Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra mechaniky a strojnictví

Diplomová práce

Klimatizace jednozónového prostoru s rekuperací tepla a tepelným čerpadlem

Vedoucí práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.
Autor práce: Bc. Viktor Kouřílek

© 2021 ČZU v Praze

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Viktor Kouřílek

Procesní inženýrství

Technologická zařízení staveb

Název práce

Klimatizace jednozónového prostoru s rekuperací tepla a tepelným čerpadlem.

Název anglicky

Air-conditioning of a single zone with heat recovery and heat pump.

Cíle práce

Cílem práce je výpočet celkové návrhové tepelné ztráty, celkového návrhového tepelného a chladicího výkonu, roční spotřeby tepla a energie pro vytápění a chlazení jednozónového prostoru (divadlo, kino, sportovní hala, průmyslová hala) v zimním a letním období. Dále pak návrh systému klimatizace prostoru využívající rekuperace tepla z větracího vzduchu a tepelného čerpadla s cílem krytí tepelných ztrát prostoru v zimním období a odvodu tepelné zátěže v letním období, včetně rozvodů vzduchu v klimatizovaném prostoru. Rovněž stanovení spotřeby tepla a energie navrženého systému klimatizace v letním a zimním období a ekonomickou efektivnost jeho realizace.

Metodika

1. Struktura práce by se co nejvíce měla přiblížit schématu:

A. Úvod; B. Materiál a metody; C. Výsledky; D. Diskuse; E. Závěr

V práci lze slučovat diskusi a závěr.

2. Součástí diplomové práce bude sestavení literární rešerše mapující řešení klimatizace pro vytápění a chlazení jednozónových prostor v ČR a zahraničí. Rovněž budou analyzovány metody hodnocení energetických úspor a ekonomických efektů těchto systémů. Diplomant vypočte tepelnou bilanci (celkovou návrhovou tepelnou ztrátu, celkový návrhový tepelný a chladicí výkon, roční spotřebu tepla a energie pro vytápění a chlazení) jednozónového prostoru (divadlo, kino, sportovní hala, průmyslová hala) v zimním a letním období. Navrhne systém klimatizace prostoru využívající rekuperace tepla z větracího vzduchu a tepelného čerpadla s cílem krytí tepelných ztrát prostoru v zimním období a odvodu tepelné zátěže v letním období. Navrhne rozvody vzduchu v klimatizovaném prostoru. Vypočte spotřebu energie navrženého systému klimatizace a ekonomickou efektivnost jeho realizace.

3. Práci je vhodné doplnit fotografiemi, schématy, grafy a tabulkami. Jednotlivé kapitoly a podkapitoly práce, rovnice, tabulky a obrázky je nutno číselně označovat a na toto značení se v textu odkazovat. Nedílnou součástí práce je i obsah, abstrakt, seznam použitých zkratek a symbolů, obrázků, tabulek a literatury. Práce může být doplněna přílohami.

4. Při vypracování diplomové práce je nutno dbát na respektování citačních pravidel dle ČSN ISO 690:2011.

5. Vedoucího práce je nutno čtvrtletně seznamovat s postupem zpracování zadaného tématu.

Doporučený rozsah práce

40-50 str.

Klíčová slova

vzduch; vytápění; větrání; chlazení; zpětné získávání tepla; výměník tepla

---

Doporučené zdroje informací

ČSN EN 12831-1 Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.

ČSN EN 15316-1 Energetická náročnost budov – Metoda výpočtu potřeb energie a účinností soustav – Část 1: Obecné požadavky a vyjádření energetické náročnosti, Modul M3-1, M3-4, M3-9, M8-1, M8-4. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.

ČSN EN 15316-2 Energetická náročnost budov – Metoda výpočtu potřeb energie a účinností soustav – Část 2 Části soustav pro sdílení (vytápění a chlazení), Modul M3-5, M4-5. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.

ČSN 12 7010 Vzduchotechnická zařízení – Navrhování větracích a klimatizačních zařízení – Obecná ustanovení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.

ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1986.

Firemní dokumentace a podklady – http://www.tzb-info.cz

Vytápění, větrání, instalace. Odborný recenzovaný časopis. Praha: Společnost pro techniku prostředí, ISSN 1210-1389.

www.atrea.cz

www.cic.cz

www.nilan.cz

Předběžný termín obhajoby

2020/2021 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2020

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 19. 2. 2020

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 07. 02. 2021

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci „Klimatizace jednozónového prostoru s rekuperací tepla a tepelným čerpadlem" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne _____

Poděkování

Zde bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu prof. Ing. Radomírovi Adamovskému. Za jeho vedení, cenné rady i pomoc s volbou vhodného tématu. Současně bych také rád poděkoval všem odborníkům v oboru, kteří mi ochotně věnovali svůj čas.

Klimatizace jednozónového prostoru s rekuperací tepla a tepelným čerpadlem

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem a dimenzováním zařízení pro klimatizaci jednozónového prostoru restaurace. Součástí diplomové práce je výpočet tepelného výkonu, roční spotřeby tepla a energie pro vytápění a chlazení v zimním a letním období. Dále je proveden návrh centrální vzduchotechnické jednotky v provedení do venkovního prostoru. Vytápění a větrání objektu je zajištěno tepelným čerpadlem a výměníkem pro zpětné získávání tepla z větracího vzduchu. V závěrečné části je pak uveden návrh koncových prvků, dimenzování vzduchovodů a specifikace navržené klimatizační jednotky.

Klíčová slova:

Tepelný výkon, tepelné zisky, vzduchotechnická jednotka, dimenzování potrubí, vlhký vzduch, klimatizační zařízení

Air conditioning of a single-zone space with heat recovery and a heat pump

Abstract

The diploma thesis deals with the design and dimensioning of air conditioning equipment of a single zone space of a restaurant. The diploma thesis includes the calculation of heat output, annual consumption of heat and energy for heating and cooling in winter and summer. Furthermore, it focuses on the design of an outdoor central air conditioning unit. Heating and ventilation of the space is provided by a heat pump and an exchanger for heat recovery from the ventilation air. The final part then presents the design of end elements, dimensioning of air ducts and specifications of the designed air conditioning unit.

Keywords:
Heat output, heat gains, air handling unit, pipe dimensioning, moist air, air-conditioning equipment

1 Úvod do historie vzduchotechniky 1

2 Cíl práce a metodika 2

2.1 Cíl práce 2

2.2 Metodika 2

3 Způsob vytápění a větrání jednozónových prostor 3

4 Výpočet tepelného výkonu 6

4.1 Popis stavby 6

4.2 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí 7

4.3 Výpočet součinitele prostupu tepla a hodnocení stavebních konstrukcí obálky budovy dle ČSN 73 0540-2 8

4.4 Výplně stavebních otvorů 27

4.5 Výpočet tepelného výkonu dle ČSN EN 12831-1 [4] 28

5 Tepelné zisky 29

5.1 Vstupní podklady 30

5.2 Výpočet celkové tepelné zátěže klimatizovaného prostoru restaurace 32

5.2.1 Produkce tepla lidí 32

5.2.2 Produkce tepla od svítidel 33

5.3 Tepelné zisky od technologie 33

5.3.1 Produkce tepla od jídel 34

5.3.2 Produkce tepla ventilátorů Q_v 34

5.3.3 Tepelné zisky ze sousedních místností 34

6 Tepelné zisky z vnějšího prostředí 35

6.1 Tepelná zátěž okny 35

6.1.1 Tepelné zisky konvekcí 35

6.1.2 Výpočet tepelných zisků radiací 36

6.1.2.1 Orientace na západ 36

6.1.2.2 Orientace na jih 41

6.1.2.3 Orientace na východ 41

6.2 Tepelné zisky venkovními stěnami 44

6.2.1 Výpočet pro západní fasádu 44

6.2.2 Výpočet pro jižní fasádu 46

6.2.3 Výpočet pro východní fasádu 46

6.2.3.1 Výpočet pro prostup tepla střechou……47
6.3 Tepelné zisky z vnějšího prostředí celkem 48
6.3.1 Tepelné zisky z vnějšího prostředí citelným teplem 48
6.3.2 Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem 48
6.3.3 Tepelná zátěž z přívodu větracího vzduchu do klimatizačního zařízení .. 48
6.3.4 Tepelná zátěž klimatizačního zařízení citelným teplem 49

7 Vodní zisky 49
7.1 Tepelné zisky odpařováním z jídel 49
7.2 Tepelné zisky odpařováním vodní páry člověkem 49
7.3 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem 49

8 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru 49

9 Návrh řešení 51
9.1 Vytápění restaurace 51
9.2 Návrh rozvodů pro vzduchotechniku 54
9.2.1 Ideové řešení 54
9.2.2 Stanovení koncových prvků vzduchotechnického potrubí - přívod 54
9.2.3 Stanovení koncových prvků vzduchotechnického potrubí - odtah 57
9.3 Návrh vzduchotechnické sítě 58

10 Návrh centrální vzduchotechnické jednotky Atrea 64
10.1 Umístění nástřešní jednotky 64
10.2 Návrh jednotky – letní provoz 67
10.2.1 Zjištění faktoru citelného tepla v klimatizovaném prostoru 67
10.2.2 Volba obtokového součinitele 67
10.2.3 Určení efektivního faktoru citelného tepla ϑ_{ef} 68
10.2.4 Určení rosného bodu chladiče 69
10.2.5 Určení stavu vzduchu za chladičem 69
10.2.6 Určení stavu přívodního vzduchu *P* 70
10.2.7 Určení stavu přívodního vzduchu *P* 70
10.2.8 Pracovní rozdíl teplot 71
10.2.9 Výpočet chladícího výkonu 71
10.2.10 Schéma klimatizační jednotky – letní provoz 71
10.2.11 Popis funkce jednotky 72

10.3 Návrh jednotky - zimní provoz 74
10.3.1 Určení faktoru citelného tepla ϑ_i 75
10.3.2 Parametry vzduchu na výstupu z ohřívače klimatizační jednotky 1 75
10.3.3 Návrh rekuperačního výměníku 75
10.3.4 Návrh vodního ohřívače vzduchu 76
10.3.5 Parametry odváděného vzduchu bod 2 77
10.3.6 Výkon teplovodního ohřívače 78
10.3.7 Schéma klimatizační jednotky – zimní provoz 79

11 Návrh zdroje tepla pro vytápění a vzduchotechnicku 81

12 Roční spotřeba energie 88
12.1 Potřeba tepla pro vytápění restaurace 88
12.2 Potřeba tepla pro provoz vzduchotechniky 90
12.2.1 Potřeba tepla pro vzduchotechniku bez rekuperace 90
12.2.2 Potřeba tepla pro vzduchotechniku s rekuperací 91

13 Specifikace navržené vzduchotechnické jednotky 92

14 Ekonomické zhodnocení 97
14.1 Ekonomické zhodnecení - varianta 1 97
14.2 Ekonomická zhodnecení - varianta 2 98
14.3 Ekonomické zhodnocení - varianta 3 99

15 Závěr 101

16 Požité zdroje: 103

17 Ostatní 106
17.1 Použité symboly 106
17.2 Seznam obrázků 108
17.3 Seznam tabulek 109

Příloha 1: Návrh podlahového vytápění, půdorys restaurace

Příloha 2: Půdorys prostoru restaurace s návrhem vzduchotechnických rozvodů

Příloha 3: Umístění vzduchotechnické jednotky na ploché střeše

1 Úvod do historie vzduchotechniky

Úkolem nuceného větrání je zajištění tepelné pohody a čistého ovzduší ve větraném prostoru. První funkční systémy vznikaly již ve středověku. Například Carrier uvádí, že „*v některých oblastech Indie, za horkého období, bylo využito intenzivního stabilního proudění větru k úpravě teploty a vlhkosti v palácových stavbách. Přes otvory na návětrné straně budov byly zavěšovány vlhčené rohože z trávy k adiabatickému chlazení (vypařováním) přiváděného vzduchu.“* [1]

Rozvoj lékařské vědy vedl postupně k tomu, že byly definovány požadavky na kvalitu vnitřního mikroklimatu z hlediska tepelné pohody, vlhkosti a čistoty ovzduší. Tyto požadavky byly využity v problematice zabývající se větráním, zejména pro systémy s nucenou výměnou vzduchu. Nucené větrání se uplatnilo nejprve v dolech, později byly nuceně větrány budovy nemocnic, divadel i průmyslových dílen. V roce 1859 byl vydán v Rakousko-Uhersku živnostenský zákon, který kromě jiného kladl majitelům živností povinnost zajistit větrání a čistotu pracoven. Dávka venkovního vzduchu v místnostech, kde pobývají lidé, byla stanovena Maxem von Pettenkoferem v roce 1877 [11] z podmínky, aby koncentrace oxidu uhličitého ve vnitřním vzduchu nepřekročila 0,1 obj. % (Pettenkoferovo číslo); odpovídající dávka vzduchu pro běžnou činnost tak činila přibližně 25 m^3/h osobu. [12]

Obecně lze říci, že požadavky na stav vzduchu v místnostech vychází z požadovaných parametrů pro pobyt osob, nebo jsou to požadavky technologické. Z hlediska pobytu osob může být upravován pouze jeden parametr (teplota), nebo parametrů bude více: např. vlhkost vzduchu, rychlost proudění vzduchu a filtrace vzduchu. Jak definovat klimatizaci? Např. prof. Jaroslav Chyský v publikaci Technika prostředí [19] uvádí "*Klimatizace je strojní úprava vzduchu zajišťující požadované parametry prostředí (teplotu, vlhkost, proudění, čistotu vzduchu)“*. Některá klimatizační zařízení nejsou komplexní, a zajišťují jen chlazení případně ohřev vzduchu. Jsou to například splitové chladící jednotky. S klimatizací je spojeno větrání. Jako nedílnou součást klimatizace uvádějí větrání i další autoři. [12] [20]

Na tepelnou pohodu člověka ve vytápěné místnosti působí vedle teploty vzduchu také teploty jednotlivých stěn. Pro zajištění tepelné pohody je možné zajistit krytí tepelných ztrát v zimním období topným systémem, například nízkoteplotním podlahovým vytápěním

s ekvitermním řízením topného výkonu. Výhodou tohoto systému je, že otopnou plochu tvoří podlahová plocha, která zajistí rovnoměrné rozložení teploty ve vytápěném prostoru a nijak nezasahuje do interiéru prostoru. Výhodou je možnost využití nízkoteplotního zdroje tepla využívajícího teplo z obnovitelných zdrojů, například tepelné čerpadlo země/voda ev. vzduch/voda. Určitou nevýhodou je tepelná setrvačnosti podlahového vytápění.

2 Cíl práce a metodika

2.1 Cíl práce

Cílem diplomové práce je výpočet celkové návrhové teplené ztráty, celkového návrhového tepelného a chladícího výkonu, roční spotřeby tepla a energie pro vytápění a chlazení jednozónového prostoru v zimní a letním období. Dále pak návrh systému klimatizace prostoru využívající rekuperaci tepla z větracího vzduchu a tepelného čerpadla s cílem krytí tepelných ztrát prostoru v zimním období a odvodu tepelné zátěže v letním období, včetně rozvodů vzduchu v klimatizovaném prostoru. Rovněž stanovení spotřeby tepla a energie navrženého systému klimatizace v letním období a ekonomickou efektivnost jeho realizace.

2.2 Metodika

Diplomová práce v úvodu mapuje v minulosti navrhovaná řešení systémů klimatizace pro vytápění a chlazení jednozóných prostor v České republice a v zahraničí. Specifikuje jednozónový prostor jako ucelenou část budovy se stejnými požadavky na vnitřní teplotu a kvalitu vzduchu. Jako jednozónový prostor je uvažován prostor restaurace. Úkolem je vypočíst tepelnou bilanci, tj. celkovou tepelnou ztrátu, celkový tepelný výkon [4], chladící výkon [5], a následně roční spotřebu tepla a energie pro vytápění a chlazení. Na základě návrhového tepelného a chladícího výkonu je navržen systém klimatizace prostoru (restaurace) s využitím zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu. Součástí návrhu klimatizační jednotky je i návrh rozvodů vzduchu v klimatizovaném prostoru. V závěru práce bude posouzena realizace zdroje tepla využívajícího obnovitelnou energii z okolního vzduchu a stanovení roční spotřeby energie a ekonomickou efektivnost realizace celého systému vytápění a chlazení restaurace.

Práce je doplněna fotografiemi, schématy, grafy a tabulkami. Výpočet tepelného výkonu zpracovaný na odborném software je doložen výstupem programu včetně posouzení vlhkosti ve stavebních konstrukcích.

