kJ/kg s.v.	56,2	53,4	38,5	
Změna stavu	[O,C,A,P,S,X]			x	x	
Průtok vzduchu	V	m ³ /h	6180	6180	6180	6180
		m ³ /s				
Předaný výkon	P	kW				
Vypočteno			1	2	3	4
Teplota	t	°C	29,0	27,8	16,0	26,0
rel.vlhkost	ϕ	%	41%	41%	76%	41%
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	10,5	9,9	8,8	8,9
entalpie	h	kJ/kg s.v.	56,2	53,4	38,5	48,9
hustota	ρ	kg/m ³	1,13	1,14	1,18	1,14
t.vlhkého tepl.	tv	°C	19,5	18,5	13,6	17,1
Skut. průtok	Vs	m ³ /h	6 628	6 595	6 325	6 545
Norm. průtok	Vn	m ³ /h	6 180	6 180	6 180	6 180
Předaný výkon	P	kW		-5,8	-30,7	
Odpařené vody	qw	kg/h		-4,5	-8,1	



7.13 Schéma VZT jednotek



Číslo zařízení	Název zařízení	ks	Hmotnost	Vzduchový výkon		Externí tlak ventilátoru	Stupeň filtrace	Stupeň filtrace	Parametry vzduchu z jednotky			Vlhčí výkon	Topení				Chlazení				Napájení			Typ zařízení	Poznámka
				Přívod	Odvod				Zima	Léto	Relativní vlhkost		Topný výkon	množství média	Ztráta výměníku	Napojení	Chladicí výkon	množství média	Ztráta výměníku	Napojení	Příkon	Proud	Napětí		
01.01	Větrání skladovací haly	1	875	6 180	*	243	G4	*	33	17	*	6	49,9	6180,0	3,9	1	30	7	22	*	4,0	4,5	3x400	TP12105	-
	Požadavky na profese:		*	*	6 180	172	*	G4	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	3,0	6,4	3x400		-
	MaR		Zařízení bude napájené a ovládané profesí MaR z jejich rozváděče. Profese MaR zajistí napojení ventilátorů. Dané zařízení bude primárně ovládané od požadavku vnitřní teploty, dále dle koncentrace CO2, přičemž po skončení nabíjení bude zajištěn doběh ventilátorů 5min. Při spuštění požárního poplachu zajistí tato profese na základě signálu z EPS odstavení zařízení z provozu.																						
	Elektro		Profese ELE zajistí elektrické energie do zařízení.																						
	Vytápění		Zajistí napojení ohřívачe na topné medium o požadovaném teplotním spádu a průtoku a zajistí nucený oběh topné vody ve výměníku. Regulace bude provedena pomocí směšovacího uzlu.																						
	Chlazení		Zajistí napojení chladíče na medium o požadovaném teplotním spádu a průtoku a zajistí nucený oběh chladicího média ve výměníku.																						
	ZTI		Zajistí odvod kondenzátu od výměníků a parního zvlhčovače.																						
	Stavba		Profese stavba zajistí ocelový nosný rám pro VZT jednotk.																						

Číslo zařízení	Název zařízení	ks	Hmotnost	Vzduchový výkon		Externí tlak ventilátoru	Stupeň filtrace	Stupeň filtrace	Parametry vzduchu z jednotky			Vlhčí výkon	Topení				Chlazení				Napájení			Typ zařízení	Poznámka
				Přívod	Odvod				Zima	Léto	Relativní vlhkost		Topný výkon	množství média	Ztráta výměníku	Napojení	Chladicí výkon	množství média	Ztráta výměníku	Napojení	Příkon	Proud	Napětí		
01.02	Větrání skladovací haly	1	875	6 180	*	243	G4	*	33	17	*	6	49,9	6180,0	3,9	1	30	7	22	*	4,0	4,5	3x400	TP12105	-
	Požadavky na profese:		*	*	6 180	172	*	G4	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	3,0	6,4	3x400		-
	MaR		Zařízení bude napájené a ovládané profesí MaR z jejich rozváděče. Profese MaR zajistí napojení ventilátorů. Dané zařízení bude primárně ovládané od požadavku vnitřní teploty, dále dle koncentrace CO2, přičemž po skončení nabíjení bude zajištěn doběh ventilátorů 5min. Při spuštění požárního poplachu zajistí tato profese na základě signálu z EPS odstavení zařízení z provozu.																						
	Elektro		Profese ELE zajistí elektrické energie do zařízení.																						
	Vytápění		Zajistí napojení ohřívачe na topné medium o požadovaném teplotním spádu a průtoku a zajistí nucený oběh topné vody ve výměníku. Regulace bude provedena pomocí směšovacího uzlu.																						
	Chlazení		Zajistí napojení chladíče na medium o požadovaném teplotním spádu a průtoku a zajistí nucený oběh chladicího média ve výměníku.																						
	ZTI		Zajistí odvod kondenzátu od výměníků a parního zvlhčovače.																						
	Stavba		Profese stavba zajistí ocelový nosný rám pro VZT jednotk.																						

8 TECHNICKÁ ZPRÁVA

8.1 ÚVOD

8.1.1 Hlavní účel budovy a požadavky na VZT zařízení

Projektová dokumentace se zabývá částí objektu, konkrétně skladovací halou.

Hlavním účelem a funkcí navrženého systému bude řešení interního mikroklimatu dle požadavků investora a dle hygienických limitů.

8.1.2 Výchozí podklady

Výchozími podklady pro zpracování dokumentace byly:

- stavební výkresy
- hygienické předpisy
- požadavky investora

8.1.3 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo:	Brno
Nadmořská výška:	270 m.n.m.
Normální tlak vzduchu:	0,0975 MPa
Letní výpočtová teplota:	+29 C
Letní výpočtová entalpie:	61,7 kJ/kgs.v.
Zimní výpočtová teplota:	-12 °C
Provoz:	přerušovaný

8.1.4 Mikroklimatické podmínky, zadávací parametry a dimenzování

Parametry interního mikroklima jsou dány hygienickými předpisy, směrnici, normami a požadavky investora.

Množství čerstvého vzduchu

Množství přiváděného čerstvého vzduchu je odvozeno pro pokrytí tepelných bilancí prostoru skladovací haly.

Množství přiváděného čerstvého venkovního vzduchu nesmí klesnout pod požadované množství a bude regulované dle potřeby. Množství přiváděného vzduchu bude 6180 m³/h.

Množství odváděného vzduchu

Množství odváděného vzduchu z prostoru haly bude dle požadavků na dodržení požadované vnitřní teploty a v závislosti na tepelné zátěži prostoru během letního období.

Prostor bude větrán rovnotlakým systémem, množství odváděného vzduchu bude tedy 6180 m³/h.

Uvažované stavy vnitřního mikroklima ve skladovací haly

ZIMA LÉTO

$t_i = \text{min. } 20^{\circ}\text{C}$ $t_i = 26^{\circ}\text{C}$

$\phi = \text{min. } 30\%$ $\phi = \text{max. } 60\%$

Hladina akustického tlaku pro prostor skladovací haly

Vnitřní prostory haly 60 dB(A)

8.1.4.1 Základní koncepce zařízení vzduchotechniky

Prostory skladovací haly budou větrány, vytápěny a chlazeny zajistí dvě sestavné vzduchotechnické jednotky s přívodem čerstvého a odvodem znehodnoceného vzduchu.

Potřeby energie pro jednotlivá zařízení jsou definovány v tabulce zařízení, jež je součástí technické zprávy. Řízení jednotek v prostoru zabezpečuje profese MaR.

Dle způsobu úpravy vzduchu je vzduchotechnická jednotka navržena jako zařízení s úpravou vzduchu filtrací, ohřevem a chlazením. Zařízení zajistí větrání požadovaného prostoru. Teplota je udržována automaticky pomocí systému měření a regulace. Zařízení negarantuje parametry vlhkosti vzduchu.

vzduch bude nuceným způsobem odváděn z větraného prostoru do venkovního ovzduší. V prostoru haly bude rovnotlaký systém, aby docházelo k potřebnému provětrání a dodržení správné koncentrace oxidu uhličitého a plynů vznikajících při nabíjení vysokozdvíhových vozíků či pájení spojů v tomto prostoru po dobu pracovní směny.

Potrubní rozvody pro přívod vzduchu a jeho odvod z větraných místností budou zhotoveny z kruhového spiro potrubí z pozinkovaného plechu.

8.1.5 POPIS VZT ZAŘÍZENÍ

8.1.5.1 Zařízení č. 1.1.1. – Přívod a odvod vzduchu skladovací haly

Přívod čerstvého větracího vzduchu do prostoru bude zajišťovat vzduchotechnická jednotka umístěná na zavěšeném ocelovém rámu ve vnitřním prostoru haly ve výšce 8m nad rovinou podlahy.

Zařízení bude pracovat v přerušovaném provozu v době pracovní směny. Přičemž po uplynutí pracovní doby bude zajištěn doběh 5 min.

Odvětrání znehodnoceného vzduchu bude pomocí SPIRO potrubí zpět do téže vzduchotechnické jednotky a odtud výfukovou hlavicí nad střechu. Jako koncový prvek v interiéru jsou použity jednořadé vyústky do kruhového potrubí.

Dále bude přívodní vzduch tepelně upraven tak, aby byly pokryty tepelné ztráty či tepelná zátěž objektu a bylo dosaženo požadované vnitřní teploty objektu.

Požadavky na jednotlivé navazující profese jsou popsány v tabulce zařízení.

Zařízení nebude v provozu i v případě vyhlášení požárního poplachu.

Přívod:

- protidešťový žaluzie,
- uzavírací regulační klapka ovládaná servopohonem (ochrana před zamrznutím následujících komponentů VZT jednotky od proudícího vzduchu),
- kapsový filtr EU4,
- deskový výměník zpětného získávání tepla (včetně bypassu a odvodu kondenzátu),
- komora s vodním ohřívacem, médium voda 80/60 °C,
- komora s přímým výparníkem a eliminátorem kapek,
- volná komora pro osazení rozváděče MaR,
- přívodní ventilátor s volným oběžným kolem ovládaným frekvenčním měničem,
- parní zvlhčovací komora

Odvod:

- kapsový filtr EU4,
- odvodní ventilátor s volným oběžným kolem ovládaným frekvenčním měničem (FM - dodávka VZT),
- tlumič hluku,
- uzavírací regulační klapka ovládaná servopohonem (ochrana před zamrznutím následujících komponentů VZT jednotky od proudícího vzduchu),
- výfuková hlavice.