3 Způsob vytápění a větrání jednozónových prostor

Za jednozónové prostory lze uvažovat výrobní, skladové nebo sportovní haly, případně restaurační provozy a divadelní a kulturní sály. V ČR byly před rokem 1989 běžně restaurační provozy vybaveny pouze odtahovými ventilátory. Větší sály byly vybaveny vzduchotechnickými jednotkami bez rekuperace tepla z odpadního vzduchu. Do vzduchotechnického potrubí byly instalovány směšovací klapky [21], kdy v zimním období byl přimícháván vnitřní vzduch, aby se snížila energetická náročnost zařízení. Významnější stavby, jako například „Palác kultury“ [22], byly vybaveny vzduchotechnickým systémem, který zajišťoval mimo požadované výměny vzduchu i úpravu větracího vzduchu včetně zvlhčování a kompresorového chlazení. U těchto zařízení byly ve větší míře používány komponenty ze zahraničí. Významným tuzemským výrobcem byla v té době JANKA Radotín. V osmdesátých letech minulého století se profese vzduchotechnika začala rozvíjet jednak díky novým výrobkům a rozvojem regulační techniky a jednak hygienickým požadavkům na kvalitu vnitřního prostředí. V té době probíhaly projekční práce na výstavbu institutu IKEM v Praze, kde bylo řešeno např. větrání operačních sálů [23]. Problém byl v materiálové základně, kdy například nebyly k dispozici v potřebném sortimentu regulační ventily. V systémech vytápění byly k dispozici provizorně odměřené hodnoty nastavení regulace za pomocí peetových šoupátek, které byly navrženy jako uzavírací armatury. Systémy s rozvodem topné vody pro vzduchotechnické jednotky byly navrhované jako souproudé tzv. Tiechelmanovy [21] a doregulovány pomocí šoupátek. Po roce 1989 nastal rychlý rozvoj profese vzduchotechnika. S otevřením hranic se začaly používat například zařízení dodávaná výrobcem Carrier. Tato zařízení byla instalována v obchodních centrech a významnějších obchodech v centru Prahy. Například v obchodním prostoru v objektu U Prašné brány byla instalována strojovna vzduchotechniky napojená na novou plynovou kotelnu a vybavená chlazením právě od firmy Carrier se suchým chladičem umístěným na terase v 3.NP. Toto zařízení v té době nebylo ještě vybaveno zpětným získáváním tepla.

Běžné výrobní haly byly v minulém století v ČR většinou vybaveny odtahovými nebo přívodními ventilátory, které zajišťovaly požadovanou výměnu vzduchu. Jako systém teplovzdušného vytápění byly většinou použity větrací jednotky na cirkulaci vnitřního vzduchu nazývané SAHARA [21]. Tyto jednotky byly dodávány v provedení na topnou vodu nebo jako parní jednotky. V některých případech byly využity žebrové registry s teplonosným médiem voda nebo pára. U skladových hal je rozhodující uskladněný materiál a z toho vyplývající požadavky na výměnu vzduchu., jinak bylo toto řešení zpravidla stejné. Opět u významnějších staveb, jako například sportovní haly bylo řešeno strojní kompresorové chlazení.

Po roce 1989 došlo k rozmachu i v tomto segmentu průmyslového vytápění. Pro velké haly jsou k dispozici vzduchotechnické jednotky větších výkonů, které jsou zpravidla umístěny po obvodě vytápěného prostoru. Protože teplo stoupá po určité vzdálenosti a rychlosti proudu vzduchu ke stropu, tak jsou pod strop haly navrhovány stropní ventilátory tzv. destratifikátory, jejichž účelem je provětrání vysokých hal s velkou teplotní diferencí mezi podlahou a stropem a dosáhnout vyrovnání teploty. Výsledkem je zlepšení vnitřní pohody a snížení provozních nákladů. Použití teplovzdušného vytápění je výhodné s ohledem na rychlost náběhu na požadovanou teplotu ve vytápěném prostoru. Jsou výhodné ve provozu na směny s přerušovaným vytápěním.

Dalším ze způsobů, jak vytápět velkoprostorové haly jsou tmavé nebo světlé zářiče, které jsou umístěny pod stropem nad pracovními zónami, aby vytápěly pouze tato určená místa. Jedná se o sálavé vytápění, kde při návrhu záleží na výšce zářiče nad podlahou a teplotě zářiče. [24]

V současné době jsou používány i plynové teplovzdušné jednotky pro ohřev vnitřního vzduchu. Jedná se o plynové spotřebiče typu „C“, tj. spotřebiče, které nasávají spalovací vzduch nezávisle na vzduchu v hale samostatným potrubím a odvádějí spaliny samostatně do venkovního prostředí. [25] Tyto jednotky jsou umístěny na stěně pod stropem haly a odvod spalin může být do stěny nebo do střechy haly. Možnost odvést spaliny stěnou do venkovního prostředí je dána max. jmenovitým výkonem jednotky 100 kW dle ČSN 73 4201 [13]. Pro využití těchto jednotek mluví i pořizovací náklady, neboť po hale je vedeno pouze potrubí plynovodu, namísto vedení teplovodního potrubí a odpadají náklady na pořízení centrálního zdroje tepla. Takovými jednotkami jsou například jednotky Winterwarm [14], které jsou

dodávány i v provedení pro připojení do větracího systému s přívodem venkovního vzduchu. Tento systém je opět možno vybavit destratifikačním ventilátorem.

Posledním řešením je návrh vzduchotechniky s úpravou větracího vzduchu na parametry dle požadavků provozu, technologie nebo skladovaného materiálu. V případě, že je potřeba nasměrovat přívod větracího vzduchu přímo do míst, kde probíhá výroba je vhodnější instalovat centrální klimatizační jednotku a řešit rozvodná potrubí po hale. Tato potrubí mohou být z různých materiálů Jednou z možností je provedení vzduchovodu „rukávu“ například z textílie nebo plastové folie opatřené výstupními dle požadavku projektanta.

Ve speciálních případech může být požadováno v klimatizovaném prostoru udržení vnitřní teploty v rozsahu +/- 1 °C. Tehdy musí být instalováno klimatizační zařízení s rozvodným potrubím. Důležitou roli zde hraje profese měření a regulace.

U systémů s klimatizační jednotkou a rozvody je vhodné instalovat zařízení pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu tzv. rekuperaci. Jak bude dále vidět v řešeném konkrétním případu, může vhodně navržený rekuperační výměník (nejlépe protiproudý) ušetřit až 90 % energie. Výměník uspoří energii v oblasti chladícího výkonu, kdy předá teplo z přívodního vzduchu 32 °C do odpadního vzduchu o teplotě 26 °C. Při dosažené účinnosti rekuperačního výměníku lze snížit požadovaný chladící výkon až o 1/3.

V současné době se využívají systémy BKT, tj. vytápění a chlazení v betonu. Jako v předchozím odstavci má tento systém výhodu v rovnoměrném rozložení tepla ve vytápěném nebo chlazeném prostoru. Tyto systémy vychází z konstrukčního systému nových budov, kdy lze využívat vodorovné dělící konstrukce pro potřeby plošného ať už nízkoteplotního vytápění nebo vysokoteplotního chlazení. Znamená to, že dělící konstrukce ze železobetonu v tloušťkách cca 250 mm se vybaví potrubím PE-XA umístěném zhruba na středu desky. Topná nebo chladící plocha se dá instalovat pod stropní desku ev. na svislé plochy. Při letním provozu při teplotě v prostoru 26 °C, přívodní teplotě chladící vody 16 °C a teplotním spádu 3 K je výkon směrem dolů 37,0 W/m^2. Tento výkon představuje při ploše stropu restaurace 145 m^2 v našem konkrétním zadání hodnotu 5 365 W, což je cca ¼ chladícího výkonu potřebného pro eliminaci tepelných zisků v restauraci. Pokud by se jednalo o například kancelářský provoz, potom lze s výhodou použít systém BKT. [18]

Na základě předchozího odstavce je patrné, že systém BKT zajistí požadavky na vytápění, ale není schopen vychladit prostor na požadovanou teplotu 26 °C. Hlavním požadavkem je výměna větracího vzduchu s ohledem na hygienické požadavky dle účelu využití prostoru.

4 Výpočet tepelného výkonu

Výpočet tepelného výkonu (tepelných ztrát) se provádí dle ČSN EN 12831 pro danou oblast s venkovní výpočtovou teplotou. Předmětná stavba je umístěna v Praze v nadmořské výšce 325 m.

4.1 Popis stavby

Jako řešený jednozónový prostor je uvažován prostor restaurace ve sportovním centru. Jedná se o dvoupodlažní nepodsklepený objekt s plochou střechou, který severní fasádou navazuje na stávající objekt šaten a klubovny. V objektu je v 1.NP umístěno Fitness centrum se sociálním zázemím a ve 2.NP je umístěna restaurace s kuchyní a venkovní terasou. Obvodový plášť novostavby je navržen v systému ztraceného bednění VELOX. Systém vzniknul před cca 60 lety v Rakousku. Před 40 lety byl využíván i v ČSSR např. na Moravě pro výstavbu občanské vybavenosti (prodejny, mateřské školy atd.). V té době však byly zásadně jiné požadavky na tepelně technické vlastnosti obvodových konstrukcí.

Skladba obvodové konstrukce a její tepelně technické vlastnosti byly převzaty z webových stránek společnosti Hoffmann [10]. Výhodou zvoleného systému je technologie monolitických staveb s nosným betonovým jádrem obvodových a vnitřních stěn, kdy tento systém umožní ideální propojení s monolitickým trámovým stropem. Bednění tvoří štěpkocementové stropní a stěnové desky v základní tloušťce 35 mm. Ztracené bednění umožňuje instalaci tepelné izolace pěnovým polystyrenem s grafitem. Desky jsou spojovány speciálními spojovacími sponami pro výstavbu bednění. Tato skladba konstrukce umožňuje vysokou životnost danou betonovou nosnou konstrukcí, která zaručuje i dobrou akumulační schopnost konstrukce. Tepelná izolace na bázi pěnového polystyrenu s grafitem uložená uvnitř konstrukce svými velmi dobrými tepelně technickými vlastnostmi zajišťuje hodnoty součinitele prostupu tepla na úrovni

doporučených hodnot dle ČSN 730540. V neposlední řadě svou plošnou hmotností tyto konstrukce vykazují i velmi dobré akustické vlastnosti. [10]

4.2 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí

V případě konkrétního řešeného objektu je obvodový plášť navržen dle podkladů VELOX typ 420 s tloušťkou stěny 420 mm se součinitelem prostupu tepla udávaným výrobcem $U = 0{,}14\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$. Tato skladba konstrukce je navržena pro všechny obvodové stěny s výjimkou konstrukce mezi novou a stávající budovou. Zde je navržena vnitřní nosná stěna VELOX tl. 220 mm, tj. bednění ze štěpkocementových desek a železobetonová nosná konstrukce tl. 150 mm. Tato stěna bude přilehlá k původní odvodové stěně stávajícího objektu z cihel klasického formátu se zateplením EPS v tloušťce 140 mm. Fasáda stěny VELOX bude opatřena vápenocementovou strukturovanou omítkou. Stropní konstrukce mezi 1. a 2.NP je v prostoru kuchyně navržena stropním systémem Velox tl. 220 mm, kde je použit prvek VELOX tl. 170 mm + 50 mm betonu. Nad restaurací je s ohledem na rozpětí budovy navržen monolitický armovaný strop tloušťky 220 mm. Stejně tak je navržena i nosná konstrukce ploché střechy. Tepelné vlastnosti stavebních konstrukcí a jejich skladby jsou posouzeny dle ČSN 730540. [26]

4.3 Výpočet součinitele prostupu tepla a hodnocení stavebních konstrukcí obálky budovy dle ČSN 73 0540-2

Předmět normy

ČSN 730540-2 stanovuje tepelně technické vlastnosti požadavky pro navrhování budov s požadovaným stavem vnitřního prostředí při jejich užívání, které zajišťují plnění základních požadavků na stavby, zejména hospodárné splnění základního požadavku na úsporu energie a tepelnou ochranu budov podle zvláštního předpisu a zajištění ochrany zdraví, zdravých životních podmínek a životního prostředí. [26]

Navržené stavební konstrukce jsou posouzeny dle ČSN 730540 prostřednictvím software **Teplo 2017, (c) 2016 Svoboda Software.** [15]

Výpočet tepelných vlastností řešených stavebních konstrukcí využívá výpočtových vztahů uvedených ČSN 730540, a českou verzi evropských norem ČSN EN ISO 6946, ČSN EN ISO 13788.

Tab. 1 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí na hranici řešeného prostoru

Označení konstrukce		**Typ**	***R*** **[m²·K/W]**	***U*** **[W/m²·K]**	$M_{a,max}$ **[kg/m²]**	**Odpar**
SO	obvodový plášť	stěna	7,208	0,136	0,0015	ano
STR	střecha plochá	střecha	12,100	0,082	0,0008	ano
PDL	podlaha nad 1.NP	podlaha	1,0210	0,735	0,0022	ano

Kde:

R tepelný odpor konstrukce (m^2·K/W)

U součinitel prostupu tepla konstrukce (W/m^2·K)

$M_{a,max}$ maximální množství zkondenzované vodní páry v konstrukci za rok (kg/m^2)

KOMPLEXNÍ POSOUZENÍ SKLADBY STAVEBNÍ KONSTRUKCE Z HLEDISKA ŠÍŘENÍ TEPLA A VODNÍ PÁRY

podle EN ISO 13788, EN ISO 6946, ČSN 730540 a STN 730540

Název konstrukce: **SO obvodový plášť**

Zpracovatel: Viktor Kouřílek

Zakázka: Diplomová práce

Datum: 17.01.2021

VSTUPNÍ DATA A NÁVRH SKLADBY KONSTRUKCE VČETNĚ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK VÝPOČTU

Typ hodnocené konstrukce: Stěna vnější jednoplášťová

Korekce součinitele prostupu ΔU: 0.002 W/m^2·K

Tab. 2 Skladba konstrukce SO

Číslo	Název	D [m]	λ [W/m·K]	c [J/kg·K]	R_O [kg/m^3]	M_i [-]	M_a [kg/m^2]
1	Omítka vápenocem.	0,010	0,990	790	2000	19,0	0
2	Deska dřevoštěpková	0,035	0,075	1630	200	12,5	0
3	Železobeton	0,150	1,430	1020	2300	23,0	0
4	Isover EPS GreyWall	0,200	0,032	1270	16	30,0	0
5	Deska dřevoštěpková	0,035	0,075	1630	200	12,5	0
6	Omítka vápenocem.	0,020	0,990	790	2000	19,0	0

Poznámka: Řazeno směrem od interiéru.

Kde:

D	tloušťka vrstvy (m)
λ	návrhová hodnota tepelné vodivosti vrstvy (W/m·K)
c	měrná tepelná kapacita vrstvy (J/kg·K)
R_o	objemová hmotnost vrstvy (kg/m^3)
M_i	faktor difúzního odporu vrstvy (-)
M_a	počáteční vlhkost obsažená ve vrstvě (kg/m^2)

Okrajové podmínky výpočtu

Tepelný odpor při přestupu tepla v interiéru R_{si}: 0,13 m^2·K/W

Tepelný odpor při přestupu tepla v exteriéru R_{se}: 0,04 m^2·K/W

Výpočtová venkovní teplota T_e: -13,0 °C

Výpočtová teplota vnitřního vzduchu T_i: 20,6 °C

Výpočtová relativní vlhkost venkovního vzduchu RH_e: 84,0 %

Výpočtová relativní vlhkost vnitřního vzduchu RH_i: 55,0 %

Tab. 3 Vstupní hodnoty prostředí, konstrukce SO

Čas			T_i	RH_i	p_i	T_e	RH_e	p_e
Měsíce	**Dny**	**Hodiny**	**[°C]**	**[%]**	**[Pa]**	**[°C]**	**[Pa]**	**[Pa]**
1	31	744	20,6	66,3	1607,9	-2,4	81,2	406,1
2	28	672	20,6	68,4	1658,8	-0,9	80,8	457,9
3	31	744	20,6	68,3	1656,4	3,0	79,5	602,1
4	30	720	20,6	67,5	2637,0	7,7	77,5	814,1
5	31	744	20,6	69,0	1673,4	12,7	74,5	1093,5
6	30	720	20,6	71,0	1721,9	15,9	72,0	1300,1
7	31	744	20,6	72,2	1751,0	17,5	70,4	1407,2
8	31	744	20,6	71,8	1741,3	17,0	70,9	1373,1
9	30	720	20,6	69,3	1680,6	13,3	74,1	1131,2
10	31	744	20,6	67,6	1639,4	8,3	77,1	843,7
11	30	720	20,6	68,3	1656,4	2,9	79,5	597,9
12	31	744	20,6	68,9	1670,9	-0,6	80,7	468,9

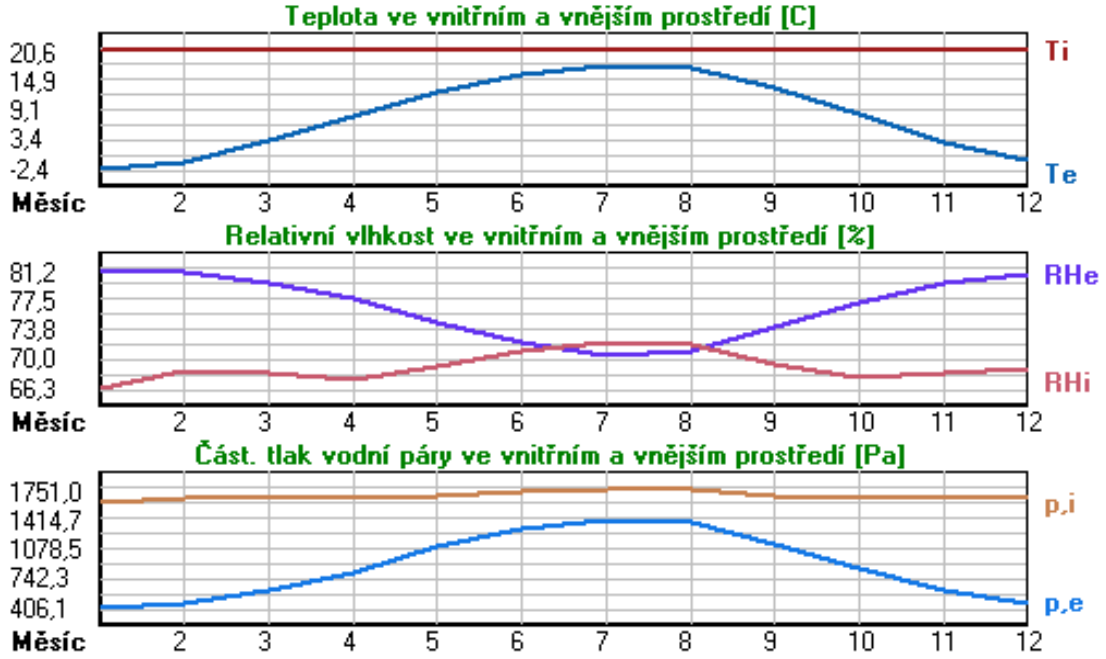
Kde:

T_i, RH_i, p_i jsou průměrné měsíční parametry vnitřního vzduchu (teplota, relativní vlhkost a částečný tlak vodní páry)

T_e, RH_e *a* p_e jsou průměrné měsíční parametry v prostředí na vnější straně konstrukce (teplota, relativní vlhkost a částečný tlak vodní páry).

Grafické znázornění vlastností prostředí jako výstup ze software „*Teplo 2017“* je uveden na obr.1.

Obr. 1 Grafické znázornění vlastností prostředí z tab. 3, SO



Pro vnitřní prostředí byla k vnitřní relativní vlhkosti přisazena přirážka 5,0 %.

Výchozí měsíc výpočtu bilance se stanovuje výpočtem podle EN ISO 13788.

Časové období je jeden kalendářní rok.

VÝSLEDKY VÝPOČTU HODNOCENÉ KONSTRUKCE

Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla podle EN ISO 6946

Tepelný odpor konstrukce *R*:	7,208 m^2·K/W
Součinitel prostupu tepla konstrukce *U*:	0,136 W/m^2·K
Součinitel prostupu zabudované konstrukce U_{kc}:	0,16/0,19/0,24/0,34 W/m^2·K

Uvedené orientační hodnoty platí pro různou kvalitu řešení tep. mostů vyjádřenou přibližnou přirážkou podle poznámek k čl. B.9.2 v ČSN 730540-4.

Difúzní odpor a tepelně akumulační vlastnosti

Difuzní odpor konstrukce *ZpT*:	5.81·0^{10} m/s
Teplotní útlum konstrukce *Ny** dle EN ISO 13786:	984,3
Fázový posun teplotního kmitu *Psi** dle EN ISO 13786:	10,9 h

Teplota vnitřního povrchu a teplotní faktor podle ČSN 730540 a EN ISO 13788

Vnitřní povrchová teplota v návrhových podmínkách $T_{si,p}$: 19,48 °C

Teplotní faktor v návrhových podmínkách $f_{,Rsi,p}$: 0,967

Obě hodnoty platí pro odpor při přestupu tepla na vnitřní straně R_{si} = 0,25 m^2·K/W.

Tab. 4 Minimální požadované hodnoty při max. rel. vlhkosti na vnitřním povrchu, SO

Měsíc	Relativní vlhkost 80 %		Relativní vlhkost 100 %		Vypočtené hodnoty		
	$T_{si,m}$ [°C]	$f_{Rsi,m}$ [-]	$T_{si,m}$ [°C]	$f_{Rsi,m}$ [-]	T_{si} [°C]	f_{Rsi} [-]	RH_{si} [%]
1	17,6	0,869	14,1	0,717	19,8	0,967	69,5
2	18,1	0,883	14,6	0,720	19,9	0,967	71,5
3	18,1	0,856	14,6	0,657	20,0	0,967	70,8
4	17,9	0,788	14,4	0,517	20,2	0,967	69,3
5	18,2	0,699	14,7	0,255	20,3	0,967	70,1
6	18,7	0,591	15,2	---	20,4	0,967	71,7
7	18,9	0,466	15,4	---	20,5	0,967	72,7
8	18,9	0,516	15,3	---	20,5	0,967	72,3
9	18,3	0,684	14,8	0,203	20,4	0,967	70,3
10	17,9	0,780	14,4	0,496	20,2	0,967	69,3
11	18,1	0,856	14,6	0,659	20,0	0,967	70,8
12	18,2	0,887	14,7	0,721	19,9	0,967	72,0

Kde:

T_{si} vnitřní povrchová teplota (°C)

f_{Rsi} teplotní faktor (-)

RH_{si} relativní vlhkost vnitřního povrchu (%)

Difúze vodní páry v návrh. podmínkách a bilance vodní páry podle ČSN 730540

(bez vlivu vnitřní vlhkosti a sluneční radiace)

Tab. 5 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových podmínkách, SO

rozhraní		I	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	e
Θ	[°C]	20,0	20,0	17,9	17,4	-10,6	-12,7	-12,8
p	[Pa]	1334	1313	1267	897	254	207	166
p_{sat}	[Pa]	2339	2333	2047	1987	245	203	201

Kde:

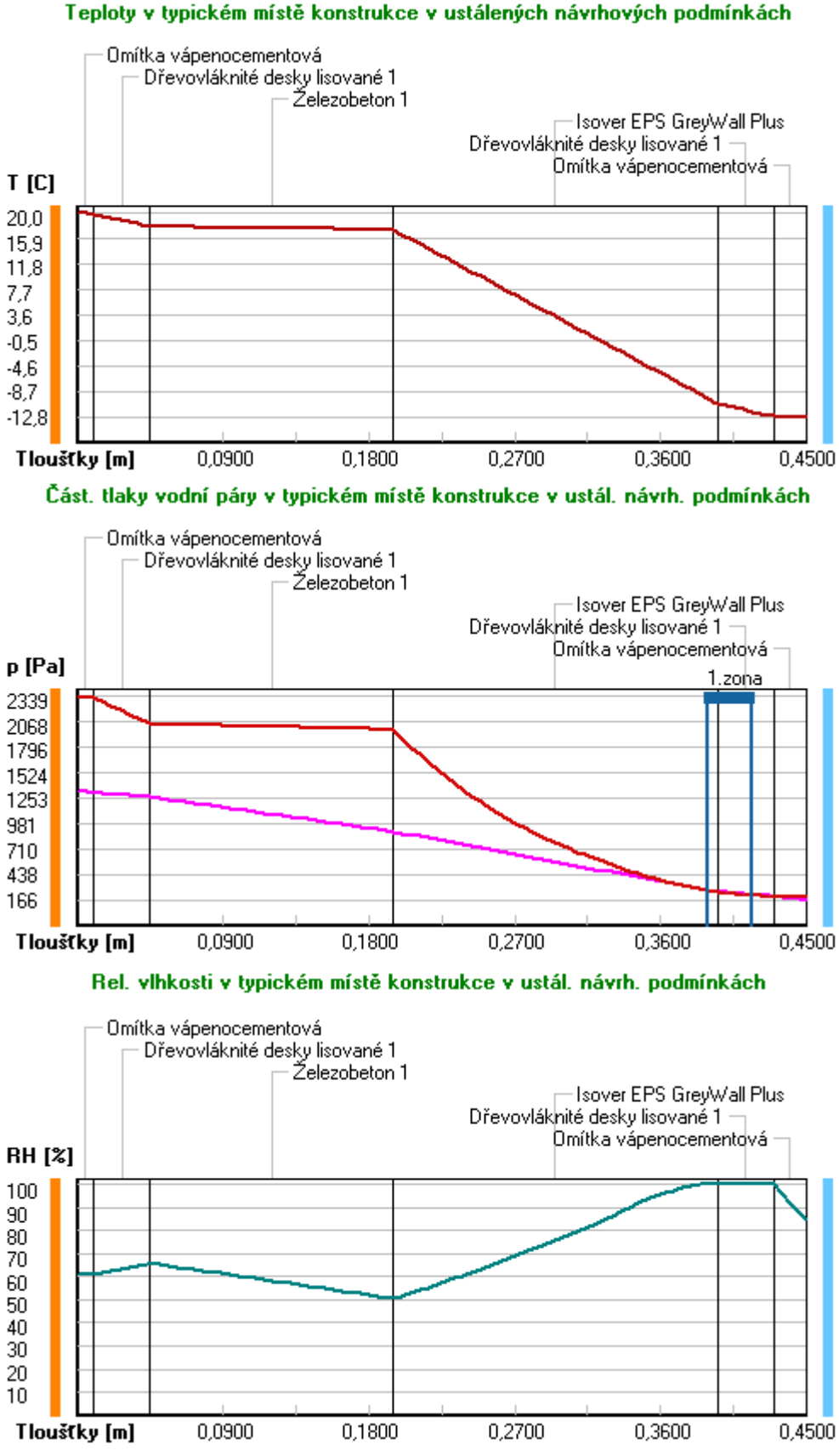
Θ teplota na rozhraní vrstev (°C)

p předpokládaný částečný tlak vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)

p_{sat} částečný tlak nasycené vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)

Grafické znázornění vlastností vrstev konstrukce jako výstup ze software „*Teplo 2017“* je uveden na obr. 2.

Obr. 2 Grafické znázornění vlastností, SO



Při venkovní návrhové teplotě dochází v konstrukci ke kondenzaci vodní páry.

Hranice kondenzační zóny levá [m]	pravá	Množství kondenzující vodní páry [kg/m²·s]
0.3894	0.4166	$2.663 \cdot 10^{-9}$

Roční bilance zkondenzované a vypařené vodní páry

Množství zkondenzované vodní páry za rok M_{ca}: **0,0015 kg/m²·rok**

Množství vypařitelné vodní páry za rok M_{eva}: **2,7592 kg/m²·rok**

Ke kondenzaci dochází při venkovní teplotě nižší než -10,0 °C.

Bilance zkondenzované a vypařené vodní páry podle EN ISO 13788, roční cyklus.

V konstrukci nedochází během modelového roku ke kondenzaci vodní páry.

Poznámka:

Hodnocení difúze vodní páry bylo provedeno pro předpoklad 1D šíření vodní páry převažující skladbou konstrukce. Pro konstrukce s výraznými systematickými tepelnými mosty je výsledek výpočtu jen orientační. Přesnější výsledky lze získat s pomocí 2D analýzy.

Tab. 6 Rozmezí relativních vlhkostí v jednotlivých materiálech, SO

Číslo	Název	Trvání příslušné relativní vlhkosti v materiálu ve dnech za rok pod 60 %	60-70 %	70-80 %	80-90 %	nad 90 %
1	Omítka vápenocem.	---	242	123	---	---
2	Deska dřevoštěpková	---	61	304	---	---
3	Železobeton	---	61	304	---	---
4	Isover EPS Gre	---	---	214	151	---
5	Deska dřevoštěpková	---	---	214	151	---
6	Omítka vápenocem.	---	---	214	151	---

Poznámka:

S pomocí tab. 6 lze zjednodušeně odhadnout, jaké je riziko dosažení nepřípustné hmotnostní vlhkosti materiálu či riziko jeho koroze. Konkrétně pro dřevo předepisuje ČSN 730540-2/Z1 maximální přípustnou hmotnostní vlhkost 18 %. Ze sorpční křivky pro daný typ dřeva lze odvodit, při jaké relativní vlhkosti vzduchu dosahuje dřevo této kritické hmotnostní vlhkosti. Obvykle jde o cca 80 %.

Název konstrukce: **STR střecha plochá**

ZADANÁ SKLADBA A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Typ hodnocené konstrukce: Střecha jednoplášťová

Korekce součinitele prostupu dU: 0.000 W/m^2·K

Tab. 7 Skladba konstrukce STR

Číslo	Název	D [m]	λ [W/m·K]	c [J/kg·K]	R_O [kg/m^3]	M_i [-]	M_a [kg/m^2]
1	Omítka vápenocem.	0,015	0,990	790	2000	19,0	0
2	Deska dřevoštěpková	0,035	0,075	1630	200	12,5	0
3	Železobeton	0,190	1,430	1020	1300	23	0
4	Bitagit AL+V60	0,004	0,210	1470	1200	420000	0
5	Isover EPS 150	0,100	0,035	1270	25	50	0
6	Isover EPS 150	0,300	0,035	1270	25	50	0
7	Elastodek 40 M	0,004	0,210	1470	1200	30000	0
8	Elastodek 40 M	0,004	0,210	1470	1200	50000	0

Poznámka: Řazeno směrem od interiéru.

Kde:

D	tloušťka vrstvy (m)
λ	návrhová hodnota tepelné vodivosti vrstvy (W/m·K)
c	měrná tepelná kapacita vrstvy (J/kg·K)
R_o	objemová hmotnost vrstvy (kg/m^3)
M_i	faktor difúzního odporu vrstvy (-)
M_a	počáteční zabudovaná vlhkost ve vrstvě. (kg/m^2)

Okrajové podmínky výpočtu

Tepelný odpor při přestupu tepla v interiéru R_{si}: 0,10 m^2·K/W

Tepelný odpor při přestupu tepla v exteriéru R_{se}: 0,04 m^2·K/W

Výpočtová venkovní teplota T_e: -13,0 °C

Výpočtová teplota vnitřního vzduchu T_i: 20,6 °C

Výpočtová relativní vlhkost venkovního vzduchu RH_e: 84,0 %

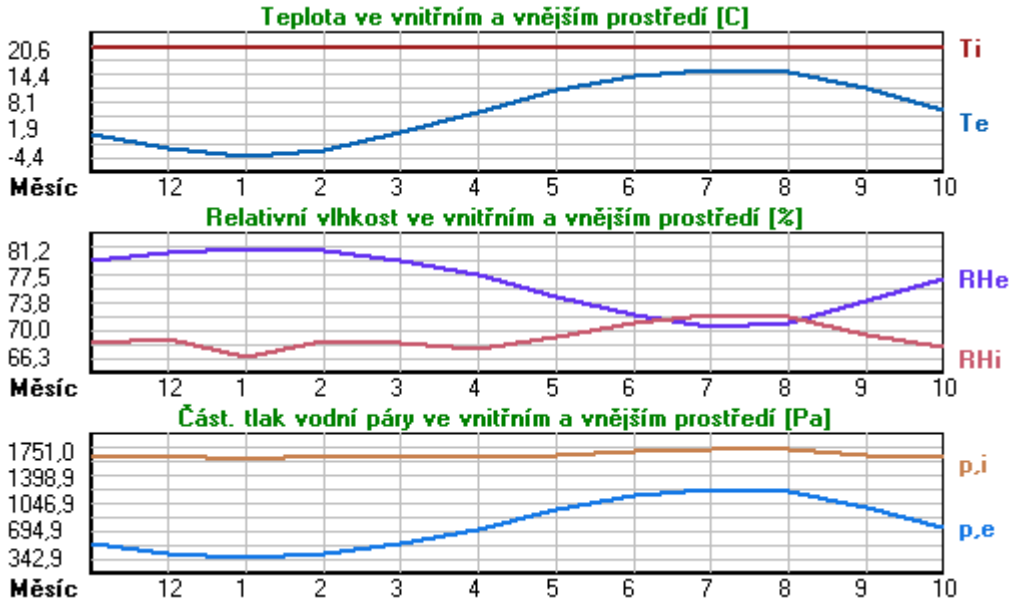
Výpočtová relativní vlhkost vnitřního vzduchu RH_i: 55,0 %

Tab. 8 Vstupní hodnoty prostředí, STR

Čas			T_i	RH_i	p_i	T_e	RH_e	p_e
Měsíce	Dny	Hodiny	[°C]	[%]	[Pa]	[°C]	[Pa]	[Pa]
1	31	744	20,6	66,3	1607,9	-4,4	81,2	342,9
2	28	672	20,6	68,4	1658,8	-2,9	80,8	387,4
3	31	744	20,6	68,3	1656,4	1,0	79,5	521,8
4	30	720	20,6	67,5	2637,0	5,7	77,5	709,4
5	31	744	20,6	69,0	1673,4	10,7	74,5	958,1
6	30	720	20,6	71,0	1721,9	13,9	72,0	1142,9
7	31	744	20,6	72,2	1751,0	15,5	70,4	1239,1
8	31	744	20,6	71,8	1741,3	15,0	70,9	1208,4
9	30	720	20,6	69,3	1680,6	11,3	74,1	991,8
10	31	744	20,6	67,6	1639,4	6,3	77,1	735,7
11	30	720	20,6	68,3	1656,4	0,9	79,5	518,1
12	31	744	20,6	68,9	1670,9	-2,6	80,7	396,8

Grafické znázornění vlastností prostředí jako výstup ze software „*Teplo 2017*“ je uveden na obr.3.

Obr. 3 Grafické znázornění vlastností prostředí z tab. 8, STR



Poznámka:

Průměrná měsíční venkovní teplota T_e byla v souladu s EN ISO 13788 snížena o 2 °C (orientační zohlednění výměny tepla sáláním mezi střechou a oblohou).

Pro vnitřní prostředí byla bylo k vnitřní relativní vlhkosti přisazena přirážka 5,0 %.