Sání vzduchu bude z fasády přes protidešťovou žaluzii doplněnou o síto proti hmyzu. Upravený vzduch bude přiváděný do prostoru pomocí kruhového spiro potrubního rozvodu doplněného o regulační elementy a koncové distribuční elementy. Pro ohřátí vzduchu na potřebnou teplotu pro zajištění teploty v prostoru slouží vodní ohříváč s topnou vodou o teplotním spádu 80/60 °C. Jako koncové distribuční elementy jsou použity dýzy, vybavené servopohonem. Spodní hrana koncového elementu je 7,5m nad podlahou. Znehodnocený vzduch bude odváděný z prostoru pod stropem pomocí kruhového potrubního rozvodu doplněného o koncové elementy, které zde představují jednořadé vyústky do potrubí.

Vzduch bude vyfukovaný do venkovního prostředí přes výfukovou hlavici nad rovinu střechy.

8.1.6 Zařízení č. 2.1.1. – Přívod a odvod vzduchu skladovací haly

Přívod čerstvého větracího vzduchu do prostoru bude zajišťovat vzduchotechnická jednotka umístěná na zavěšeném ocelovém rámu ve vnitřním prostoru haly ve výšce 8m nad rovinou podlahy. Zařízení bude pracovat v přerušovaném provozu v době pracovní směny. Přičemž po uplynutí pracovní doby bude zajištěn doběh 5 min.

Odvětrání znehodnoceného vzduchu bude pomocí SPIRO potrubí zpět do téže vzduchotechnické jednotky a odtud výfukovou hlavicí nad střechu. Jako koncový prvek v interiéru jsou použity jednořadé vyústky do kruhového potrubí.

Dále bude přívodní vzduch tepelně upraven tak, aby byly pokryty tepelné ztráty či tepelná zátěž objektu a bylo dosaženo požadované vnitřní teploty objektu.

Požadavky na jednotlivé navazující profese jsou popsány v tabulce zařízení. Zařízení nebude v provozu i v případě vyhlášení požárního poplachu.

Přívod:

- protidešťový žaluzie,
- uzavírací regulační klapka ovládaná servopohonem (ochrana před zamrznutím následujících komponentů VZT jednotky od proudícího vzduchu),
- kapsový filtr EU4,
- deskový výměník zpětného získávání tepla (včetně bypassu a odvodu kondenzátu),
- komora s vodním ohříváčem, médium voda 80/60 °C,
- komora s přímým výparníkem a eliminátorem kapek,
- volná komora pro osazení rozváděče MaR,
- přívodní ventilátor s volným oběžným kolem ovládaným frekvenčním měničem,
- parní zvlhčovací komora

Odvod:

- kapsový filtr EU4,
- odvodní ventilátor s volným oběžným kolem ovládaným frekvenčním měničem (FM - dávka VZT),
- tlumič hluku,
- uzavírací regulační klapka ovládaná servopohonem (ochrana před zamrznutím následujících komponentů VZT jednotky od proudícího vzduchu),
- výfuková hlavice.

Sání vzduchu bude z fasády přes protidešťovou žaluzii doplněnou o síto proti hmyzu.

Upravený vzduch bude přiváděn do prostoru pomocí kruhového spiro potrubního rozvodu doplněného o regulační elementy a koncové distribuční elementy. Pro ohřátí vzduchu na potřebnou teplotu pro zajištění teploty v prostoru slouží vodní ohříváč s topnou vodou o teplotním

spádu 80/60 °C. Jako koncové distribuční elementy jsou použity dýzy, vybavené servopohonem. Spodní hrana koncového elementu je 7,5m nad podlahou.

Znehodnocený vzduch bude odváděn z prostoru pod stropem pomocí kruhového potrubního rozvodu doplněného o koncové elementy, které zde představují jednořadé výústky do potrubí.

Vzduch bude vyfukován do venkovního prostředí přes výfukovou hlavici nad rovinu střechy.

8.2 POPIS SPOLEČNÝCH PRVKŮ A OPATŘENÍ

8.2.1 Vzduchotechnické potrubí

V objektu bude vzduch dopravován kruhovým SPIRO potrubím. Potrubí bude zavěšeno na závěsech s roztečí maximálně 3m. Vzduchovody na závěsech budou podloženy gumou. Veškeré odbočky, rozbočky a nástavce jsou opatřeny regulačními plechy umožňujícími vyregulování množství vzduchu v daném uzlu.

Koncové přívodní elementy jsou zde tvořeny dýzami s dalekým dosahem proudu a servopohonem. Odvodní elementy jsou tvořeny jednořadými výústkami do kruhového potrubí.

Protihluková opatření vzduchotechnického potrubí budou vzduchotechnické jednotky i potrubí na závěsech budou podloženy gumou.

Dále budou vřazeny kulisové tlumiče hluku do potrubí k zamezení šíření hluku od ventilátorů

Rychlost proudění vzduchu v potrubí a distribuční elementy jsou zvoleny tak, aby proudění vzduchu nezpůsobovalo nadměrný hluk.

8.2.2 Protipožární opatření

Vzduchotechnické zařízení bude provedeno v souladu s normou ČSN 73 0872. Rozdělení objektu na jednotlivé požární úseky je řešeno samostatným projektem požární ochrany.

8.2.3 Izolace a nátěry

Vnitřní rozvody potrubí sání budou od prostupu z fasády po VZT jednotku izolovány minerální tepelnou a hlukovou izolací tloušťky 60mm s Al polepem. Účelem izolování potrubí je zabránění prostupu hluku z místnosti do potrubních rozvodů. Tepelně bude izolováno potrubí přívodního vzduchu a přívod vnějšího vzduchu do vzduchotechnické jednotky.

8.3 POŽADAVKY NA NAVAZUJÍCÍ PROFESE

8.3.1 Požadavky na VYTÁPĚNÍ

Profese ÚT provede napojení ohřívačů větracích jednotek na topné medium o požadovaném teplotním spádu a průtoku a zajistí nucený oběh topné vody dle požadavku popsaného výše. Teplota topného media do výměníku bude řízena pomocí směšovacího uzlu.

Rozvody ÚT u zařízení musí plně respektovat dispozice VZT zařízení. Kvalita vody do výměníků musí svým chemickým složením odpovídat parametrům, které stanovil výrobce výměníků.

8.3.2 Požadavky na ELEKTRO

Profese ELE zajistí silový přívod pro všechna zařízení vzduchotechniky. Dále pak provede napojení jednotlivých prvků popsaných v kapitole 2. Napojení jednotlivých zařízení musí být úzce koordinováno s profesí MaR

8.3.3 Požadavky na ZDRAVOTECHNIKU

Profese ZTI zajistí přívod vody pro zvlhčovací zařízení a dále zajistí napojení odvodu kondenzátu od komponentů VZT přes zápachovou uzávěrku do nejbližšího odpadního potrubí. Potrubí odvodu kondenzátu bude vedeno samospádem.

8.3.4 Požadavky na STAVBU

Aby v době montáže vzduchotechnického zařízení nedošlo ke kolizím je nutná:

- provedení otvorů pro průchody vzduchovodů stěnami, rozměry otvorů jsou, přibližně o 50 mm symetricky na každou stranu, větší než je rozměr vzduchovodu
- provedení střešních prostupů a jejich začistištění a zajištění proti zatékání
- ocelové rámy
- zajištění výměn kolem otvorů pro vzduchotechnické potrubí prostupující střešní konstrukcí
- dodávka ocelového nosného rámu pod VZT jednotky zavěšené pod stropem
- zajistit přístup ke všem regulačním klapkám a prvkům VZT jednotky

8.3.5 Požadavky na MĚŘENÍ A REGULACI (MaR)

Měření a regulace zajišťuje automatické udržování požadovaných parametrů vzduchu dle klade-
ných požadavků. Požadavky jsou uvedeny ve schématech VZT zařízení a jsou to zejména:

- spouštění a regulace zařízení
- uzavírání a otevírání klapky při odstavení a spuštění zařízení
- signalizace poruchy
- signalizace zanesení filtrů
- řízení regulátorů průtoku ve vazbě na zvolený režim
- udržování teploty přírodního vzduchu v závislosti na požadované teplotě v místnosti

- ovládání ohříváčů a chladičů
- dodávku propojovacích kabeláží, řídicích prvků, čidel teplot, vlhkosti, servopohonů, snímačů tlakové difference.

8.4 POKYNY PRO MONTÁŽ

Při montáži budou dodrženy podrobné pokyny pro montáž jednotlivých strojů a elementů přiložených v dodávce nebo uvedených v jednotlivých normách.

8.5 POKYNY PRO OBSLUHU, ÚDRŽBU, BEZPEČNOST PRÁCE, ZKOUŠKY

U VZT zařízení je nutno provádět pravidelnou údržbu zařízení. Před zahájením provozu musí být prověřeno, že zařízení bylo namontováno bez nečist a zbytků stavebního materiálu.

O výsledcích všech prohlídek a kontrol musí být provedeny záznamy.

Po dokončení montáže se provede individuální vyzkoušení zařízení, které spočívá v uvedení strojů do chodu. Kontroluje se například správné umístění elementů v prostoru, určený smysl otáčení ventilátorů, prověření funkcí automatické regulace (citlivost a rychlost regulačních elementů na změnu požadovaných parametrů, vazba mezi jednotlivými elementy – ventilátory, klapkami, kontrola čidel snímajících teploty a tlaky

Zkouškami se prokazuje správná funkce celého vzduchotechnického zařízení v souladu se všemi navazujícími profesemi.

8.6 VLIV ZAŘÍZENÍ VZT NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

Vzduchotechnická zařízení nemají žádný negativní vliv na životní prostředí. Systém VZT rovněž splňuje veškeré parametry hluku z hlediska šíření do okolí.