Výchozí měsíc výpočtu bilance se stanovuje výpočtem dle EN ISO 13788.

Časové období je jeden kalendářní rok.

VÝSLEDKY VÝPOČTU HODNOCENÉ KONSTRUKCE

Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla podle EN ISO 6946

Tepelný odpor konstrukce *R*:	12,100 $m^2 \cdot K/W$
Součinitel prostupu tepla konstrukce *U*:	0,082 $W/m^2 \cdot K$
Součinitel prostupu zabudované konstrukce U_{kc}:	0,10/0,13/0,18/0,28 $W/m^2 \cdot K$

Difúzní odpor a tepelně akumulační vlastnosti

Difuzní odpor konstrukce *ZpT*:	$1{,}0 \cdot 10^{10}$ m/s
Teplotní útlum konstrukce *Ny** dle EN ISO 13786:	4 265,7
Fázový posun teplotního kmitu *Psi** dle EN ISO 13786:	15,5 h

Teplota vnitřního povrchu a teplotní faktor podle ČSN 730540 a EN ISO 13788

Vnitřní povrchová teplota v návrhových podmínkách $T_{si,p}$:	19,92 °C
Teplotní faktor v návrhových podmínkách $f_{Rsi,p}$:	0,980

Obě hodnoty platí pro odpor při přestupu tepla na vnitřní straně R_{si} = 0,25 $m^2 \cdot K/W$.

Tab. 9 Minimální požadované hodnoty při max. rel. vlhkosti na vnitřním povrchu, STR

Měsíc	Relativní vlhkost 80 %		Relativní vlhkost 100 %		Vypočtené hodnoty		
	$T_{si,m}$ [°C]	$f_{Rsi,m}$ [-]	$T_{si,m}$ [°C]	$f_{Rsi,m}$ [-]	T_{si} [°C]	f_{Rsi} [-]	RH_{si} [%]
1	17,6	0,879	14,1	0,740	20,1	0,980	68,4
2	18,1	0,893	14,6	0,744	20,1	0,980	70,4
3	18,1	0,870	14,6	0,692	20,2	0,980	70,0
4	17,9	0,817	14,4	0,582	20,3	0,980	68,8
5	18,2	0,760	14,7	0,406	20,4	0,980	69,9
6	18,7	0,713	15,2	0,188	20,5	0,980	71,6
7	18,9	0,676	15,4	---	20,5	0,980	72,7
8	18,9	0,689	15,3	0,059	20,5	0,980	72,3
9	18,3	0,752	14,8	0,374	20,4	0,980	70,1
10	17,9	0,811	14,4	0,566	20,3	0,980	68,8
11	18,1	0,871	14,6	0,693	20,2	0,980	70,0
12	18,2	0,896	14,7	0,745	20,1	0,980	70,9

Kde:

T_{si}	vnitřní povrchová teplota (°C)
$f_{,Rsi}$	teplotní faktor (-)
RH_{si}	relativní vlhkost na vnitřním povrchu (%)

Difúze vodní páry v návrh. podmínkách a bilance vodní páry podle ČSN 730540
(bez vlivu vnitřní vlhkosti a sluneční radiace)

Tab. 10 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových podmínkách, STR

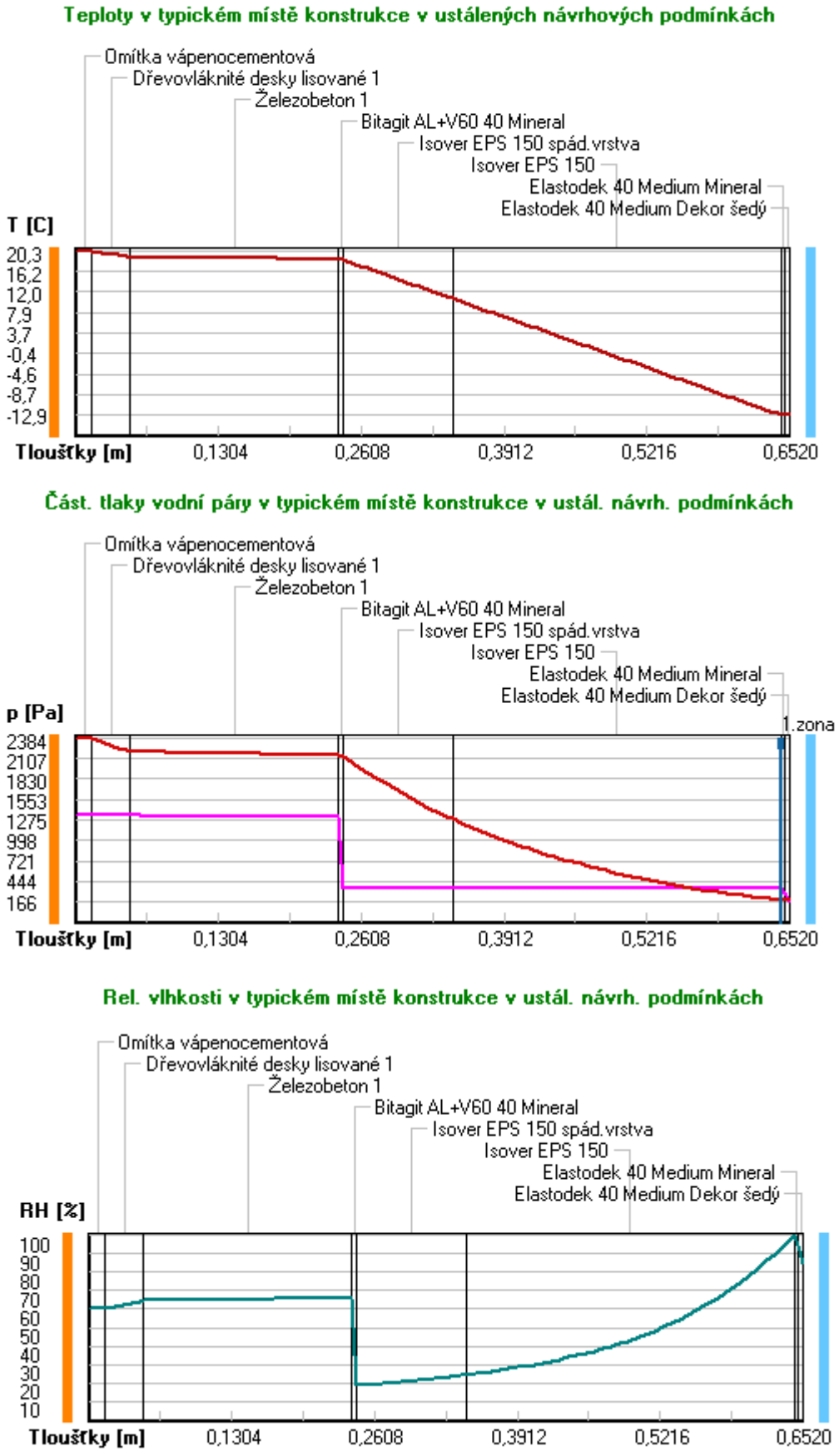
rozhraní		I	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8	e
Θ	**[°C]**	20,3	20,3	19,0	18,6	18,6	10,7	-12,8	-12,8	-12,9
p	**[Pa]**	1334	1334	1333	1331	362	359	351	282	166
p_{sat}	**[Pa]**	2384	2378	2197	2147	2140	1290	202	201	200

Kde:

Θ	teplota na rozhraní vrstev (°C)
p	předpokládaný částečný tlak vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)
p_{sat}	částečný tlak nasycené vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)

Grafické znázornění vlastností vrstev konstrukce jako výstup ze software „*Teplo 2017“* je uveden na obr. 4.

Obr. 4 Grafické znázornění vlastností konstrukce, STR



Při venkovní návrhové teplotě dochází v konstrukci ke kondenzaci vodní páry.

Hranice kondenzační zóny		**Množství kondenzující**
levá	**pravá**	**vodní páry**
[m]		**[kg/m²·s]**
0,6440	0,6440	$1{,}10 \cdot 10^{-10}$

Roční bilance zkondenzované a vypařené vodní páry

Množství zkondenzované vodní páry za rok $M_{c,a}$: **0,0003 kg/m²·rok**

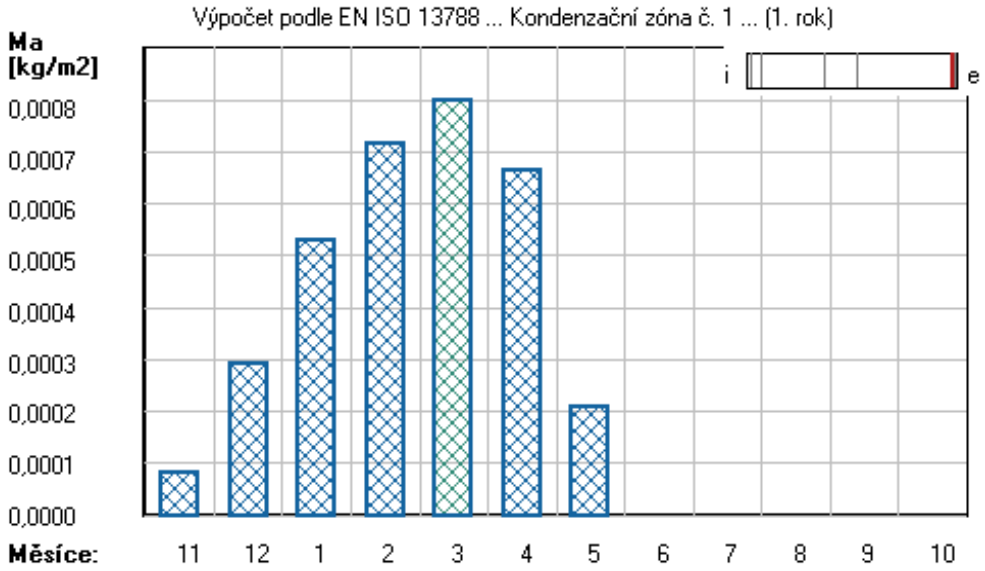
Množství vypařitelné vodní páry za rok $M_{ev,a}$: **0,0058 kg/m²·rok**

Ke kondenzaci dochází při venkovní teplotě nižší než 5,0 °C.

Bilance zkondenzované a vypařené vodní páry podle EN ISO 13788

V konstrukci dochází během modelového roku ke kondenzaci. Na obr. 5 je graficky znázorněno množství zkondenzované vlhkosti v konstrukci ploché střechy.

Obr. 5 Akumulované množství zkondenzované vlhkosti



Tab. 11 Kondenzační zóna, STR

Měsíc	Hranice kondenzační zóny od interiéru		Difuzní tok do/ze zóny za měsíc		Kondenz./vypař. za měsíc	Akumulovaná vlhkost za měsíc
	Levá	pravá	g_{in}	g_{out}	M_c/M_{ey}	M_a
	[m]		[kg/m^2]		[kg/m^2]	[kg/m^2]
11	0,6440	0,6440	0,0003	0,0002	0,0001	0,0001
12	0,6440	0,6440	0,0004	0,0002	0,0002	0,0003
1	0,6440	0,6440	0,0004	0,0001	0,0002	0,0005
2	0,6440	0,6440	0,0003	0,0001	0,0002	0,0007
3	0,6440	0,6440	0,0003	0,0002	0,0001	0,0008
4	0,6440	0,6440	0,0002	0,0003	-0,0001	0,0006
5	0,6440	0,6440	0,0001	0,0006	-0,0004	0,0002
6	---	---	0,0000	0,0007	-0,0007	0,0000
7	---	---	---	---	---	---
8	---	---	---	---	---	---
9	---	---	---	---	---	---
10	---	---	---	---	---	---

Max. množství zkondenzované vodní páry za rok $M_{c,a}$: **0,0008 kg/m^2**

Množství vypařitelné vodní páry za rok $M_{ev,a}$ je min.: **0,0008 kg/m^2**

z toho se odpaří: - do exteriéru: 0,0008 kg/m^2

- do interiéru: 0,0000 kg/m^2

Na konci modelového roku je zóna suchá (tzn. $M_{c,a} < M_{ev,a}$).

Tab. 12 Rozmezí relativních vlhkostí v jednotlivých materiálech, STR

Číslo	Název	Trvání příslušné relativní vlhkosti v materiálu ve dnech za rok				
		pod 60 %	60-70 %	70-80 %	80-90 %	nad 90 %
1	Omítka vápenocem.	---	273	92	---	---
2	Deska dřevoštěpková	---	---	365	---	---
3	Železobeton 1	---	---	365	---	---
4	Bitagit AL+V60	---	---	365	---	---
5	Isover EPS 150	334	31	---	---	---
6	Isover EPS 150	---	---	92	30	243
7	Elastodek 40 M	---	---	92	30	243
8	Elastodek 40 M	---	---	122	31	212

Název úlohy: **PDL podlaha nad 1.NP**

ZADANÁ SKLADBA A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Typ hodnocené konstrukce: Podlaha nad nevytápěným či méně vytápěným vnitřním prostorem

Korekce součinitele prostupu dU: 0.000 W/m^2·K

Tab. 13 Skladba konstrukce, PDL

Číslo	Název	D [m]	λ [W/m·K]	c [J/kg·K]	R_O [kg/m^3]	M_i [-]	M_a [kg/m^2]
1	Dlažba keramická	0,01	1,010	840	2000	200	0
2	Betonová mazanina	0,07	1,230	1020	2100	17	0
3	Isover EPS 100	0,03	0,037	1270	21	50	0
4	Železobeton	0,19	1,430	1020	2300	23	0
5	Omítka vápenocem.	0,01	0,099	790	2000	19	0

Kde:

D	tloušťka vrstvy (m)
λ	návrhová hodnota tepelné vodivosti vrstvy (W/m·K)
c	měrná tepelná kapacita vrstvy (J/kg·K)
R_o	objemová hmotnost vrstvy (kg/m^3)
M_i	faktor difúzního odporu vrstvy (-)
M_a	počáteční zabudovaná vlhkost ve vrstvě. (kg/m^2)

Okrajové podmínky výpočtu

Tepelný odpor při přestupu tepla v interiéru R_{si}: 0,17 m^2·K/W

Tepelný odpor při přestupu tepla v exteriéru R_{se}: 0,17 m^2·K/W

Výpočtová venkovní teplota T_e: 15,0 °C

Výpočtová teplota vnitřního vzduchu T_i: 20,6 °C

Výpočtová relativní vlhkost venkovního vzduchu RH_e: 50,0 %

Výpočtová relativní vlhkost vnitřního vzduchu RH_i: 55,0 %

VÝSLEDKY VÝPOČTU HODNOCENÉ KONSTRUKCE

Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla podle EN ISO 6946

Tepelný odpor konstrukce *R*:	1,021 m^2·K/W
Součinitel prostupu tepla konstrukce *U*:	**0,735 W/m^2·K**
Součinitel prostupu zabudované konstrukce U_{kc}:	0,75/0,78/0,83/0,93 W/m^2·K

Difúzní odpor a tepelně akumulační vlastnosti

Difuzní odpor konstrukce *ZpT*:	$4{,}9 \cdot 10^{10}$ m/s
Teplotní útlum konstrukce *Ny** dle EN ISO 13786:	114,0
Fázový posun teplotního kmitu *Psi** dle EN ISO 13786:	12,6 h

Teplota vnitřního povrchu a teplotní faktor podle ČSN 730540 a EN ISO 13788

Vnitřní povrchová teplota v návrhových podmínkách $T_{si,p}$:	19,63 °C
Teplotní faktor v návrhových podmínkách $f_{Rsi,p}$:	**0,826**

Obě hodnoty platí pro odpor při přestupu tepla na vnitřní straně R_{si} = 0,25 m^2·K/W.

Difúze vodní páry v návrh. podmínkách a bilance vodní páry podle ČSN 730540 (bez vlivu vnitřní vlhkosti a sluneční radiace)

Tab. 14 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových podmínkách, PDL

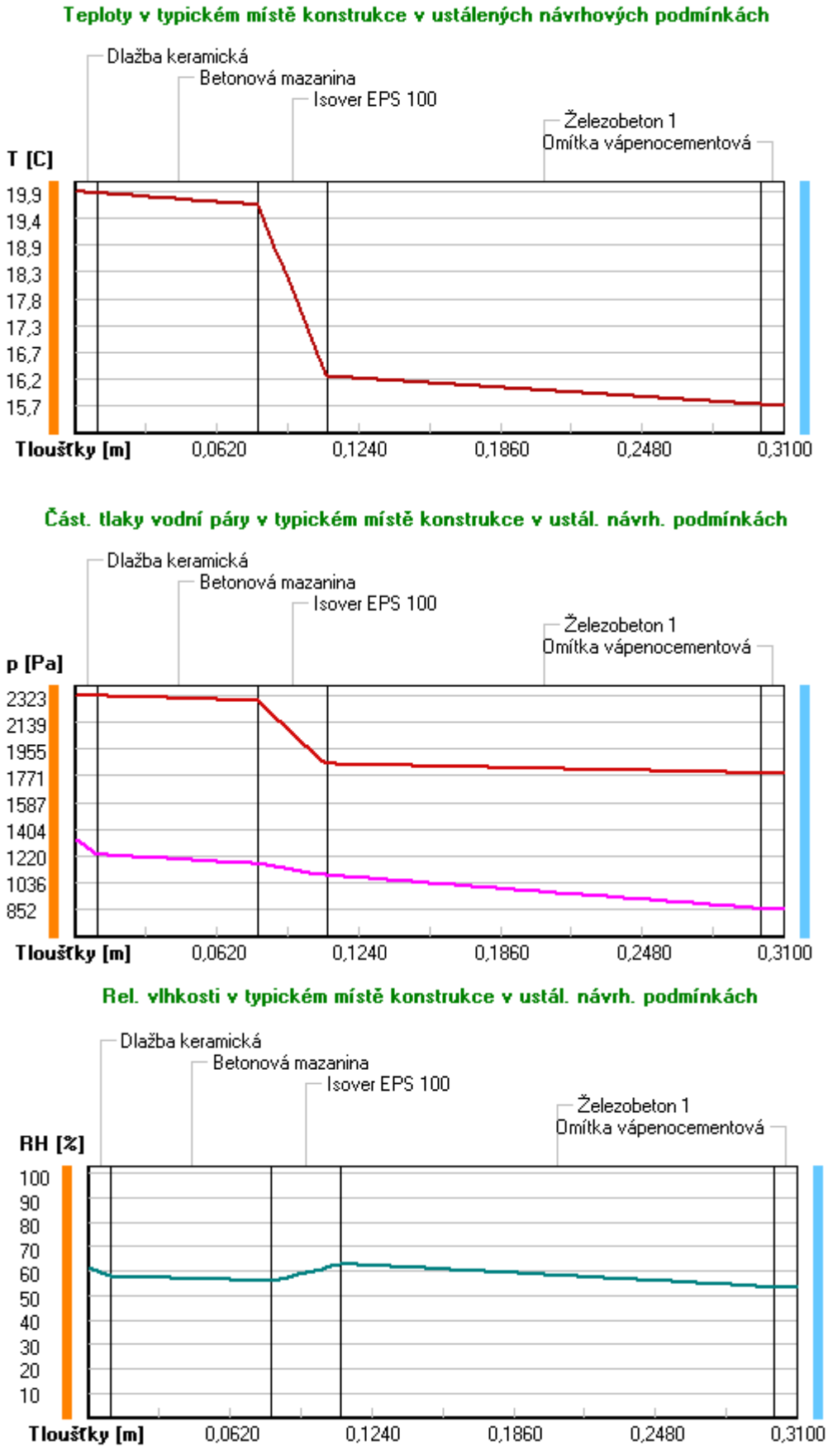
rozhraní		I	1-2	2-3	3-4	4-5	e
Θ	**[°C]**	19,9	19,9	19,6	16,3	15,7	15,7
p	**[Pa]**	1334	1230	1168	1090	862	852
p_{sat}	**[Pa]**	2323	2317	2283	1851	1787	1783

Kde:

Θ	teplota na rozhraní vrstev (°C)
p	předpokládaný částečný tlak vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)
p_{sat}	částečný tlak nasycené vodní páry na rozhraní vrstev (Pa)

Grafické znázornění vlastností vrstev konstrukce jako výstup ze software „*Teplo 2017*“ je uveden na obr. 6.

Obr. 6 Grafické znázornění vlastností konstrukce, PDL



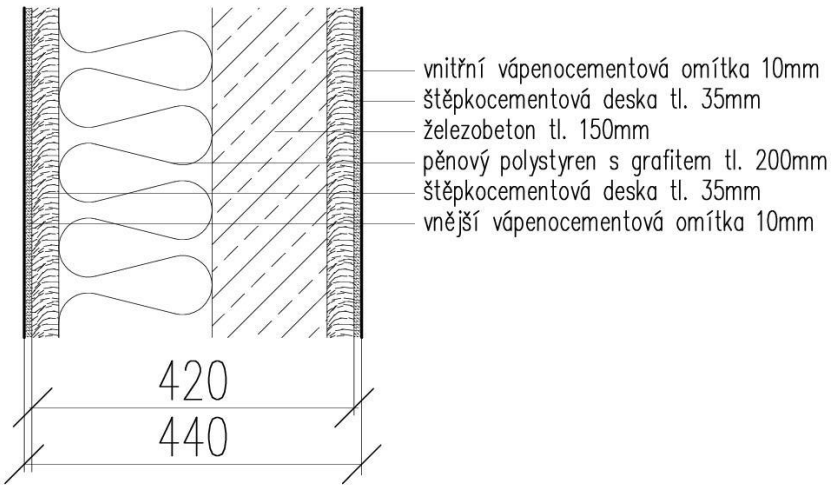
Při venkovní návrhové teplotě nedochází v konstrukci ke kondenzaci vodní páry.

Množství difundující vodní páry G_d = 1,041·10^{-8} kg/m^2·s.

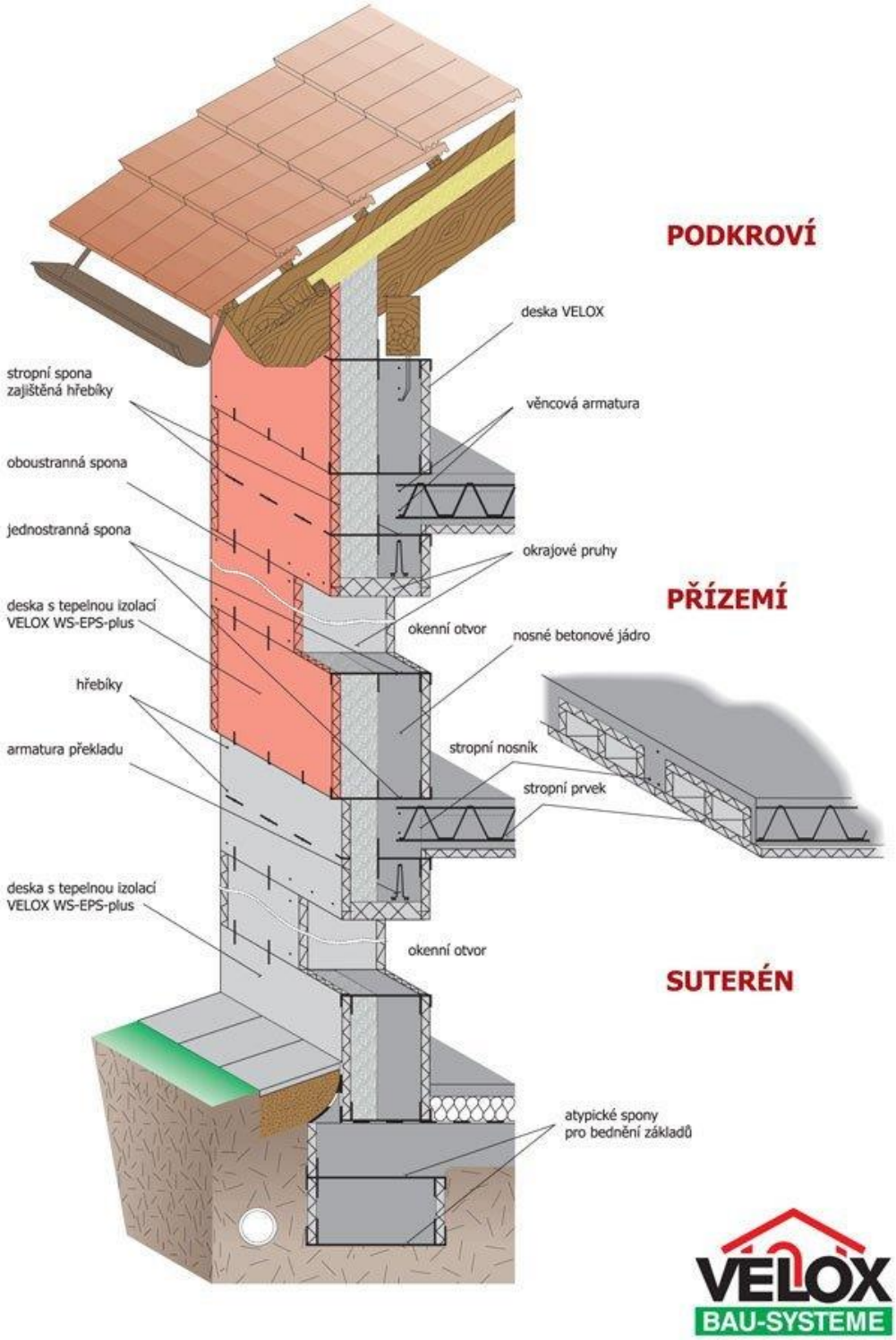
Výsledné hodnoty součinitelů prostupu tepla konstrukcí v obálce budovy získané výpočtem ze software „Teplo 2017“ budou dále využity pro výpočet tepelného výkonu dle ČSN EN 12831. [4]

Na obr. 7 je uveden svislý řez obvodovým pláštěm systému Velox řešené budovy. Jedná se o systém ztraceného bednění, kdy díky bednění lze využít výborné tepelné vlastnosti pěnového polystyrenu s grafitem. Na obr. 8 je schematicky znázorněna skladba celé konstrukce včetně napojení vodorovných konstrukcí. Z obrázku je patrná minimalizace tepelných vazeb, jejichž hodnota je dána typem a polohou tepelných mostů podle ČSN EN ISO 14683 z roku 2009. Velikost tepelné vazby je vyjádřena součinitelem PSI. Venkovní líc tvoří dřevoštěpková deska, která chrání tepelnou izolaci z polystyrenu s grafitem před vlivy venkovního prostředí a sluneční radiací. Jedinou tepelnou vazbu tvoří speciální oboustranná spona, jejíž vliv je vyjádřen činitelem tepelných mostů Z_{TM-K} s výpočtovou hodnotou 0,03. Okenní rámy jsou kotveny do dřevoštěpkové desky ve vrstvě pěnového polystyrenu s grafitem. U ploché střechy jsou tepelné mosty opět minimalizovány zateplením z vnitřní strany atiky.

Obr. 7 Řez navrženým obvodovým pláštěm objektu



Obr. 8 Skladba konstrukcí systému VELOX [10]



4.4 Výplně stavebních otvorů

Jako výplně stavebních otvorů jsou navržena okna společnosti PRAMOS s tříkomorovým hliníkovým profilem PONZIO PE 78N HI [3]. Jedná se o jednoduché okno s hliníkovým rámem se stavební hloubkou rámu 78 mm. Rám okna tvoří hliníkový tříkomorový profil s přerušeným tepelným mostem.

Výrobce udává součinitel prostupu tepla tohoto rámu U_f = 1,14 W/m^2·K. Výpočet součinitele prostupu celého okna U_w bude proveden dle ČSN ISO 10077-1.

Pro případ jednoduchého okna se součinitel prostupu tepla vypočte ze vztahu:

$$U_w = \frac{\Sigma A_g U_g + \Sigma A_f U_f + \Sigma\, l_g \Psi_g + \Sigma\, l_{gb} \Psi_{gb}}{\Sigma A_f + \Sigma A_g} \quad (\mathrm{W/m^2 \cdot K}) \qquad (1)$$

Kde:

U_g	součinitel prostupu tepla zasklení	(W/m^2·K)
U_f	součinitel prostupu tepla rámu	(W/m^2·K)
Ψ_g	lineární činitel prostupu tepla způsobený kombinovanými tepelnými vlivy zasklení, distančního profilu a rámu	(W/m·K)
Ψ_{gb}	lineární činitel prostupu tepla způsobený kombinovanými tepelnými vlivy zasklení, Příčlemi v zasklení distančního profilu a rámu	(W/m·K)
A_g	plocha zasklení	(m^2)
A_f	plocha rámu	(m^2)

V obvodovém plášti restaurace se vyskytuje jednoduché okno o rozměru 2 000 × 2 600 mm.

Parametry výpočtu:

Rozměr okna	2,0 × 2,6 m
A_g	4,187 m^2
A_f	0,816 m^2
Typ zasklení	izolační trojsklo
Typ distančního rámečku	teplý rámeček normová hodnota
U_f	1,30 W/m^2·K
Ψ_g	0,08 W/m·K

L_g	8,272 m
g	0,5 propustnost, hodnota pro trojsklo se dvěma elektivními vrstva
U_g	0,50 W/m^2·K

Hodnota součinitele prostupu tepla vypočtená ze vztahu (1) potom činí:

$\boldsymbol{U_w}$ **= 0,78** W/m^2·K

Hodnoty ostatních výplní stavebních otvorů v řešeném prostoru vypočtené dle vztahu (1) jsou uvedeny dále:

Okna západ rozměr 1 750 × 800 mm $\boldsymbol{U_w}$ **= 1,00** W/m^2·K

Dveře jih na terasu dvoukřídlé 3 200 × 2 600 mm $\boldsymbol{U_w}$ **= 0,82** W/m^2·K

4.5 Výpočet tepelného výkonu dle ČSN EN 12831-1 [4]

Norma[4] uvádí výpočet návrhového tepelného výkonu pro jednotlivé místnosti, funkční části budov a budovy. Zahrnuje základní metodu a dvě metody zjednodušené. První metoda znamená všestranný přístup pro jakékoliv uvažované tepelné ztráty/výkony v souladu s předmětem normy.

Výpočet tepelného výkonu pro prostor restaurace dle ČSN EN 12831

Prostor restaurace

t_i = 20 °C t_e = *-12 °C* ΔB = *0*

Tab. 15 Výpočet tepelného výkonu

OK	ZZ	*X* [m]	*y* [m]	U_i, Ψ_{eq} [W·m^{-2}·K^{-1}]	Δt [K]	*b* [-]	*PO* [-]	*A* [m^2]	*AO* [m^2]	*AR* [m^2]	*H* [W·K^{-1}]	*Q* [W]
SO1	Z	15,50	3,90	0,137	32	1,00	6	60,4	23,6	36,8	5,1	161,78
OJ2	0	2,00	2,60	0,750	32	1,00	4	20,8	20,8	20,8	15,6	499,20
OJ3	0	1,75	0,80	1,100	32	1,00	2	2,8	2,8	2,8	3,1	98,56
SO1	Z	15,50	3,90	0,137	32	1,00	6	60,4	31,2	29,2	4,0	128,41
OJ2	0	2,00	2,60	0,750	32	1,00	6	31,2	31,2	31,2	23,4	748,80
SO1	Z	10,50	3,90	0,137	0	0,00	2	40,9	16,6	24,3	0,0	106,72
DO1	0	3,20	2,60	0,850	32	1,00	2	16,6	16,6	16,6	14,1	452,61
SCH1	0	10,50	15,50	0,180	32	1,00	0	162,8	0,0	162,8	29,3	919,30
SN1	Z	10,50	3,90	0,961	5	0,16	0	40,9	0,0	40,9	6,1	196,77

Výměna vzduchu				**Tepelná ztráta**			
Hygienický požadavek	V_{np}	240,1	m^3/h	Prostupem	F_{Tm}	3 312	W
Infiltrace pláštěm	V_{n50}	72,0	m^3/h	Výměnou vzduchu	F_{Vm}	2 612	W
Součinitel tepelné ztráty				Zátopová	F_{RHm}	0	W
Prostupem	H_{Tm}	103,5	W/K	**Celkem**	F_{HLm}	**5 924**	W
Výměnou vzduchu	H_{Vm}	81,6	W/K	Tepelný zisk	Q_z	0	W

Vysvětlivky

$\boldsymbol{F_{Vm}}$ tepelná ztráta místnosti větráním (W)
$\boldsymbol{F_{HLm}}$ celkový návrhový tepelný výkon místnosti (W)
$\boldsymbol{Q_{cm}}$ $= F_{HLm} + Q_z$ (W)
$\boldsymbol{F_{Tm}}$ tepelná ztráta místnosti prostupem tepla (W)

Výpočtem byla stanovena tepelná ztráta ve výši 5 924 W, z toho **3 312** W činí tepelná ztráta prostupem obvodovými konstrukcemi řešeného prostoru a **2 612** W činí tepelná ztráta výměnou vzduchu. Pro výměnu vzduchu byla uvažována intenzita výměny vzduchu 0,5násobek za hodinu. Tyto hodnoty byly vypočteny pro výpočtovou venkovní teplotu -12 °C v zimním období.

Pro zajištění tepelné pohody v letním období je třeba stanovit tepelné zisky.

5 Tepelné zisky

Z pohledu užívání prostoru je třeba stanovit intenzitu větrání, resp. minimální dávku čerstvého vzduchu na osobu. Aby byly dodrženy požadavky na vnitřní prostředí i v letních měsících je třeba stanovit tepelné zisky z venkovního prostředí dané zejména sluneční radiací a stanovit tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla. K vnitřním zdrojům tepla patří produkce tepla lidí, svítidel, technologie a prostup tepla ze sousedních místností.

Pro výpočet tepelných zisků a tepelné zátěže prostorů se stálou vnitřní teplotou platí ČSN 73 0548 [5]. Norma je využitelná pro prostory, v nichž se nepředpokládá větší rozdíl teplot vzduchu ve dvou místech než 2 K.
Dle ČSN je proveden výpočet pro slunný den 21.července pro hodinu, kdy lze očekávat největší tepelné zisky. Celkové tepelné zisky se určí dle ČSN součtem dílčích tepelných zisků. Pro výpočet je uvažováno s vnitřní teplotou v klimatizovaném prostoru 26 °C.