8.7 ZÁVĚR

9 ÚTLUM HLUKU

Vzhledem k umístění vzduchotechnických jednotek přímo ve vnitřním prostředí je nutné věnovat pozornost zdrojům hluku, které mohou vznikat při chodu celého systému větrání. Aby bylo dosaženo požadované hladiny akustického výkonu bylo nutné posoudit a navrhnout tlumiče hluku na sání a výtlaku ze vzduchotechnických jednotek.

Hladina akustického tlaku v interiéru nevyhoví povoleným hodnotám a je tedy nutné navrhnout tlumiče hluku. S ohledem na rozměry jednotky a vedenou trasu potrubí byl vybrán kruhový tlumič LDC-B, který je vybaven kulisou tloušťky 100mm.



Obrázek 38 – Tlumič hluku Systemair LDC-B^[22]

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO INTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 1.01 PŘÍVOD	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktávových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L _{VV}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	4,62	4,62	2,31	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	
	Rozbočka	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	
	Oblouk	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Útlum koncovým odrazem	9	5	2	0	0	0	0	0	
	Tlumič hluku LDC-B 500-1200	6	11	18	23	31	38	25	19	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	27	35	36	40	38	30	41	39	46
L _{Vy}	Hladina akustického výkonu výústky									30
K	Korekce na počet výústek						počet výústek:	12		11
L _s	Hladina akustického výkonu všech výústek									54
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									4
A	pohltivá plocha místnosti						896,34	pohltivost (-)	0,1	90
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								41
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									50

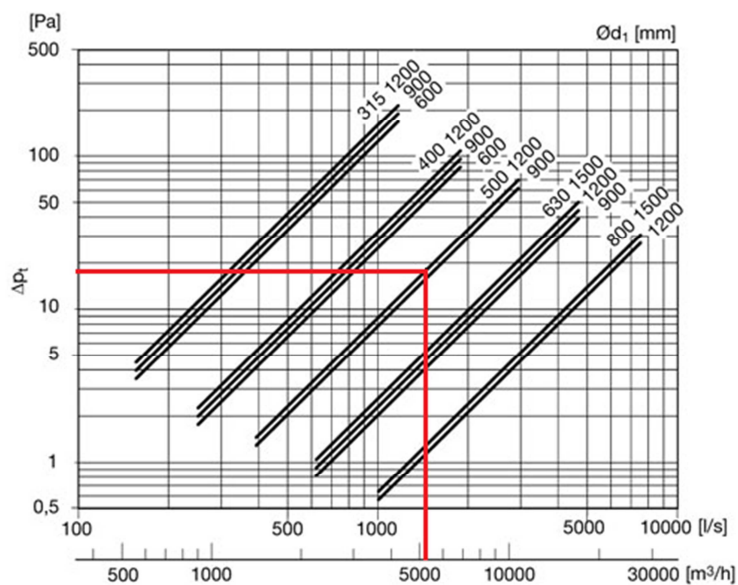
ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO INTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 1.01 ODVOD	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktávnových pásmech									
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina	
L _{v,v}	Hluk ventilátoru										
L _{v,v}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	45	52	68	65	73	66	60	54	75	
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9	
L _{v,v}	součet	45	52	68	65	73	66	60	54	75	
D _p	Přirozený útlum										
	Rovné úseky	3,72	3,72	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01		
	Rozbočka	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11		
	Oblouk	0	1	2	3	3	3	3	3		
	Útlum koncovým odrazem	9,8	5,9	2	0	0	0	0	0		
	Tlumič hluku LDC-B 500-1200	6	11	18	23	31	38	25	19		
L _{v,1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	22	27	42	35	35	21	28	28	43	
L _{v,y}	Hladina akustického výkonu výústky										41
K	Korekce na počet výústek						počet výústek:		5	7	
L _s	Hladina akustického výkonu všech výústek										41
Q	směrový činitel										2
r	vzdálenost od výústky k posluchači										1
A	pohltivá plocha místnosti					241,9	pohltivost (-)		0,2	48	
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	L _p = L _w + 10 · log(Q/4πr ²)									35
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti										50

Výsledná hladina akustického tlaku v místě posluchače:

42,0

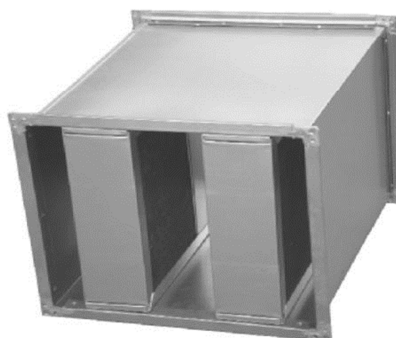
dB

Tlaková ztráta vybraného tlumiče byla odvozena dle návrhového diagramu výrobce.



Hladina akustického tlaku v exteriéru také nevyhovuje povoleným hodnotám a je tedy nutné navrhnout tlumiče hluku. Byl navržen tlumič hluku IMOS s vložkou THP 10. Jeho parametry jsou:

- rozměr 600x500 mm
- počet tlumících vložek: 3
- šířka vložek: 100 mm
- vzdálenost mezi vložkami: 100 mm
- délka tlumiče: 1000 mm
- hmotnost tlumiče: 11,5 kg



Obrázek 39 – Tlumič hluku IMOS THP10 ^[22]

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO EXTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 1.01 VÝFUK	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktávových pásmech								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L_{VV}	Hluk ventilátoru									
L_{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K_a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L_{VV}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D_p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	1,56	1,56	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	
	Rozbočka	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	Oblouk	0	0	1	2	3	3	3	3	
	Útlum koncovým odrazem	5	2	0	0	0	0	0	0	
	THP-10-800x8000-1000-4	3	9	18	22	38	37	24	19	
L_{v1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	43	49	45	45	35	35	45	43	53
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									11,44
L_{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								24
$L_{p,A}$	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									50

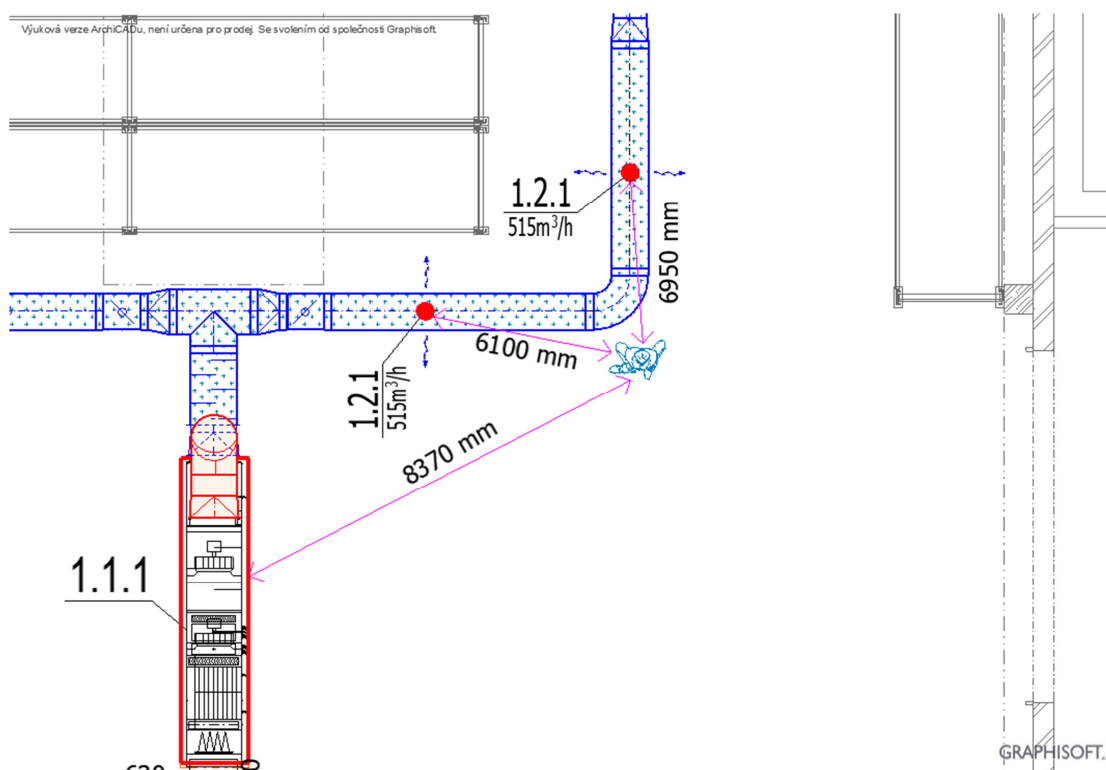
ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO EXTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 1.01 SÁNÍ	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktaových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L _{VV}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	0,00	0,42	0,21	0,14	0,08	0,08	0,08	0,08	
	Rozbočka	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	Oblouk	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Útlum koncovým odrazem	9	5	2	0	0	0	0	0	
	THP-10-710x710-500-4	1	3	8	12	17	17	14	12	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	43	54	54	58	59	58	59	53	64
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									7,55
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								38
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									50
	Výsledná hladina akustického tlaku v místě posluchače:		38,6	dB						

Přehled vybraných tlumičů:		
INTERIÉR		Δp [Pa]
PŘÍVOD	Systemair - LDC-B 500-1200	18
ODVOD	Systemair - LDC-B 500-1200	18
EXTERIÉR		
SÁNÍ	THP-10-710x710-1000-4	17
VÝFUK	THP-10-800x800-1000-4	13

9.1.1 Hladina akustického tlaku při působení více zdrojů

Hladina akustického výkonu v interiéru byla stanovena pro nejnepříznivější místo z pohledu posluchače. Toto místo se nachází mezi dvěma dýzami s dalekým dosahem, které se nacházejí v blízkosti vzduchotechnické jednotky. Tuto pozici zobrazuje následující obrázek.

Celková výsledná hodnota akustického tlaku v místě posluchače:			
Hluk dýza DDM II S/ 250	6,10m	30	dB
Hluk dýza DDM II S/ 250	6,95m	30	dB
VZT jednotka 1.01 (47,7 dB)	8,37m	47,7	dB
$L_s = 10 \cdot \log(10^{(0,1 \cdot L_{w1})} + 10^{(0,1 \cdot L_{w2})} + 10^{(0,1 \cdot L_{w3})})$			
Výsledná hladina akustického tlaku v místě posluchače od všech zařízení:	47,85	dB	



Obrázek 40 – Schéma akustického tlaku v místě posluchače

10 TEPELNÉ IZOLACE POTRUBÍ

Při proudění vzduchu v potrubí o rozdílné teplotě oproti vzduchu i interiéru, byla navržena tepelná izolace, z důvodu omezení tepelných ztrát či zisků a následné možnosti vzniku kondenzace vzduchu na povrchu potrubí.

Všechny trasy potrubí jsou vedeny v interiéru, přesto díky velkému teplotnímu rozdílu přiváděného vzduchu a vzduchu v interiéru je zejména v zimním období nutné navrhnout tepelnou izolaci na přívodním potrubí a na sacím potrubí exteriérového vzduchu přiváděného do vzduchotechnických jednotek.

VZT jednotka 1.1.1 – zimní období

	Popis	Teplota okolí	Relativní vlhkost okolí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Délka potrubí	Objemový průtok	Teplota v potrubí	Tloušťka izolace	Výstupní teplota v potrubí	Tepelná ztráta
	[-]	[°C]	[%]	[mm]	[mm]	[m]	[m ³ /h]	[%]	[mm]	[°C]	[W]
1	sání exteriér	20,0	40,0	630x500	-	1,45	6180	-12	80	11,97	44,68
VZT jednotka											
2	skladovací hala	20,0	40,0	-	630	1,63	6180	33	60,00	32,99	22,91
3	skladovací hala	20,0	40,0	-	500	4,37	3090	32,99	60,00	32,95	69,45
4	skladovací hala	20,0	40,0	-	500	3,64	2575	32,95	60,00	32,92	46,11
5	skladovací hala	20,0	40,0	-	450	3,60	2060	32,92	60,00	32,87	41,78
6	skladovací hala	20,0	40,0	-	400	3,42	1545	32,87	60,00	32,84	37,18
7	skladovací hala	20,0	40,0	-	355	2,89	1030	32,84	60,00	32,82	26,64
8	skladovací hala	20,0	40,0	-	355	1,45	515	32,82	60,00	32,78	12,75
Celkem: [W]										301,50	

Teplota přiváděného vzduchu v zimním období je 33°C. V místě nejvzdálenější vyústky vyšla teplota o 0,22°C nižší, než teplota vzduchu, která vychází ze vzduchotechnické jednotky, při použití tepelné aplikace z minerální vlny o tloušťce 60mm. Tato izolace dále napomůže snížení akustického hluku při chodu systému vzduchotechniky. Tepelné ztráty v potrubí v zimním období jsou 301,5 W při maximálním průtoku vzduchu.

VZT jednotka 1.1.1 – letní období

Teplota přiváděného vzduchu v letním období je 16°C. V místě nejvzdálenější vyústky vyšla teplota o 0,29°C vyšší, než teplota vzduchu, která vychází ze vzduchotechnické jednotky, při použití tepelné aplikace z minerální vlny o tloušťce 60mm. Tepelné ztráty potrubí v letním období jsou 174,31 W při maximálním průtoku vzduchu.

	Popis	Teplota okolí	Relativní vlhkost okolí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Délka potrubí	Objemový průtok	Teplota v potrubí	Tloušťka izoalce	Výstupní teplota v potrubí	Tepelná ztráta
	[-]	[°C]	[%]	[mm]	[mm]	[m]	[m³/h]	[%]	[mm]	[°C]	[W]
1	sání exteriér	26,0	41,0	630x500	-	1,45	6180	29	80	29,00	5,38
VZT jednotka											
2	skladovací hala	26,0	41,0	-	630	1,63	6180	16	60,00	16,01	17,52
3	skladovací hala	26,0	41,0	-	500	4,37	3090	16,01	60,00	16,05	37,98
4	skladovací hala	26,0	41,0	-	500	3,64	2575	16,05	60,00	16,09	31,34
5	skladovací hala	26,0	41,0	-	450	3,60	2060	16,09	60,00	16,14	28,14
6	skladovací hala	26,0	41,0	-	400	3,42	1545	16,14	60,00	16,19	24,01
7	skladovací hala	26,0	41,0	-	355	2,89	1030	16,19	60,00	16,24	20,27
8	skladovací hala	26,0	41,0	-	355	1,45	515	16,24	60,00	16,29	9,67
Celkem: [W]											174,31

Riziko kondenzace na povrchu vzduchovodu

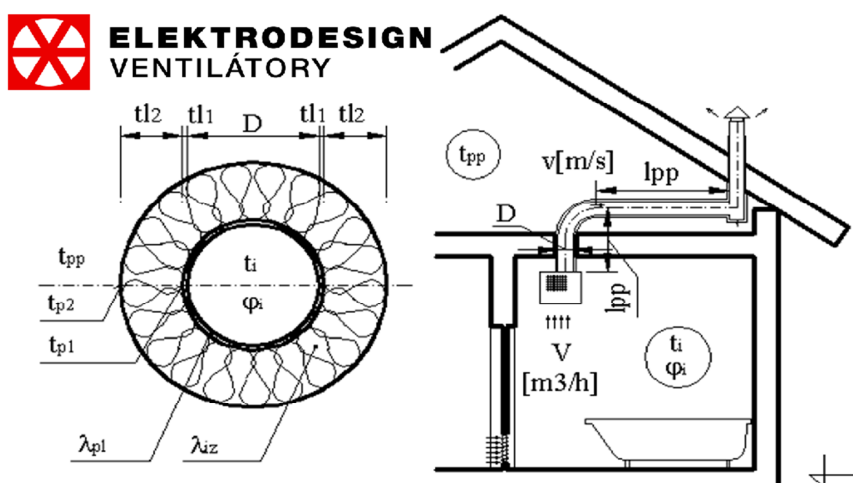
S navrženou izolací na potrubí o tloušťce 60 mm z minerální vlny vyšla nejnižší povrchová teplota vzduchovodu 32,2 °C. Teplota rosného bodu je 17,6 °C. Teplota rosného bodu je tedy nižší než nejnižší povrchová teplota potrubí a nemělo by tedy docházet ke kondenzaci vodních par ani pod tepelnou izolací vzduchotechnického potrubí. Výpočtový formulář se nachází na následující stránce a byl vytvořen doc. Šikulou a je d viz^[23].

STANOVENÍ KONDENZACE NA VNITŘNÍM POVRCHU KRUHOVÉHO VZDUCHOVODU			
Provádí se posouzení izolace z hlediska zamezení vzniku kondenzace na vnitřním povrchu vzduchovodu.			
NÁZEV AKCE: Skladovací hala VZT 1.02			
ZADÁNÍ:			
objemový průtok vzduchu:	V = 6180 m ³ /h	tepelná vodivost materiálu vzduchovodu:	$\lambda_{pl} = 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
	V = 1,717 m ³ /s	tepelná vodivost tepelné izolace vzduchovodu:	$\lambda_{iz} = 0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
průměr vnitřního potrubí:	D = 630 mm	emisivita vnějšího povrchu vzduchovodu:	$\varepsilon = 0,13$
rychlost vzduchu:	v = 5,5 m/s	$t_i = 33 \text{ °C}$	
tl. plechu:	t ₁ = 0,5 mm	$\phi_i = 40\%$	
tl. tepel. izolace:	t ₂ = 60 mm	$t_{pp} = 10 \text{ °C}$	
délka vzduchovodu:	l _{pp} = 1,45 m		
VÝSLEDKY:			

teplota na vnitřním povrchu vzduchovodu: $t_{p1} = 32,2 \text{ °C}$

teplota rosného bodu pro dané podmínky: $trp1 = 17,6 \text{ °C}$

ZÁVĚR:	
Posuzovaný případ z hlediska vzniku kondenzace na vnitřním povrchu potrubí:	$t_{p1} > trp1$ VYHOVUJE
Ke kondenzaci vodní páry na vnitřním povrchu potrubí:	NEDOCHÁZÍ



TECHNICKÁ SPECIFIKACE				
	Zařízení č. 1.1.1 - Skladovací hala			
			MJ	Počet
1	1.1	C.I.C. HŘEBEC	Sestavná jednotka THP 12105	1
			-Přívodní ventilátor (V = 6180 m ³ /h)	
			-Odvodní ventilátor (V = 6180 m ³ /h)	
			-Externí tlaková ztráta přívod/odvod	
			-Deskový rekuperátor + zařízení na odvod kondenzátu	
			-Sekce ohřivač, chladič, parní zvlhčovač	
			-Filtr G4/G4	
			-Uzavírací klapka přívod/odvod	
	2.1	Mandík	Dýza DDM II /S 45 250 pro přívod	12
	2.2	Mandík	Jednořadá vyústka 1025x125 mm	6
	3.1	Mandík	Protidešťová žaluzie - sání - PDZM 500x1000-.321	2
	3.2	Systemair	Výfuková hlavice IMOS – VHK – 1 – 560 – 1 – S	2
	4.1	Systemair	Tlumič hluku THP-10-710x710-1000 mm	2
	4.2	Systemair	Tlumič hluku kruhový LDC B 500-1200 mm	2
	5.1	Elektrodesign	Kruhové ocelové potrubí průměru:	
			630/50% tvar. dílů	22,8
			500/35% tvar. dílů	105,8
			400/15% tvar. dílů	26,8
			355/15% tvar. dílů	16,4
			250/5% tvar. dílů	9,5
	5.2	Elektrodesign	Čtyřhranné ocelové potrubí obvodu:	
			4420/15% tvar. Dílů	7,0
	6.1	Isover	Tepelná izolace ORSTECH tl. 60mm	187,50
	7.1	Mandík	Regulační klapka RKM kruhová d=500mm	4
	7.2	Mandík	Regulační klapka RKM (dle rozměrů potrubí)	2