Na celkovém tepleném zisku v klimatizovaném prostoru se podílejí:
Tepelné zisky od vnitřních zdrojů, tj.:

- Produkce tepla lidí
- Produkce tepla svítidel
- Tepelné ztráty od technologie
- Produkce tepla ohřátím ve vzduchovodech
- Jiné zdroje tepla

Tepelné zisky od vnějšího prostředí:

- Tepelná zátěž okny
- Tepelné zisky stěnami
- Tepelné zisky infiltrací venkovního vzduchu a vodní zisky

5.1 Vstupní podklady

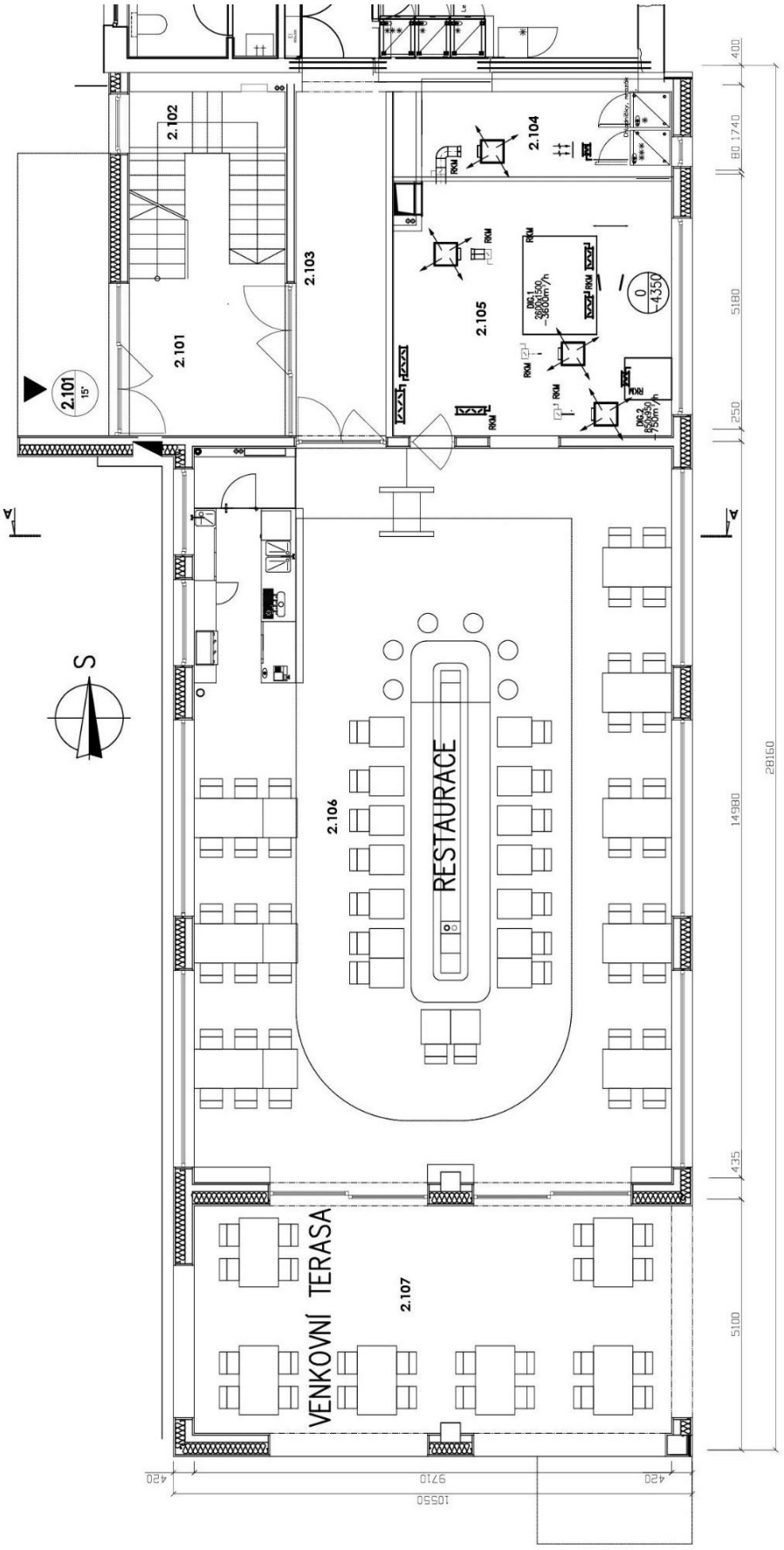
Na obr. 9 je půdorys řešeného prostoru, resp. restauračního objektu. Podélnou osou je objekt orientován sever jih. Delší strany fasády restaurace jsou orientovány na východ a na západ. Osazená okna s izolačními trojskly jsou neotevíravá. Na jižní straně objektu je krytá venkovní terasa a jako vstup na terasu jsou situovány dvoje balkonové dveře. Nad restaurací je plochá střecha, která kryje i venkovní terasu. Prostor v 1.NP pod restaurací je využíván jako Fitness a je vybavený čtyřmi splitovými vnitřními klima jednotkami. Venkovní jednotky jsou osazeny na ploché střeše. S restaurací sousedí prostor kuchyně. obr. 10 je řez objektem.

Prostor restaurace je vybaven klimatizací s klima jednotkou do venkovního prostředí umístěnou nad restaurací na ploché střeše. Jednotka je vybavena rekuperací, teplovodním ohřívačem a přímým chlazením.

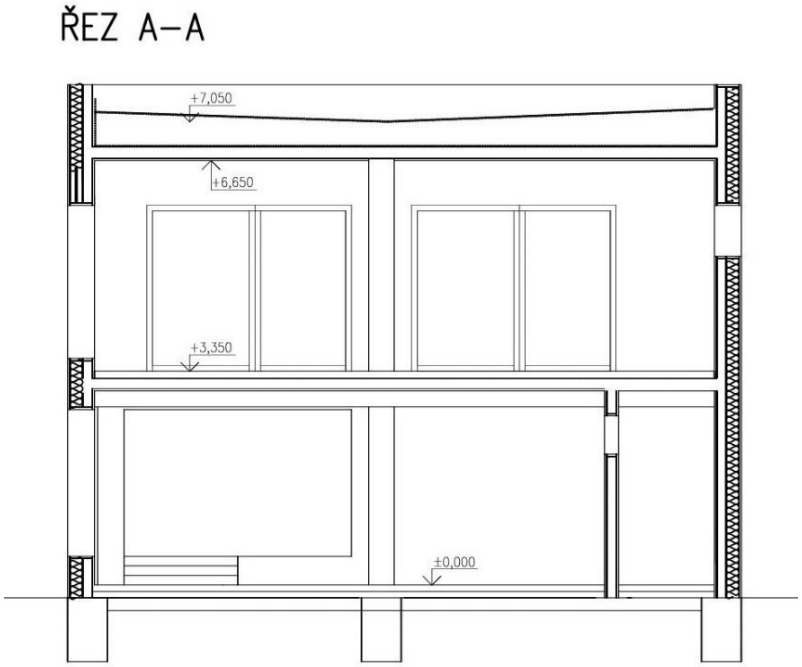
Součinitele prostupu tepla byly uvedeny v kapitole tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí.

Počet lidí v prostoru 60, provoz jednosměnný od 10,0 do 22,00, požadovaná teplota v místnosti 26 °C.

Obr. 9 Půdorys restaurace



Obr. 10 Řez restaurací A-A



5.2 Výpočet celkové tepelné zátěže klimatizovaného prostoru restaurace

5.2.1 Produkce tepla lidí

Do této produkce se zahrnuje pouze teplo citelné. Jako základ se uvažuje produkce citelného tepla muže 62 W. Pro konkrétní výpočet bylo uvažován celkový počet lidí 60 osob, z toho i_m = 30 mužů, $i_ž$ = 22 žen a i_d = 8 dětí.

Ekvivalentní přepočet dle vztahu (10) z ČSN [4]:

$$i_l = 0{,}85 \cdot i_ž + 0{,}75 \cdot i_d + i_m = 0{,}85 \cdot 22 + 0{,}75 \cdot 8 + 30 = 54{,}7 \text{ tj. } 55 \text{ osob} \qquad (4.1)$$

Produkce tepla lidí $\boldsymbol{Q_l = i_l \cdot 0{,}62 = 3\,410\ \mathrm{W}}$

5.2.2 Produkce tepla od svítidel

Restaurace je vybavena velkými okny o celkové ploše připadající na modul 4 x 2,6 m, přičemž šířka prostoru je cca 10 m. Z tohoto důvodu není třeba uvažovat s osvětlením podél fasády Dle ČSN se s teplem, produkovaným svítidly v době špičkových tepelných zisků počítá u hlubších místností ve vzdálenostech větších než 5 m od okna. V tomto případě je umělé osvětlení uvažováno ve střední části prostoru.

Dle tab. 21 je uvažovaná intenzita osvětlení 120 lx. Předpokládaná produkce tepla při LED osvětlení je 7 W/m^2.

$$\boldsymbol{Q_{sv}} = P \cdot c_1 \cdot c_2 = 7 \cdot S \cdot c_1 \cdot c_2 = 7 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 1 = \mathbf{140\ W} \qquad (4.2)$$

Kde:

- P celkový příkon svítidel (W)
- S uvažovaná plocha osvětleného prostoru (m^2)
- c_1 součinitel současnosti používání svítidel (-)
- c_2 zbytkový součinitel (-)

5.3 Tepelné zisky od technologie

Produkce tepla elektronických zařízení (televize, počítač)

$$\boldsymbol{Q_e} = c_1 \cdot c_3 \cdot \Sigma P = 1 \cdot 1 \cdot 500 = \mathbf{500\ W} \qquad (3.5)$$

Kde:

- P příkon spotřebiče (W)
- c_1 součinitel současnosti používání spotřebičů (-)
- c_3 průměrné zatížení spotřebiče (-)

5.3.1 Produkce tepla od jídel

V restauraci je uvažován počet míst u stolu 60. V tomto typu restauraci se uvažuje s jedním jídlem na 1 místo u stolu za hodinu. Produkce tepla z jednoho jídla u stolu je 5,0 Wh. [5]

$$\boldsymbol{Q_i = 5 \cdot 1 \cdot 60 = 300\ W}$$

5.3.2 Produkce tepla ventilátorů Q_v

Vzduch se při průtoku ventilátorem ohřívá. V teplo se mění celý příkon elektromotoru ventilátoru:

$$\dot{Q}_v = \frac{V_v \cdot \Delta p}{\eta_v \cdot \eta_m} \quad \text{(W)} \qquad (4.4)$$

$$\boldsymbol{\dot{Q}_v = \frac{1{,}25 \cdot 450}{0{,}70 \cdot 0{,}8} = 1\,004\ W}$$

Kde:

V je průtok vzduchu ventilátorem (m^3/s)

Δp celkový tlak ventilátoru (Pa)

$\dot{V}_v = 1{,}25\ m^3/s$

$\Delta p = 500$ Pa

$\eta_v = 0{,}75$

$\eta_m = 0{,}75$

5.3.3 Tepelné zisky ze sousedních místností

Do této bilance se zahrnují tepelné zisky ze sousedních neklimatizovaných místností. S řešeným prostorem sousedí prostor schodiště orientovaný na západ bez uvažované klimatizace (předpokládaná teplota vnitřního vzduchu 30 °C). Druhým sousedním prostorem je kuchyně, zde bude teplota vnitřního vzduchu upravena taktéž na hodnotu 26 °C. Pod restaurací je jeden provozní celek Fitness, kde je prostor opatřen splitovými klima jednotkami. Proto nejsou tepelné zisky podlahou uvažovány. Prostup tepla je dán vztahem:

$$\dot{Q}_{SN1} = U_{sn1} \cdot S_{SO5} \cdot (t_e - t_i) \quad \text{(W)} \quad (4.6)$$

$$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{SN1}} = 1{,}400 \cdot 4{,}35 \cdot 3{,}90 \cdot (30 - 26) = \mathbf{95{,}0\ W}$$

6 Tepelné zisky z vnějšího prostředí

Tepelný tok okny má z hlediska výpočtu dvě složky: prostup tepla konvekcí a prostup tepla sluneční radiací. Prostor restaurace má tři stěny s okny. Na západní fasádě jsou dvě okna o rozměru 4 000 × 2 600 mm neotevíratelná a dvě okna 1 750 × 800 mm v prostoru nad barem. Na jižní fasádě jsou umístěny dvoje posuvné dveře o rozměru 3 200 × 2 600 mm, Celá terasa na jižní straně je zastřešena, proto není uvažována sluneční radiace. Na východní fasádě jsou umístěny troje okna – prosklené stěny 4 000 × 2 600 mm neotevíratelné. Výpočet je třeba provést pro tři fasády pro každou fasádu zvlášť.

6.1 Tepelná zátěž okny

6.1.1 Tepelné zisky konvekcí

Orientace na západ

- 2× *okno* 4 000 × 2 600 mm — $\boldsymbol{U_w}$ **= 0,78** W/m^2·K
- 2× *okno* 1 750 × 800 mm — $\boldsymbol{U_w}$ **= 1,00** W/m^2·K

$$Q_{ok1} = U_w \cdot S_0 \cdot (t_e - t_v) \quad \text{(W)} \quad (5.1)$$
$$Q_{ok1} = 0{,}78 \cdot 20{,}8 \cdot (30 - 26) + 1{,}00 \cdot 2{,}8 \cdot (30 - 26) = \mathbf{76{,}1\ W}$$

Kde:

U_w = 0,78 W/m^2·K — součinitel prostupu tepla celého okna

$So = 2{,}0 \cdot 2{,}6 \cdot 4 + 1{,}75 \cdot 0{,}8 \cdot 2 = 23{,}6\ \text{m}^2$ — plocha oken na západní fasádě

t_e = 30 °C — teplota venkovního vzduchu dle Tab. 16 pro 15,00 hod.

t_i = 26 °C — teplota klimatizovaného prostoru

Orientace na jih

- 2× *dveře* 3 200 × 2 600 mm U_w = **0,84** W/m^2·K

$$Q_{ok2} = n \,.\, U_W \cdot S_0 \cdot \, (t_e - t_v) \quad \text{(W)} \quad (5.2)$$

$$Q_{ok2} = 2 \,.\, 0{,}84 \, \cdot 8{,}32 \cdot \, (30 - 26) \, = \mathbf{56\ W}$$

Kde:

n počet otvorových výplní (ks)

Orientace na východ

- 3× *okno* 4 000 × 2 600 mm U_w = **0,84** W/m^2·K

$$Q_{ok3} = n \,.\, U_w \cdot S_0 \cdot \, (t_e - t_v) \quad \text{(W)} \quad (5.3)$$

$$Q_{ok3} = \, 3 \,.\, 0{,}84 \, \cdot 10{,}4 \, \cdot \, (30 - 26) \, = \mathbf{105\ W}$$

Tab. 16 Průběh denních teplot

při t_{emax} = 30 °C a A = 7 K

Hodina	*h*	[-]	6	7	8	9	10	11	12	13
Venkovní teplota	t_e	[°C]	18,1	19,5	21,2	23,0	24,8	26,5	27,9	29,1
Prostupem tepla okny	$\dot{Q}_{ok}$	[W]	-1137	-930	-688	-429	-170	72	279	438
Hodina	*h*	[-]	14	15	16	17	18	19	20	21
Venkovní teplota	t_e	[°C]	29,8	30,0	29,8	29,1	27,9	26,5	24,8	23,0
Prostupem tepla okny	$\dot{Q}_{ok}$	[W]	538	572	538	438	279	72	-170	-429

6.1.2 Výpočet tepelných zisků radiací

6.1.2.1 Orientace na západ

Tepelné zisky sluneční radiací oknem $\dot{Q}_{or}$ jsou dány vztahem (5.4).

Výpočet byl proveden pro den 21.červenec. Pro výpočet byly z ČSN [5] odečteny hodnoty pro 15 hodinu SEČ v tab. 16.