	Zařízení č. 2.1.1 - Skladovací hala			
			MJ	Počet
2	1.1	C.I.C. HŘEBEC	Sestavná jednotka THP 12105	1
			-Přívodní ventilátor (V = 6180 m ³ /h)	
			-Odvodní ventilátor (V = 6180 m ³ /h)	
			-Externí tlaková ztráta přívod/odvod	
			-Deskový rekuperátor + zařízení na odvod kondenzátu	
			-Sekce ohřivač, chladič, parní zvlhčovač	
			-Filtr G4/G4	
			-Uzavírací klapka přívod/odvod	
	2.1	Mandík	Dýza DDM II /S 45 250 pro přívod	12
	2.2	Mandík	Jednořadá vyústka 1025x125 mm	6
	3.1	Mandík	Protidešťová žaluzie - sání - PDZM 500x1000-.321	2
	3.2	Systemair	Výfuková hlavice IMOS – VHK – 1 – 560 – 1 – S	2
	4.1	Systemair	Tlumič hluku THP-10-710x710-1000 mm	2
	4.2	Systemair	Tlumič hluku kruhový LDC B 500-1200 mm	2
	5.1	Elektrodesign	Kruhové ocelové potrubí průměru:	
			630/50% tvar. dílů	22,8
			500/35% tvar. dílů	105,8
			400/15% tvar. dílů	26,8
			355/15% tvar. dílů	16,4
			250/5% tvar. dílů	9,5
	5.2	Elektrodesign	Čtyřhranné ocelové potrubí obvodu:	
			4420/15% tvar. Dílů	7,0
	6.1	Isover	Tepelná izolace ORSTECH tl. 60mm	187,50
	7.1	Mandík	Regulační klapka RKM kruhová d=500mm	4
	7.2	Mandík	Regulační klapka RKM (dle rozměrů potrubí)	2

11 ZÁVĚR

Z výsledků experimentálního měření a následných simulací provedených v této diplomové práci vyplývá, že při stávajícím stavu ve skladovací hale nejsou zcela optimální podmínky pracovního prostředí zejména v zimním období, kdy je systém větrání a vytápění v hale řešen pouze přetlakovým systémem a teplovzdušným vytápěním. Dochází tak ke značnému vrstvení teplot v různých výškách vnitřního prostoru. S narůstající výškou přibývá i rozdílů teplot ve vrstvách samotných.

Modelováním stávajícího stavu i následných navrhovaných variant se ukázalo, že je možné odhalit různé problémy, již ve fázi návrhu a předejít tak problémům, které by se mohly objevit až následným užíváním dané stavby, jako je tomu v tomto řešeném případě. Díky této skutečnosti je možné provést určitá opatření a předcházet tak komplikacím během provozu a užívání stavby, což přináší značné ekonomické zatížení, kterému je možné se díky CFD simulacím vyhnout.

Z výsledků simulace stávajícího stavu vyplývá, že zvolený systém zcela nevyhovuje optimálním návrhovým podmínkám vnitřního prostředí. Tuto skutečnost potvrdilo i experimentální měření, které bylo provedeno při venkovní teplotě přibližně -1°C , a i přestože je tato teplota vyšší, než je návrhová teplota pro tuto oblast (Brno: -12°C) byly naměřené hodnoty ve vnitřním prostředí v pobytové oblasti osob nedostatečné.

Simulaci stávajícího stavu lze, vzhledem k použité výpočetní technice, kterou zde představuje pouze autorův notebook, považovat za validní s příznivými výsledky a následné navrhované změny lze tedy brát za realizovatelné.

Z výsledků simulací navrhovaného stavu vyplývá, že varianta č. 1 (axiální ventilátory) vyhovuje na požadovaný stav vnitřního mikroklimatu v pobytové zóně skladovací haly. U této varianty se nedoporučuje dlouhodobější pobyt osob v zónách přímo pod instalovanými ventilátory, které zde mají za úkol narušovat vrstvení vzduchu, protože mohou vznikat v pobytové oblasti vyšší rychlosti proudění, což může přinášet pocit průvanu a tedy jistý diskomfort. Tento problém je ale spíše lokálního charakteru. Jinak tato varianta splňuje všechny kladené a počáteční zadané požadavky investora na jednoduché, nepřiliš nákladné a přesto efektivní řešení. Není však zcela optimální, co se týče hospodaření s energiemi, zejména v oblasti zpětného získávání tepla, či značné závislosti na okolních klimatických podmínkách při plnění funkce větrání.

Varianta č. 2 (nucený systém vzduchotechniky) na požadovaný stav vnitřního mikroklima vyhoví. Dle výsledků simulací je možné považovat tuto koncepci za vhodnou a plně dostačující pro teplovzdušné vytápění během zimního období. Teplota v pobytové oblasti je požadovaném rozmezí $20 - 21^{\circ}\text{C}$, přičemž pouze přibližně 12% pobytové zóny v úrovni 1,8m nad podlahou pokrývá teplota nižší než návrhová 20°C , což lze brát za velmi dobrý výsledek. Zároveň není při tomto řešení překročena požadovaná rychlost proudění pod přívodními elementy v prostoru haly.

Přestože varianta č.2 nesplňuje všechny vstupní požadavky investora a nepředstavuje tedy neekonomičtější variantu optimalizace stávajícího stavu a při své realizaci by znamenala značný

finanční zásah, svými přednostmi v oblasti hospodaření s energiemi a budoucími provozními náklady na vytápění či spokojenost zaměstnaných pracovníků, se tato varianta jeví, jako lepší řešení, než varianta 1. Dále tato koncepce umožňuje přizpůsobení a tvorbu vnitřního mikroklima i během letního období. Vzhledem ke značné tepelné zátěži objektu, která se nachází v části C, představuje letní období také značný problém, jenž by neměl být dále ignorován. Simulace letního období nebyla simulována, jelikož by neplnila předem dané požadavky investora.

12 SEZNAM CITOVANÝCH ZDROJŮ:

1. ASHRAE JOURNAL The History of Ventilation and Temperature Control. ASHRAE JOURNAL [online].1999[cit.2016-01-13].Dostupné z:
https://www.ashrae.org/./2003627102652_326.pdf
2. MUDR. LAJČÍKOVÁ, Ariana. Vnitřní prostředí a zdraví. Vytápění, větrání, instalace. 2012, 21(5)
3. Teorie vnitřního prostředí budov [online].[cit.2016-01-13]. Dostupné z:
http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/TVPB/Teorie_vnitriho_prostredi.pdf
4. PROF. ING. JOKL, Miloslav. TEORIE VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ STAVEB [online]. 2011 [cit.2016-01-13].Dostupné z:
http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/TVPB/Teorie_vnitriho_prostredi.pdf.
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE.
5. Vzduch, který dýcháme [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
<http://www.fce.vutbr.cz/tzb/rubinova.o/prednasky/tp05.pdf>
6. ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment. Atlanta, 2012.
7. GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. Vzduchotechnika. 2. vyd. Brno: ERA, 2007, xx, 262 s. Technická knihovna (ERA). ISBN 978-80-7366-091-8.
8. Using a Ventilation Controller to Optimize Residential Passive Ventilation For Energy and Indoor Air Quality: Environmental Energy Technologies Division [online]. 2014, 26 [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
http://eetd.lbl.gov/sites/all/files/iain_walker_-_using_a_ventilation_controller_to_optimize_residential_passive_ventilation_for_energy_and_indoor_air_quality.pdf
9. ING. BARTÁK, PH.D., MARTIN. ÚVOD DO PŘENOSOVÝCH JEVŮ PRO INTELIGENTNÍ BUDOVY [online]. In: . [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
https://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/PJ/Bartak_Uvod_do_prenosovych_jevu_proIB.pdf
10. Větrání a klimatizace. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993, 490 s. ISBN 80-901-5740-8.
11. JANALÍK,J. - ŠŤÁVA,P.: Mechanika tekutin VŠB TU Ostrava, Fakulta strojní [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
12. Tzb-info. Zdravotní aspekty nedostatečného větrání [online]. 27.2.2012 [cit. 2014-05-27]. Dostupné z:<http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/8320-zdravotni-aspekty-nedostatecneho-vetrani>
13. KAŠTÁNEK, Martin. Vzduchotechnika univerzitního pavilonu [online]. Brno, 2014 [cit. 2016-01-13]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické.
14. Polyhedral, Tetrahedral, and Hexahedral Mesh Comparison [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
<http://www.symscape.com/polyhedral-tetrahedral-hexahedral-mesh-comparison>
15. Global Prism parameters [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
http://de.cfturbo.com/fileadmin/content/manual_cfturbo2icem/global_prism_parameters.htm
16. VECTOR SMOKE [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z: http://www.tecplot.com/wp-content/gallery/vector/tecplot_vector_smoke.jpg

17. Cell Zones and Boundary Conditions [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
http://imechanica.org/files/fluent_13.0_lecture04-boundary-conditions.pdf
18. CD-ADAPCO. User guide: Star-CCM+ Version 9.02.005 [online]. [cit. 2016-01-13]
19. Technické podklady [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
http://www.prihoda.com/userfiles/dokumenty/technicke_podklady_cz.pdf
20. Axial fan S3G350-AG03-32 [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
<http://www.ebmpapst.com/en/products/axial-fans/axialfansdetail.php?pid=149215>
21. Vyústka pro kruhové potrubí [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
http://www.mandik.cz/getattachment/3e8b118d-cb24-4db8-9a91-33f5909a0711/034_05_VNKM.aspx
22. Kondenzace v potrubí [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
<http://www.elektrodesign.cz/web/download/29715>

12.1 Seznam použitých zkratek a značek

A	plocha [m^2]
c	měrná tepelná kapacita [J/kgK]
d	průměr [m]
Δp	tlaková ztráta [Pa]
h	měrná entalpie [kJ/kg]
h	výška slunce nad obzorem
I	sluneční radiace [W/m^2]
l	délka [m]
L_p	hladina akustického výkonu [dB]
MaR	měření a regulace
n	počet osob
p	tlak [Pa]
Q_l	tepelná zátěž [W]
Q_z	tepelná ztráta [W]
R	tepelný odpor [$\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$]
s	stínící součinitel [-]
S	plocha [m^2]
t_e	teplota exteriéru [$^\circ\text{C}$]
t_i	teplota interiéru [$^\circ\text{C}$]
U	součinitel prostupu tepla [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
VZT	vzduchotechnika
α	sluneční azimut [$^\circ$]
λ	součinitel tepelné vodivosti [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]
ψ	časové zpoždění [h]
ρ	objemová hmotnost [kg/m^3]

12.2 Seznam příloh:

- Útlum hluku zařízení č. 2.1.1
- Podklady výrobce C.I.C. Jan Hřebec – zařízení č. 2.1.1
- Tepelné izolace potrubí zařízení č. 2.1.1
- Výkres č. 1 Půdorys 1 NP, M1:100

Návrh vzduchotechnické jednotky č. 2.1.1

Dle návrhového softwaru AHU Select-

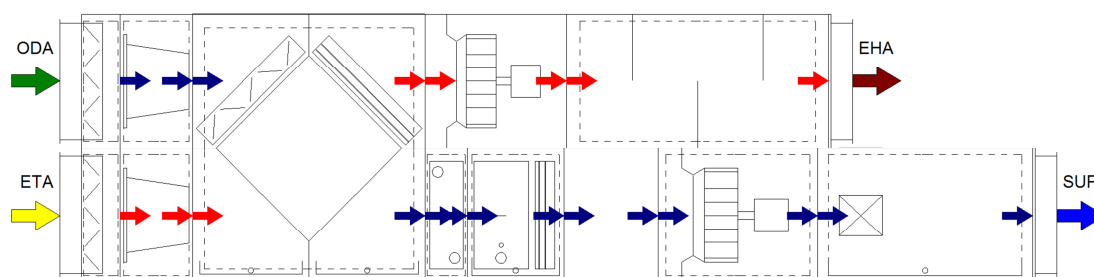
Certifikace dle normy ČSN EN 1886

Mechanická pevnost:	D1 (mm/m)	4.00
Tepelná vodivost:	T3 (W/m2K)	1.1
Tepelné mosty:	TB2	0.66
Těsnost:	L1 (l/(s.m2))	0.04

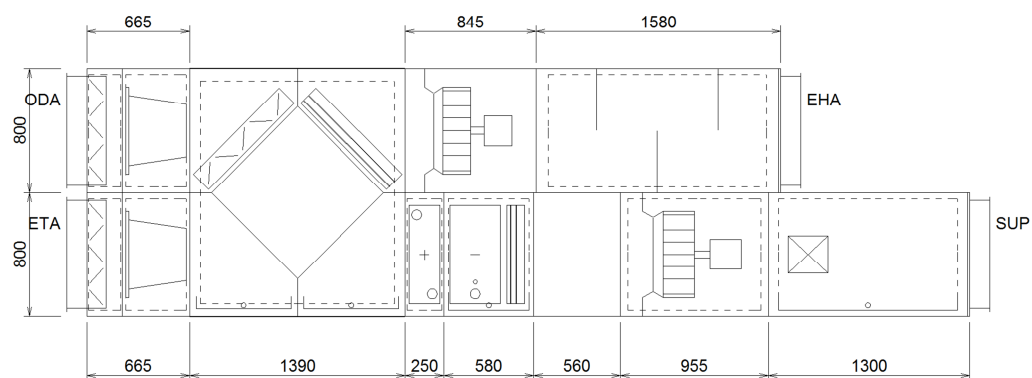


Přehled jednotky:

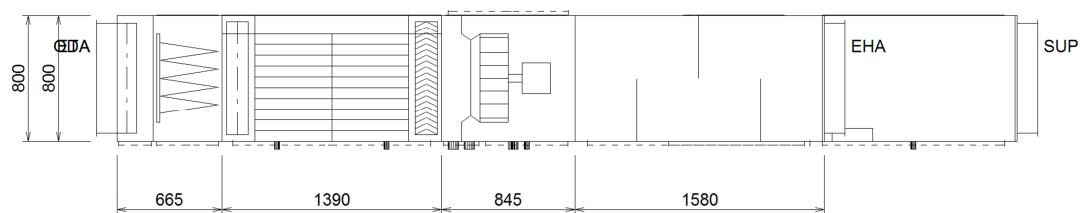
Pozice v projektu:	1.01	Vlastní rozměry (mm):	5700 x 800 x 1600
Řada jednotky:	TP12105	Obrysové rozměry (mm):	5960 x 800 x 1600
Velikost jednotky:	H5*	Objemová hmotnost izolace:	50 kg/m3
Tloušťka stěny:	50 mm	Průřezová rychlost:	3.50 / 3.50 m/s
Provedení pláště (vnější):	PZ	Výška rámu a nohou	0 mm
Provedení pláště (vnitřní):	PZ	Hmotnost:	820 kg
Průtok vzduchu - přívod:	6180 m3/h	Průtok vzduchu - odvod:	6180 m3/h



Pohled ze strany obsluhy:



Pohled ze shora:



V x Š: , ODA=700x700 mm, SUP=700x700 mm, ETA=700x700 mm, EHA=700x700 mm

ODA - venkovní vzduch, SUP - přiváděný vzduch, ETA - odváděný vzduch, EHA - odpadní vzduch

Přívodní část:

- Koncový panel s velkým otvorem, Klapka 4 Pa
- **Filtrační komora**, kapsový filtr, G4 - 360 80 Pa
 - Tlaková rezerva (Na zanesení filtrů) 50 Pa
- **Rekuperační komora** – Desková (Bypass) 429 Pa
 - Přívod: 6180 m³/h, -12.0°C, 8.9°C
 - Odvod: 6180 m³/h, 20.0°C, 4.4°C
 - Účinnost: 63% Tepelný zisk: 43.2 kW
 - Příslušenství: Sifon pro odvod kondenzátu
- **Ohřívací komora**
 - Vodní 185 Pa
 - Vzduch: 6180 m³/h, 8.9/33.0°C
 - Přípojka topného média G: 1"
 - Výkon: 49.9 kW
 - Médium: voda 80/60°C
 - Průtok: 2.206 m³/h, 3.9 kPa
- **Chladicí komora**
 - Přímý výparník šestiřadá 293 Pa
 - Vzduch: 6180 m³/h, 29.0/17.0°C
 - Eliminátor kapek 56 Pa
 - Chladivo R 410A
 - Výparná teplota: 5.0°C
 - Výkon: 35.9 kW
 - Entalpie: 63.0/45.6 kJ/kg
 - Příslušenství: Sifon pro odvod kondenzátu
- **Volná komora**
 - Délka (500 mm) 0 Pa

- **Ventilátorová komora s volným oběžným kolem** 3 Pa
 - Průtok vzduchu: 6180 m³/h
 - Externí tlaková ztráta: 243 Pa
 - Ventilátor: RH40C
 - Otáčky: 2824 ot/min
 - Účinnost: 60.54%
 - Výkon: 3.2 kW
 - Dynamický tlak: 86 Pa
 - Celkový tlak: 1433 Pa
 - Motor: 2P112M2
 - Napětí: 400/690 V
 - Zapojení: D/Y
 - Proud: 7.78/4.5 A
 - SFP: 2.231 kW/(m³/s),
 - Otáčky: 2880 ot/min
 - Krytí: IP55
 - Výkon: 4 kW
 - Prac. bod ventilátoru: 49 Hz (max. 52 Hz)
 - Ochrana motoru: Termokontakt
 - Frekvenční měnič: 3x400V, 4kW, IP20

- **Hladiny akustických výkonů**

<i>pásma</i>	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	db(A)
Do okolí	39.0	36.0	49.0	42.0	45.0	35.0	31.0	27.0	47.7
Do sání	47.0	53.0	66.0	61.0	67.0	64.0	56.0	42.0	70.1
Do výtlaku	53.0	62.0	79.0	80.0	86.0	84.0	80.0	74.0	89.7

- **Zvlhčovací komora**
 - Parní bez zvlhčovače 3 Pa
- **Příslušenství:** Sifon pro odvod kondenzátu 1 ks
- **Koncový panel s velkým otvorem** 0 Pa

Odvodní část:

- Koncový panel s velkým otvorem , klapka 4 Pa
- **Filtrační komora**, kapsový filtr, G4 - 360 80 Pa
 - Tlaková rezerva (Na zanesení filtrů) 50 Pa
- **Rekuperační komora**
 - Desková 349 Pa
 - Eliminátor kapek 95 Pa

- **Ventilátorová komora s volným oběžným kolem** 3 Pa
 - Průtok vzduchu: 6180 m³/h
 - Externí tlaková ztráta: 172 Pa
 - Ventilátor: RH40C
 - Otáčky: 2469 ot/min
 - Účinnost: 58,91%
 - Výkon: 2 kW
 - Dynamický tlak: 86 Pa
 - Celkový tlak: 937 Pa
 - Motor: 2P112M2
 - Napětí: 400/690 V
 - Zapojení: D/Y
 - Proud: 7.78/4.5 A
 - SFP: 2.231 kW/(m³/s),
 - Otáčky: 2880 ot/min
 - Krytí: IP55
 - Výkon: 3 kW
 - Prac. bod ventilátoru: 85 Hz (max. 52 Hz)
 - Ochrana motoru: Termokontakt
 - Frekvenční měnič: 3x400V, 4kW, IP20

• **Hladiny akustických výkonů**

pásmo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	db(A)
Do okolí	35.0	33.0	47.0	40.0	45.0	31.0	27.0	25.0	46.6
Do sání	45.0	52.0	68.0	65.0	73.0	66.0	60.0	54.0	74.7
Do výtlaku	45.0	51.0	63.0	45.0	41.0	40.0	44.0	50.0	56.6