Sluneční azimut α = 246°

Výška slunce *h* = 44°

Azimut stěny je $\gamma = 270°$ (západ);

$|\alpha - \gamma| = |246 - 270| = |-24| = 24°$

Okna 4 000 × 2 600 mm západ

$e_1 = d \cdot \tan(a - \gamma)$ (m) délka stínu od okraje vodorovné části

$e_1 = 0{,}165 \cdot \tan 24° = 0{,}0735$ m

$e_2 = \frac{c \cdot \tan h}{\cos(a-\gamma)}$ (m) délka stínu od okraje svislé části

$e_2 = \frac{0{,}165 \cdot \tan 44}{\cos 24} = 0{,}1744$ m

$d = 0{,}165$ m hloubka okna ve stěně

$c = 0{,}165$ m hloubka zapuštění okna pod horní stínící deskou

$\dot{Q}_{orz1} = [S_{os} \cdot I_{Ok} \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{Okd}] \cdot s$ (W) (5.4)

$\dot{Q}_{orz1} = [10{,}268 \cdot 434 \cdot 1{,}00 + (10{,}4 - 10{,}268) \cdot 117] \cdot 0{,}300 = 1\,342$ W

Kde:

$S_{os} = [l_A - (e_1 - f)] \cdot [l_B - (e_2 - g)]$ osluněná plocha okna (5.5)

$S_{os} = [4{,}0 - (0{,}0735 - 0{,}115)] \,.\, [2{,}6 - (0{,}1744 - 0{,}115)] = 10{,}268$ m^2

$l_A = 4{,}0$ m šířka zasklené části okna

$l_B = 2{,}6$ m výška zasklené části okna

$f = 0{,}115$ m šířka svislé části rámu

$g = 0{,}115$ m vzdálenost okna od vodorovných slunolamů

$s = s_1 \cdot s_2$ (-)

$s = 0{,}3 \cdot 1{,}00 = 0{,}300$

$s_1 = 0{,}30$ stínící součinitel (reflexní trojsklo)

$s_2 = 1{,}00$ bez stínění

$c_o = 1{,}00$ korekce na čistotu atmosféry korekce na čistotu atmosféry o hodnotách c_o = 1,15 pro průmyslovou oblast, c_o = 1,00 pro středně čistou oblast a c_o = 0,85 pro venkovskou oblast

- n-okny 4 000 × 2 600 mm

$$\dot{Q}_{orz1} = n \cdot \dot{Q}_{or} \quad \text{(W)}$$

$$\dot{Q}_{orz1} = 2 \cdot 1342 = \mathbf{2\ 684\ W}$$

$$\dot{I}_{Dk} = \dot{I}_o \cdot e^{-0{,}1 \cdot z \cdot \left(\frac{16000-H}{16000+H} \cdot \frac{1}{\sin h}\right)^{0{,}8}} \quad \text{(W/m}^2\text{)} \quad (5.6)$$

$$\dot{I}_{Dk} = 1350 \cdot e^{-0{,}1 \cdot 5 \cdot \left(\frac{16000-325}{16000+325} \cdot \frac{1}{\sin 44}\right)^{0{,}8}} = 707\ \text{W/m}^2$$

Kde:

$\dot{I}_{DK}$ intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou ke směru slunečních paprsků (W/m^2)

$\dot{I}_o = 1\,350\ \text{W/m}^2$ solární konstanta

$z = 5$ součinitel znečištění atmosféry (hodnota pro městskou zástavbu)

$H = 325$ m nadmořská výška

Intenzita difúzní sluneční radiace

- pro svislé stěny

$$\dot{I}_d = \left(\dot{I}_o - 0{,}5 \cdot \dot{I}_{Dk}\right) \cdot \frac{\sin h}{5} \quad \text{(W/m}^2\text{)} \quad (5.7)$$

$$\dot{I}_d = (1350 - 0{,}5 \cdot 707) \cdot \frac{\sin 44}{5} = 138\ \text{W/m}^2$$

Intenzita přímé sluneční radiace na libovolně orientovanou plochu

$$\dot{I}_D = \dot{I}_{Dk} \cdot \cos\theta \quad \text{(W/m}^2\text{)} \quad (5.8)$$

$$\dot{I}_D = 707 \cdot 0{,}5 = 354\ \text{W/m}^2$$

- pro svislou stěnu

$$\mathrm{Cos}\,\theta = \cos h \cdot \cos(a - \gamma) \qquad (-) \qquad (5.9)$$

$$\mathrm{Cos}\,\theta = \cos 44 \cdot \cos(246 - 270) = 0{,}657$$

$$\theta = 49°$$

Intenzita difuzní sluneční radiace procházející standardním oknem

$$\dot{I}_{Okd} = t_d \cdot \dot{I}_d \qquad (\mathrm{W/m^2}) \qquad (5.10)$$

$$\dot{I}_{Okd} = 0{,}85 \cdot 138 = 117\ \mathrm{W/m^2}$$

Kde:

$t_d = 0{,}85$ celkoví propustnost difuzní sluneční radiace standardního okna nezávislá na poloze slunce

Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním oknem

$$\dot{I}_{Ok} = t_D \cdot \dot{I}_D + \dot{I}_{Okd} \qquad (\mathrm{W/m^2}) \qquad (5.11)$$

$$\dot{I}_{Ok} = 0{,}8285 \cdot 354 + 141 = 434\ \mathrm{W/m^2}$$

Kde:

$$t_D = 0{,}87 - 1{,}47\left(\frac{\theta}{100}\right)^5 \qquad (-) \qquad (5.12)$$

$t_D = 0{,}8285$ celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním oknem

Okna 1 750 × 800 mm západ

$$\dot{Q}_{orz2} = [S_{os} \cdot I_{Ok} \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{Okd}] \cdot s \quad (\mathrm{W}) \qquad \text{dle (5.4)}$$

$$\dot{Q}_{orz2} = [1{,}327 \cdot 434 \cdot 1{,}00 + (1{,}4 - 1{,}327) \cdot 117] \cdot 0{,}300 = 175\ \mathrm{W}$$

Kde:

$S_{OS} = [l_A - (e_1 - f)] \cdot [l_B - (e_2 - g)]\ (\mathrm{m^2})$ osluněná plocha okna dle (5.5)

$$S_{os} = [1{,}75 - (0{,}0735 - 0{,}115)]\,.\,[0{,}8 - (0{,}1744 - 0{,}115)] = 1{,}327\ \mathrm{m^2}$$

$l_A = 1{,}75$ m šířka zasklené části okna

$l_B = 0{,}8$ m výška zasklené části okna

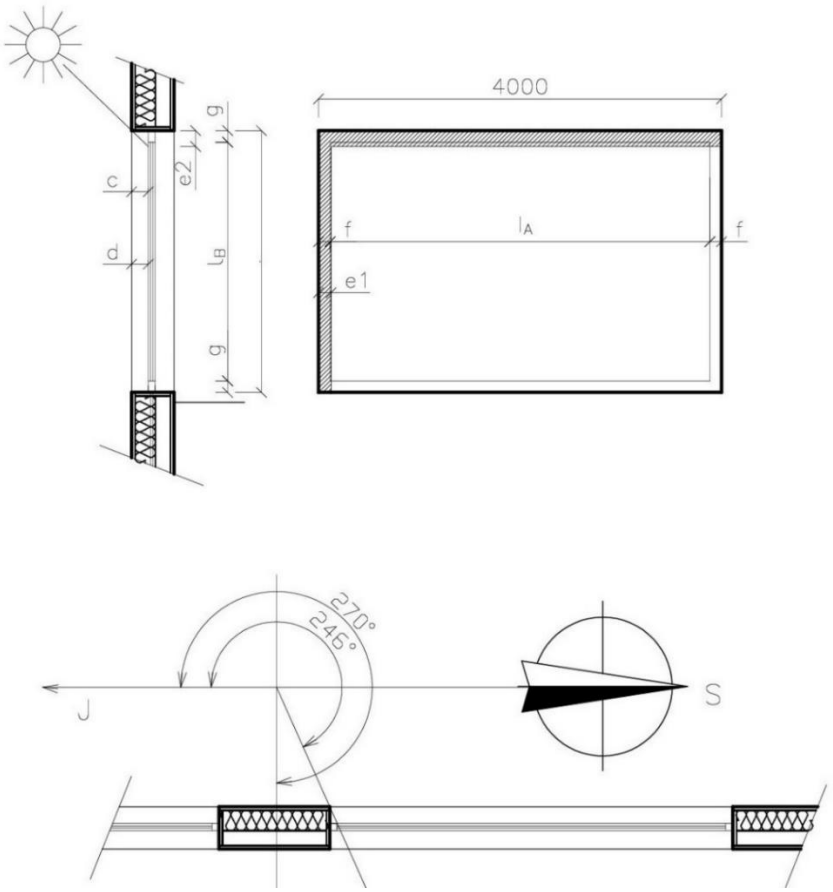
$f = 0{,}115$ m šířka svislé části rámu

- **n-okny 4 000 × 2 600 mm**

$$\dot{Q}_{orz2} = n \cdot \dot{Q}_{or}$$

$$\dot{Q}_{orz2} = 2 \cdot 175 = \mathbf{350\ W}$$

Obr. 11 Osluněná plocha okna (západ)



<u>Tepelné zisky okny na západ:</u>

$$Q_{rad} = Q_{ok} + Q_{orz1} + Q_{orz2} = 76{,}0 + 2\,684 + 350 = \mathbf{3\ 110\ W}$$

6.1.2.2 Orientace na jih

- 2× *dveře* 3 200 × 2 600 mm **U_w = 0,82 W/m²·K**

Sluneční azimut α = 180°, výška slunce h = 60° (podle tab. 17). Azimut stěny je $\gamma = 180°$ (západ); I_o = 435 W/m²

$B = |\alpha - \gamma| = 180 - 180° = 0°$

$e_1 = d \cdot \tan(a - \gamma)$ (m)

$e_1 = 0{,}165 \cdot \tan 0° = 0{,}0$ m

Tepelné zisky radiací na jižní fasádě jsou zanedbatelné, terasa je zcela zastřešena.

$$\dot{Q}_{orj} = \mathbf{0\ W}$$

6.1.2.3 Orientace na východ

- 3× *okno* 4 000 × 2 600 mm **U_w = 0,78 W/m²·K**

Výpočet byl proveden pro den 21.červenec. Pro výpočet byly z ČSN[5] odečteny hodnoty pro 9 hodinu SEČ v Tab. 17.

Sluneční azimut α = 114°, výška slunce h = 44° (podle tab. 17). Azimut stěny je $\gamma = 90°$ (východ); I_o = 505 W/m² (pro 9,00)

$B = |\alpha - \gamma| = 114 - 90° = 24°$

$e_1 = d \cdot \tan(a - \gamma)$ (m)

$e_1 = 0{,}165 \cdot \tan 24° = 0{,}074$ m

$e_2 = \frac{c \cdot \tan h}{\cos(a - \gamma)}$ (m)

$e_2 = \frac{0{,}165 \cdot \tan 60}{\cos\ 24} = 0{,}1744$ m

$d = 0{,}165$ m hloubka okna ve stěně

$c = 0{,}165$ m hloubka zapuštění okna pod horní stínící deskou

Okna 4 000 × 2 600 mm východ

$$\dot{Q}_{orv} = [S_{os} \cdot I_{Ok} \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{Okd}] \cdot s \qquad \text{(W)} \qquad (5.13)$$

$$\dot{Q}_{orv} = [10{,}268 \cdot 525 \cdot 1{,}00 + (10{,}4 - 10{,}268) \cdot 117] \cdot 0{,}300 = 1\,621 \text{ W}$$

Kde:

$S_{os} = [l_A - (e_1 - f)] \cdot [l_B - (e_2 - g)]$ (m^2) osluněná plocha okna (5.14)

$S_{os} = [4{,}0 - (0{,}0735 - 0{,}115)] \cdot [2{,}6 - (0{,}1744 - 0{,}115)] = 10{,}268 \text{ m}^2$

$l_A = 4{,}0$ m — šířka zasklené části okna

$l_B = 2{,}6$ m — výška zasklené části okna

$f = 0{,}115$ m — šířka svislé části rámu

$g = 0{,}115$ m — vzdálenost okna od vodorovných slunolamů

$s = s_1 \cdot s_2$ (-)

$s = 0{,}3 \cdot 1{,}00 = 0{,}300$

$s_1 = 0{,}30$ — stínící součinitel (reflexní trojsklo)

$s_2 = 1{,}00$ — bez stínění

$c_o = 1{,}00$ — korekce na čistotu atmosféry korekce na čistotu atmosféry o hodnotách c_o = 1,15 pro průmyslovou oblast, c_o = 1,00 pro středně čistou oblast a c_o = 0,85 pro venkovskou oblast

$$\dot{I}_{Dk} = \dot{I}_o \cdot e^{-0{,}1 \cdot z \cdot \left(\frac{16000 - H}{16000 + H} \cdot \frac{1}{\sin h}\right)^{0{,}8}} \qquad \text{(W/m}^2\text{)} \qquad (5.15)$$

$$\dot{I}_{Dk} = 1350 \cdot e^{-0{,}1 \cdot 5 \cdot \left(\frac{16000 - 325}{16000 + 325} \cdot \frac{1}{\sin 44}\right)^{0{,}8}} = 707 \text{ W/m}^2$$

Kde:

$\dot{I}_o = 1\,350$ W/m^2 — solární konstanta

$z = 5$ — součinitel znečištění atmosféry (hodnota pro městskou zástavbu)

$H = 325$ m — nadmořská výška

Intenzita difúzní sluneční radiace

- pro svislé stěny

$$\dot{I}_d = \left(\dot{I}_o - 0{,}5 \cdot \dot{I}_{Dk}\right) \cdot \frac{\sin h}{5} \qquad (\mathrm{W/m^2}) \qquad (5.16)$$

$$\dot{I}_d = (1350 - 0{,}5 \cdot 707) \cdot \frac{\sin 44}{5} = 138\ \mathrm{W/m^2}$$

Intenzita přímé sluneční radiace na libovolně orientovanou plochu

$$\dot{I}_D = \dot{I}_{Dk} \cdot \cos\theta \qquad (\mathrm{W/m^2}) \qquad (5.17)$$

$$\dot{I}_D = 707 \cdot 0{,}656 = 464\ \mathrm{W/m^2}$$

- pro svislou stěnu

$$\mathrm{Cos}\,\theta = \cos h \cdot \cos(a - \gamma) \qquad (-)$$

$$\mathrm{Cos}\,\theta = \cos 44 \cdot \cos(246 - 270) = 0{,}657$$

$\theta = 49°$ úhel mezi normálou k oknu a slunečními paprsky

Intenzita difuzní sluneční radiace procházející standardním oknem

$$\dot{I}_{Okd} = t_d \cdot \dot{I}_d \qquad (\mathrm{W/m^2})$$

$$\dot{I}_{Okd} = 0{,}85 \cdot 138 = 117\ \mathrm{W/m^2}$$

Kde:

$t_D = 0{,}85$ celková propustnost difuzní sluneční radiace okna

Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním oknem

$$\dot{I}_{Ok} = t_D \cdot \dot{I}_D + \dot{I}_{Okd} \qquad (\mathrm{W/m^2})$$

$$\dot{I}_{Ok} = 0{,}8285 \cdot 464 + 141 = 525\ \mathrm{W/m^2}$$

Kde:

$$t_D = 0{,}87 - 1{,}47\left(\frac{\theta}{100}\right)^5 \qquad (-)$$

$$t_D = 0{,}8285$$

- n-okny 4 000 × 2 600 mm

$$\dot{Q}_{orv} = n \cdot \dot{Q}_{or} \qquad (\mathrm{W})$$

$$\dot{Q}_{orv} = 3 \cdot 1\,622 = \mathbf{4\,866\ W}$$

6.2 Tepelné zisky venkovními stěnami

Tepelné zisky z vnějšího prostředí mají rozhodující vliv zejména u lehkých staveb s velkými zasklenými plochami při jejich oslunění. ČSN [5] rozlišuje tři typy stěn, a to stěny lehké o tloušťce stěny do 0,08 m, stěny středně těžké v rozmezí tlouštěk 0,08 až 0,045 m a stěny těžké s tloušťkou stěny ≥ 0,45 m. Stěny těžké mají takovou tepelnou kapacitu, že lze kolísání teplot na vnitřním povrchu zanedbat.

V řešeném příkladu jsou obvodové stěny tl. 0,42, tedy stěny středně těžké. Jsou to stěny, u nichž je třeba respektovat ovlivnění prostupu tepla kolísáním teplot. Tepelný zisk venkovními stěnami se v tomto případě vypočte ze vztahu (5.18) dle čl. 72 ČSN [5] následovně.

6.2.1 Výpočet pro západní fasádu

$$\dot{Q}_{SO1} = U_1 \cdot S_{SO1} \cdot \left[(t_{rm} - t_i) + m\left(t_{r\psi} - t_{rm}\right)\right] \quad \text{(W)} \qquad (5.18)$$

$$\dot{Q}_{SO1} = 0{,}136 \cdot 35{,}68 \cdot [(29{,}7 - 26) + 0{,}157(16{,}9 - 29{,}7)] = \mathbf{8{,}2\ W}$$

Kde:

$U_1 = 0{,}136\ \mathrm{W/m^2 \cdot K}$ součinitel prostupu tepla obvodového pláště budovy

$S_{SO1} = 15{,}2 \cdot 3{,}9 - 2 \cdot 4{,}0 \cdot 2{,}6 - 2 \cdot 1{,}75 \cdot 0{,}80 = 35{,}68\ \mathrm{m^2}$ plocha stěny bez oken

$t_{rm} = 29{,}7\ \mathrm{°C}$ průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin (°C)

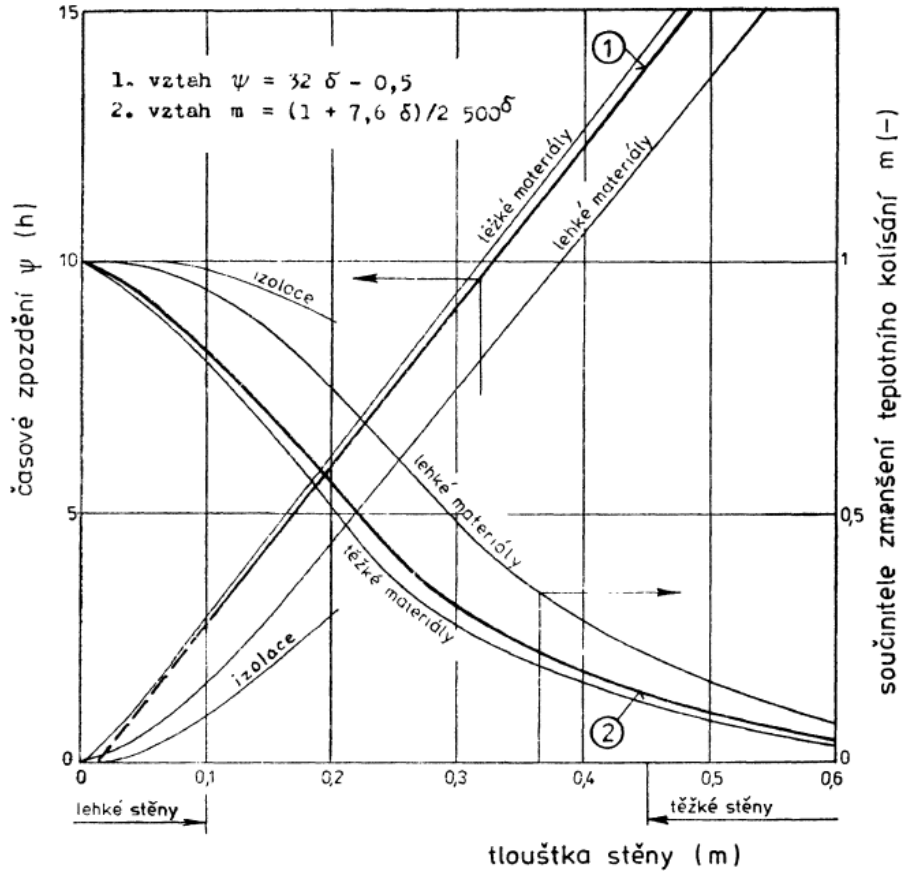
$t_i = 26\ \mathrm{°C}$ teplota v klimatizovaném prostoru

Hodnoty ψ a m se určí podle diagramu na obr.12.