• **Tlumící komora**

- Délka: 1000 mm 68 Pa

Koncový panel s velkým otvorem **0 Pa**

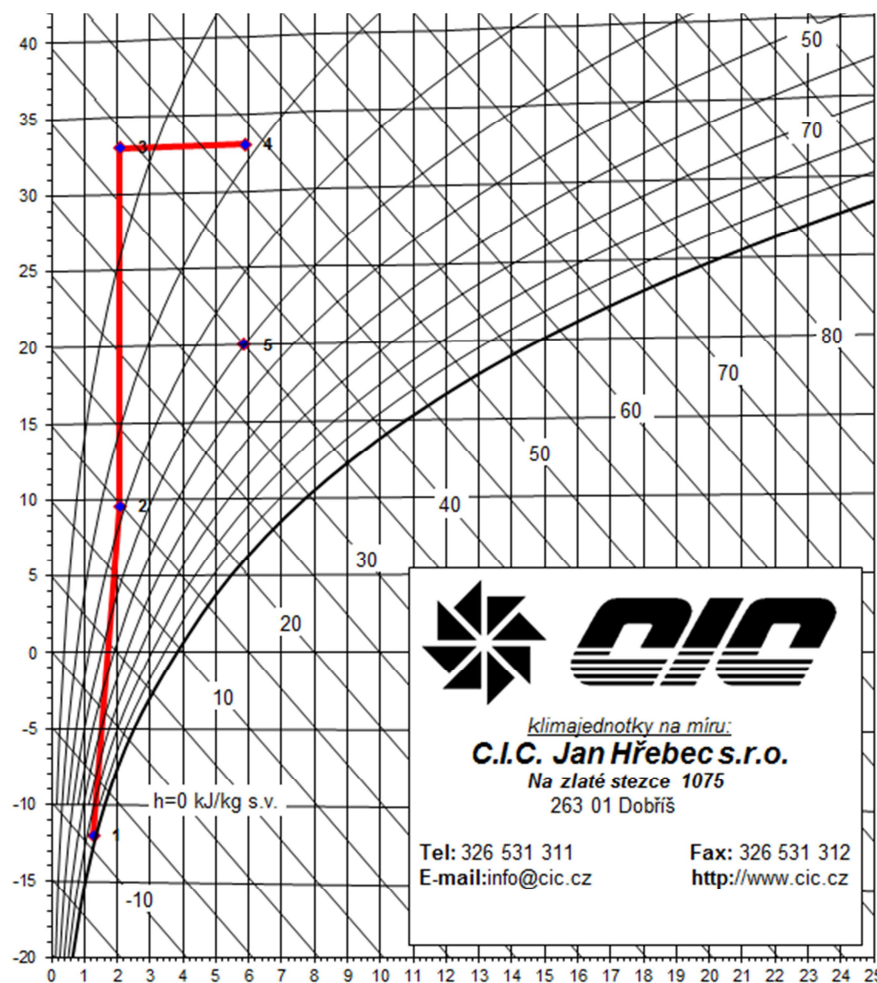
h-x diagram pro zimní období

Zadání bodů

		1	2	3	4	5
Popis		exteriér	rekuper.	ohřev	vlhčení	interiér
Teplota	t °C	-12	9,54	33		20
rel.vlhkost	φ %	95	28			40
měr. vlhkost	x g/kg s.v.				5,9	
entalpie	h kJ/kg s.v.					
Změna stavu	[O,C,A,P,S,X]		x	o	p	
Průtok vzduchu	V m ³ /h	6180	6180	6180	6180	
	m ³ /s					
Předaný výkon	P kW					

Vypočteno

		1	2	3	4	5
Teplota	t °C	-12,0	9,5	33,0	33,0	20,0
rel.vlhkost	φ %	95%	28%	7%	19%	40%
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	1,3	2,1	2,1	5,9	5,9
entalpie	h kJ/kg s.v.	-8,9	14,9	38,7	48,4	35,1
hustota	ρ kg/m ³	1,33	1,23	1,14	1,13	1,18
t.vlhkého tepl.	tv °C	-12,1	3,0	13,8	17,0	12,3
Skut. průtok	Vs m ³ /h	5 571	6 038	6 540	6 580	0
Norm. průtok	Vn m ³ /h	6 180	6 180	6 180	6 180	0
Předaný výkon	P kW		49,0	49,0	20,2	
Odpařené vody	qw kg/h		5,9	0,0	28,3	



h-x diagram pro letní období

Zadání bodů			1	2	3	4
Popis			léto	ZZT	chlazení	interiér
Teplota	t	°C	29	27,8	16	26,0
rel. vlhkost	φ	%				
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.				8,9
entalpie	h	kJ/kg s.v.	56,2	53,4	38,5	
Změna stavu	[O,C,A,P,S,X]			x	x	
Průtok vzduchu	V	m ³ /h	6180	6180	6180	6180
		m ³ /s				
Předaný výkon	P	kW				
Vypočteno			1	2	3	4
Teplota	t	°C	29,0	27,8	16,0	26,0
rel. vlhkost	φ	%	41%	41%	76%	41%
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	10,5	9,9	8,8	8,9
entalpie	h	kJ/kg s.v.	56,2	53,4	38,5	48,9
hustota	ρ	kg/m ³	1,13	1,14	1,18	1,14
t. vlhkého tepl.	tv	°C	19,5	18,5	13,6	17,1
Skut. průtok	Vs	m ³ /h	6 628	6 595	6 325	6 545
Norm. průtok	Vn	m ³ /h	6 180	6 180	6 180	6 180
Předaný výkon	P	kW		-5,8	-30,7	
Odpálené vody	qw	kg/h		-4,5	-8,1	

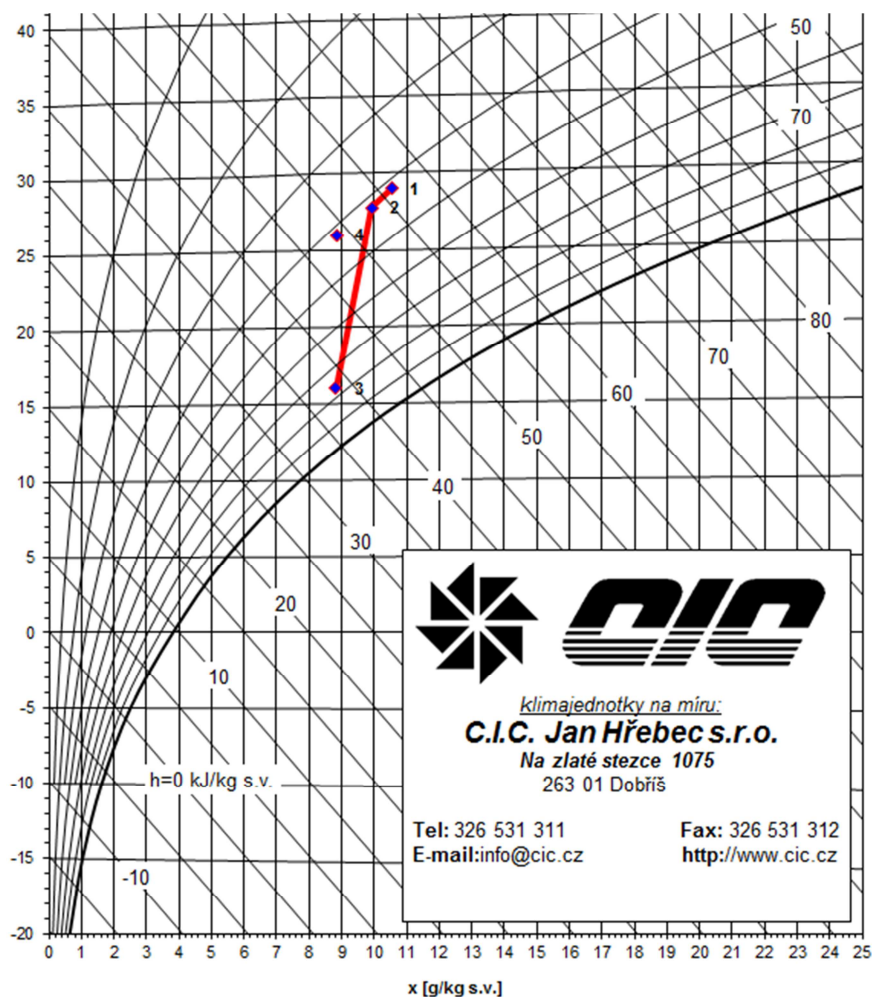
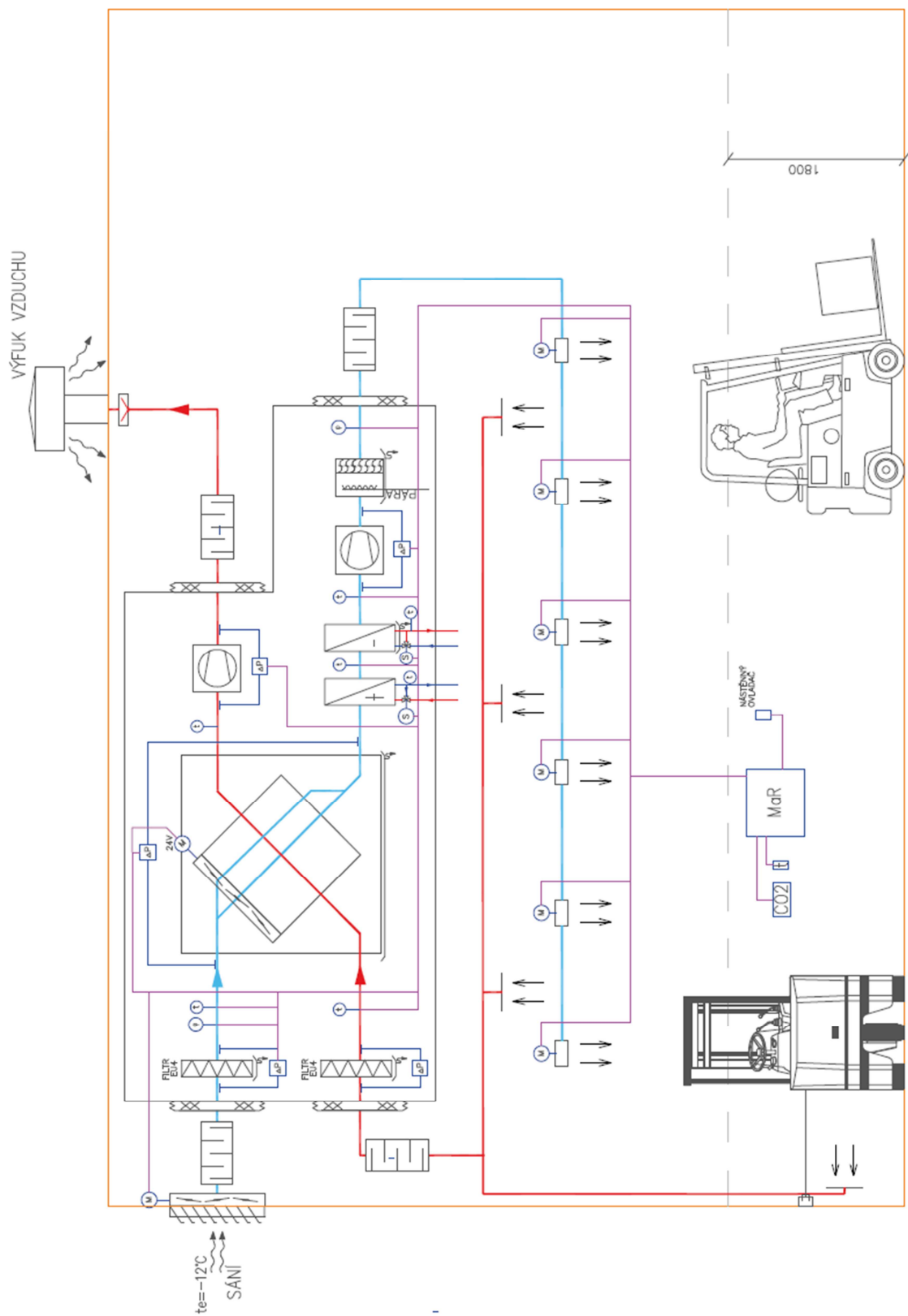


Schéma VZT jednotky č. 2.1.1

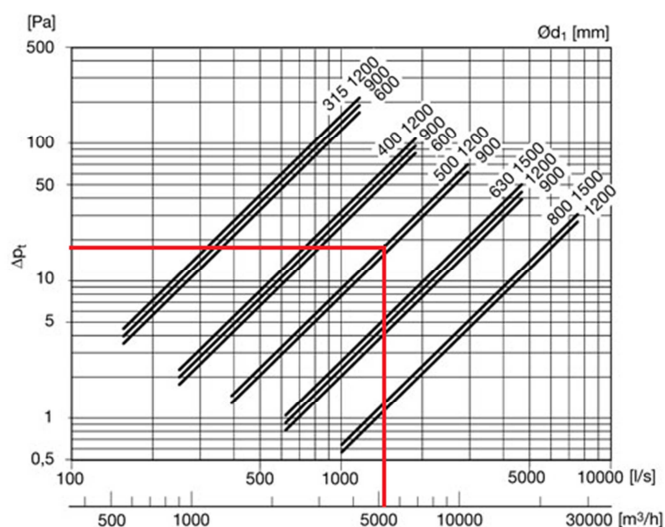


Útlum hluku zařízení č. 2.1.1

Hladina akustického tlaku v interiéru nevyhoví povoleným hodnotám a je tedy nutné navrhnout tlumiče hluku. S ohledem na rozměry jednotky a vedenou trasu potrubí byl vybrán kruhový tlumič LDC-B, který je vybaven kulisou tloušťky 100mm.

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO INTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 2.1.1 PŘÍVOD	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktaóvých pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L_{vv}	Hluk ventilátoru									
L_{vv}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K_a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L_{vv}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D_p	Přírozený útlum									
	Rovné úseky	4,96	4,96	2,43	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	
	Rozbočka	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	6,15	
	Oblouk	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Útlum koncovým odrazem	9	5	2	0	0	0	0	0	
	Tlumič hluku LDC-B 500-1200	6	11	18	23	31	38	25	19	
L_{v1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	27	35	36	39	38	30	40	39	45
L_{vy}	Hladina akustického výkonu výústky									
K	Korekce na počet výústek							počet výústek:	12	11
L_s	Hladina akustického výkonu všech výústek									
Q	směrový činitel									
r	vzdálenost od výústky k posluchači									
A	pohltivá plocha místnosti							946,5	pohltivost (-)	0,1
L_{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								
$L_{p,A}$	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									

Tlaková ztráta vybraného tlumiče byla odvozena dle návrhového diagramu výrobce.



ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO INTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 2.1.1 ODVOD	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktaových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	45	52	68	65	73	66	60	54	75
K _A	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L _{VV}	součet	45	52	68	65	73	66	60	54	75
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	3,72	3,72	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	
	Rozbočka	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	3,41	
	Oblouk	0	1	2	3	3	3	3	3	
	Útlum koncovým odrazem	9,8	5,9	2	0	0	0	0	0	
	Tlumič hluku LDC-B 500-1200	6	11	18	23	31	38	25	19	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	22	27	41	35	34	21	28	28	43
L _{VY}	Hladina akustického výkonu výústky									
K	Korekce na počet výústek							počet výústek:	5	7
L _S	Hladina akustického výkonu všech výústek									
Q	směrový činitel									
r	vzdálenost od výústky k posluchači									
A	pohltivá plocha místnosti						241,9	pohltivost (-)	0,2	48
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									

Výsledná hladina akustického tlaku v místě posluchače:	42,0	dB
--	------	----

Stejně jako v případě vzduchotechnické jednotky č. 1.1.1 i zde byl navržen tlumič hluku ze zařízení do exteriéru. Byl navržen tlumič hluku IMOS s vložkou THP 10. Jeho parametry jsou:

- rozměr 600x500 mm
- počet tlumících vložek: 3
- šířka vložek: 100 mm
- vzdálenost mezi vložkami: 100 mm
- délka tlumiče: 1000 mm
- hmotnost tlumiče: 11,5 kg

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO EXTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 2.1.1 VÝFUK	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktávových pásmech								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L _{VV}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	1,80	1,80	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	
	Rozbočka	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	Oblouk	0	0	1	2	3	3	3	3	
	Útlum koncovým odrazem	5	2	0	0	0	0	0	0	
	THP-10-800x8000-1000-4	3	9	18	22	38	37	24	19	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	43	49	45	45	35	35	45	43	53
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									11,44
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								24
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									50

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU DO EXTERIÉRU - ZAŘÍZENÍ Č. 2.1.1 SÁNÍ	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktaóvových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	53	62	65	70	76	75	73	65	80
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	9
L _{VV}	součet	53	62	65	70	76	75	73	65	80
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné úseky	0,00	0,54	2,70	0,18	0,11	0,11	0,11	0,11	
	Rozbočka	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	Oblouk	0	0	0	0	0	0	0	0	
	Útlum koncovým odrazem	9	5	2	0	0	0	0	0	
	THP-10-710x710-500-4	1	3	8	12	17	17	14	12	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	43	53	52	58	59	58	59	53	64
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									7,55
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	$L_p = L_w + 10 \cdot \log(Q/4\pi r^2)$								38
L _{p,A}	Předepsaná hodnota hladiny akustického tlaku v místnosti									50
	Výsledná hladina akustického tlaku v místě posluchače:		38,6		dB					

Přehled vybraných tlumičů:		
INTERIÉR		Δp [Pa]
PŘÍVOD	Systemair - LDC-B 500-1200	18
ODVOD	Systemair - LDC-B 500-1200	18
EXTERIÉR		
SÁNÍ	THP-10-710x710-1000-4	17
VÝFUK	THP-10-800x800-1000-4	13

Tepelné izolace potrubí

VZT jednotka 2.1.1 – zimní období

zima

	Popis	Teplota okolí	Relativní vlhkost okolí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Délka potrubí	Objemový průtok	Teplota v potrubí	Tloušťka izoalce	Výstupní teplota v potrubí	Tepelná ztráta
	[-]	[°C]	[%]	[mm]	[mm]	[m]	[m ³ /h]	[%]	[mm]	[°C]	[W]
1	sání exteriér	20,0	40,0	630x500	-	1,45	6180	-12	80	11,97	44,68
VZT jednotka											
2	skladovací hala	20,0	40,0	-	630	1,80	6180	33	60,00	32,99	23,11
3	skladovací hala	20,0	40,0	-	500	4,40	3090	32,99	60,00	32,94	69,65
4	skladovací hala	20,0	40,0	-	500	3,20	2575	32,94	60,00	32,91	46,31
5	skladovací hala	20,0	40,0	-	450	3,20	2060	32,91	60,00	32,87	41,98
6	skladovací hala	20,0	40,0	-	400	3,50	1545	32,87	60,00	32,84	37,38
7	skladovací hala	20,0	40,0	-	355	2,89	1030	32,84	60,00	32,81	26,84
8	skladovací hala	20,0	40,0	-	355	1,45	515	32,81	60,00	32,79	12,95

Celkem: [W] 302,90

Teplota přiváděného vzduchu v zimním období je 33°C. V místě nejvzdálenější výústky vyšla teplota o 0,2°C nižší, než teplota vzduchu, která vychází ze vzduchotechnické jednotky, při použití tepelné aplikace z minerální vlny o tloušťce 60mm. Tato izolace dále napomůže snížení akustického hluku při chodu systému vzduchotechniky. Tepelné ztráty v potrubí v zimním období jsou 302,9 W při maximálním průtoku vzduchu.

VZT jednotka 2.1.1 – letní období

Teplota přiváděného vzduchu v letním období je 16°C. V místě nejvzdálenější vyústky vyšla teplota o 0,31°C vyšší, než teplota vzduchu, která vychází ze vzduchotechnické jednotky, při použití tepelné aplikace z minerální vlny o tloušťce 60mm. Tepelné ztráty potrubí v letním období jsou 176,76 W při maximálním průtoku vzduchu.

léto											
	Popis	Teplota okolí	Relativní vlhkost okolí	Rozměr čtyřhranného potrubí	Průměr kruhového potrubí	Délka potrubí	Objemový průtok	Teplota v potrubí	Tloušťka izoalce	Výstupní teplota v potrubí	Tepelná ztráta
	[-]	[°C]	[%]	[mm]	[mm]	[m]	[m³/h]	[%]	[mm]	[°C]	[W]
1	sání exteriér	26,0	41,0	630x500	-	1,45	6180	29	80	29,00	5,38
VZT jednotka											
2	skladovací hala	26,0	41,0	-	630	1,80	6180	16	60,00	16,02	17,87
3	skladovací hala	26,0	41,0	-	500	4,40	3090	16,02	60,00	16,06	38,33
4	skladovací hala	26,0	41,0	-	500	3,20	2575	16,06	60,00	16,10	31,69
5	skladovací hala	26,0	41,0	-	450	3,20	2060	16,10	60,00	16,15	28,49
6	skladovací hala	26,0	41,0	-	400	3,50	1545	16,15	60,00	16,20	24,36
7	skladovací hala	26,0	41,0	-	355	2,89	1030	16,20	60,00	16,25	20,62
8	skladovací hala	26,0	41,0	-	355	1,45	515	16,25	60,00	16,31	10,02
Celkem: [W]											176,76