Kde:

ψ	časové zpoždění	(h)
m	tloušťka stěny	(m)

Obr. 12 Hodnoty psi závislé na tloušťce stěny dle ČSN 730548 [5]



$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot \delta_{SO1}}{2500^{\delta_{SO1}}}$ součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou (-) (5.19)

$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot \delta_{SO1}}{2500^{\delta_{SO1}}} = 0{,}175$

$\delta_{SO1} = 0{,}42$ m tloušťka obvodové stěny

$\psi = 32 \cdot \delta_{SO1} - 0{,}5$ časové zpoždění (h)

$\psi = 32 \cdot 0{,}42 - 0{,}5 = 14$ h

$t_{r\psi} = 16{,}9$ °C rovnocenná sluneční teplota v době o ψ dřívější

6.2.2 Výpočet pro jižní fasádu

$$\dot{Q}_{SO2} = U_1 \cdot S_{SO2} \cdot \left[(t_{rm} - t_i) + m \cdot \left(t_{r\psi} - t_{rm}\right)\right] \text{ (W)} \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_{SO2} = 0{,}136 \cdot 24{,}31 \cdot [(29{,}6 - 26) + 0{,}157 \cdot (27{,}6 - 29{,}6)] = \mathbf{7{,}5}\ \text{W}$$

Kde:

$U_1 = 0{,}136\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ součinitel prostupu tepla obvodového pláště budovy

$S_{SO2} = 10{,}5 \cdot 3{,}90 - 2 \cdot 3{,}2 \cdot 2{,}6 = 24{,}31\ \text{m}^2$ plocha stěny bez oken

$t_{rm} = 29{,}6\ °\text{C}$ průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin (°C)

$t_i = 26\ °\text{C}$ teplota v klimatizovaném prostoru

$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot \delta_{SO1}}{2500^{\delta_{SO1}}}$ součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou (5.21)

$$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot 0{,}42}{2500^{0{,}42}} = 0{,}157$$

$\delta_{SO1} = 0{,}42\ \text{m}$ tloušťka obvodové stěny

$\psi = 32 \cdot \delta_{SO1} - 0{,}5$ (h)

$\psi = 32 \cdot 0{,}42 - 0{,}5 = 14\ \text{h}$

$t_{r\psi} = 21{,}2\ °\text{C}$ rovnocenná sluneční teplota v době o ψ dřívější (°C)

6.2.3 Výpočet pro východní fasádu

$$\dot{Q}_{SO3} = U_1 \cdot S_{SO3} \cdot \left[(t_{rm} - t_i) + m\left(t_{r\psi} - t_{rm}\right)\right] \quad \text{(W)}$$

$$\dot{Q}_{SO3} = 0{,}136 \cdot 28{,}08 \cdot [(29{,}7 - 26) + 0{,}157(27{,}6 - 29{,}7)] = \mathbf{12{,}9}\ \text{W}$$

Kde:

$U_1 = 0{,}136\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ součinitel prostupu tepla obvodového pláště budovy

$S_{SO3} = 15{,}2 \cdot 3{,}90 - 3 \cdot 4{,}0 \cdot 2{,}6 = 28{,}08\ \text{m}^2$ plocha stěny bez oken

$t_{rm} = 29{,}7\ °C$ průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin (°C)

$t_i = 26\ °C$ teplota v klimatizovaném prostoru

$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot \delta_{SO1}}{2500^{\delta_{SO1}}}$ součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou (-) (5.22)

$m = \frac{1+ 7{,}6 \cdot 0{,}42}{2500^{0{,}42}} = 0{,}157$

$\delta_{SO2} = 0{,}42\ m$ tloušťka obvodové stěny

$\psi = 32 \cdot \delta_{SO1} - 0{,}5$ (h)

$\psi = 32 \cdot 0{,}42 - 0{,}5 = 14\ h$

$t_{r\psi} = 27{,}6\ °C$ rovnocenná sluneční teplota v době o ψ dřívější

6.2.3.1 Výpočet pro prostup tepla střechou

$\dot{Q}_{SO4} = U_{sch1} \cdot S_{SO4} \cdot (t_e - t_i)$ (W)

$\dot{Q}_{SO4} = 0{,}180 \cdot 10{,}5 \cdot 15{,}20 \cdot (30 - 26) = \mathbf{115{,}0\ W}$

6.3 Tepelné zisky z vnějšího prostředí celkem

6.3.1 Tepelné zisky z vnějšího prostředí citelným teplem

$\dot{Q}_{cvp} = \dot{Q}_{ok1} + \dot{Q}_{ok2} + \dot{Q}_{ok3} + \dot{Q}_{orz} + \dot{Q}_{orj} + \dot{Q}_{orv}$ (W)

$$\dot{Q}_{cvp} = 76 + 56 + 105 + 2\,684 + 350 + 4\,866 = \mathbf{8\,137\ W}$$

6.3.2 Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem

$\dot{Q}_{cvz} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_{sv} + \dot{Q}_e + \dot{Q}_j + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{SN1}$ (W)

$$\dot{Q}_{cvz} = 3\,410 + 140 + 500 + 300 + 1\,004 + 95 = \mathbf{5\,449\ W}$$

$\dot{Q}_{ic} = \dot{Q}_{cvz} + \dot{Q}_{cvp} = 8\,137 + 5\,449 = 13\,586$ W

6.3.3 Tepelná zátěž z přívodu větracího vzduchu do klimatizačního zařízení

V letních měsících při maximálních teplotách se vnikání vzduchu náporem větru do klimatizovaných prostorů neuvažuje. Infiltrace se uvažuje pouze u podtlakových klimatizačních systémů. Tepelná zátěž pro dimenzování klimatizačních zařízení zahrnuje i tepelné zisky plynoucí z přívodu čerstvého větracího vzduchu do klimatického zařízení:

$\dot{Q}_L = \dot{V}_e \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot (t_{ev} - t_i)$ (W) (5.23)

$$\dot{Q}_L = 1{,}25 \cdot 1{,}2 \cdot 1\,010 \cdot (27{,}9 - 26) = \mathbf{2\,878{,}5\ W}$$

Kde:

$\dot{V}_e = 0{,}5\ \mathrm{m^3/s}$ přívod venkovního větracího vzduchu

$\rho_v = 1{,}2\ \mathrm{kg/m^3}$ hustota standardního vzduchu

$c_p = 1\,010\ \mathrm{J/kg \cdot K}$ měrná tepelná kapacita vzduchu

$t_{ev} = 27{,}9\ °\mathrm{C}$ teplota venkovního vzduchu dle tab. 16 v ČSN 730548

$t_i = 26\ °\mathrm{C}$ vnitřní teplota

6.3.4 Tepelná zátěž klimatizačního zařízení citelným teplem

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{ic} + \dot{Q}_L = 13\,872 + 2\,878 = \mathbf{16\,750\ W}$$

7 Vodní zisky

7.1 Tepelné zisky odpařováním z jídel

$$\boldsymbol{Q_h} = i_o \cdot m \cdot i_j \cdot l = 60 \cdot 0{,}01 \cdot \frac{1}{3\,600} \cdot 2{,}5 \cdot 10^6 = \mathbf{417\ W}$$

Kde:

m = 10 g	produkce páry z jednoho jídla
i_j = 1/h	počet jídel za hodinu na jedno místo
i_o = 60	počet osob
l = 2,5.10^{-6} kJ/kg	měrné výparné teplo vody

7.2 Tepelné zisky odpařováním vodní páry člověkem

$$\boldsymbol{Q_{1v}} = i_o \cdot m \cdot l = 60 \cdot 0{,}116 \cdot \frac{1}{3\,600} \cdot 2{,}5 \cdot 10^6 = \mathbf{4\,833\ W}$$

Kde:

m = 116 g	produkce páry člověka sedícího při teplotě vzduchu 26 °C [6]
i_o = 60	počet osob
l = 2,5.10^{-6} kJ/kg	měrné výparné teplo vody

7.3 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem

$$\dot{Q}_{iv} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_{1v} = 417 + 4\,833 = \mathbf{5\,250\ W}$$

8 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru

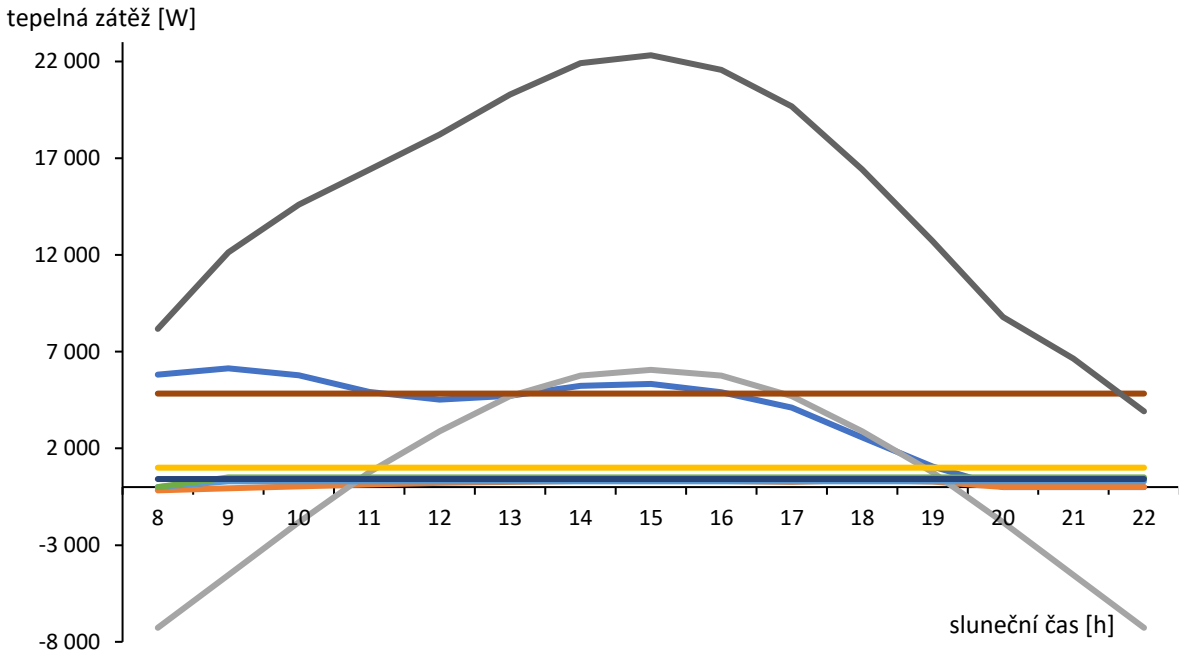
$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{iv} = 16\,750 + 5\,250 = \mathbf{22\,000\ W}$$

Tab. 17 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru

sluneční čas	(h)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
venkovní teplota	°C	21,2	23	24,8	26,5	27,9	29,1	29,8	30	29,8	29,1	27,9	26,5	24,8	23	21,2
sluneční deklinace	°C	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35
výška slunce h	m	34	44	52	58	60	58	52	44	34	25	15	6	0	0	0
sluneční azimut	°	100	114	131	152	180	208	229	248	260	272	283	293	0	0	0
tep.zisky sluneční radiací	W	5 814	6 138	5 778,2	4 914,6	4 523	4 720,7	5 238,6	5 330,3	4 899,1	4 111	2 566,4	1 062,8	0	0	0
tepelné ziskly prostupem	W	-168,2	-66,3	35,6	130,5	211,9	274,7	313,9	327,2	313,9	274,7	366,6	285	0	0	0
tepelná zátěž z přívodu vzduchu	W	-7 272	-4 545	-1 818	757,5	2 878,5	4 696,5	5 757	6 060	5 757	4 696,5	2 878,5	757,5	-1 818	-4 545	-7 272
produkce tepla ventilátoru	W	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004	1004
produkce tepla od jídel	W	0	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
produkce tepla od technologie	W	0	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
produkce tepla od ocvětlení	W	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	140	725	725
produkce tepla od lidí	W	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410	3410
zisky odpařováním z jídel	W	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417	417
odpařování vodní páry člověkem	W	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833	4833
celkem tepelná zátěž	**W**	**8177,8**	**12130,7**	**14599,8**	**16406,6**	**18217,4**	**20295,9**	**21913,5**	**22321,5**	**21574**	**19686,2**	**16415,5**	**12709**	**8786**	**6644**	**3917**

Výpočet byl proveden na software Protech TV 5.0.11 [27] modul. Na obr. 13 je graficky znázorněn průběh tepelné zátěže pro jednotlivé fasády a střechu, radiaci okny, zátěží od pobytu osob, produkce tepla od jídel atd. Šedá křivka ukazuje celkovou tepelnou zátěž ve výši cca 20,0 kW.

Obr. 13 Diagram celkové tepelné zátěže pro zónu restaurace



Legenda:

- Tepelné zisky sluneční radiací (W)
- Tepelná zátěž z přívodu vzduchu (W)
- Produkce tepla od jídel (W)
- Tepelné zisky prostupem (W)
- Produkce tepla od ventilátoru (W)
- Produkce tepla od technologie (W)
- Zisky odpařováním z jídel (W)
- Tepelná zátěž celkem (W)
- Zisky odpařování vodní páry člověkem (W)

9 Návrh řešení

9.1 Vytápění restaurace

Při návrhu větrání nebo chlazení jednozónového prostoru je třeba zvážit celou řadu aspektů souvisejících s užíváním prostoru, v našem případě restaurace. V prvé řadě je třeba stanovit tepelný výkon pro vytápění řešeného prostoru. Otázkou je rozhodnutí, zda prostor bude vytápěn teplovzdušně, nebo jiným způsobem a vzduchotechnika bude zajišťovat pouze ohřev větracího vzduchu.

V zimním období, dochází vlivem přívodu suchého vzduchu, k poklesu relativní vlhkosti a dalším ohřevem dochází k vysoušení větracího vzduchu, kdy je potom nutné počítat se zvlhčováním vzduchu.

Předmětem návrhu je prostor restaurace. Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí byly popsány výše. Systém klimatizace je navržen jako rovnotlaký pouze pro výměnu vzduchu v provozní době restauračního provozu. Mimo provoz restaurace, tj. při vypnuté vzduchotechnice bude zajišťovat vytápění samostatný topný systém, který vedle krytí tepelných ztrát prostupem bude krýt i tepelné ztráty infiltrací, kdy je uvažována 0,5násobná výměna vzduchu. Tepelná ztráta, resp. tepelný výkon vypočtený podle ČSN EN 12831 je ve výši 5 924 W. Tato tepelná ztráta bude kryta tepelným čerpadlem vzduch voda. Pro vyšší využití energie okolního prostředí je jako otopná plocha navrženo nízkoteplotní podlahové vytápění. Pro topnou vodu jsou uvažovány parametry 40/30 °C, které umožní zvýšení topného faktoru zdroje tepla. Výhodou tohoto systému je splnění estetických požadavků investora na interiér zvláště s použitím poměrně velkého prosklení bez okenních parapetů pro osazení otopných těles. Určitou nevýhodou je větší setrvačnost tohoto systému.

V přední části restaurace bude osazena skříň podlahového vytápění s rozdělovačem a sběračem pro podlahové okruhy. Navržený rozdělovač, resp. sběrač je navržen s uzávěry, vypouštěním, automatickým odvzdušňovacím ventilem a uzavíracími, regulačními a měřícími prvky na jednotlivých topných smyčkách. Jako potrubí je navrženo vícevrstvé plastové potrubí s hliníkovou vložkou, které zajišťuje dokonalou kyslíkovou bariéru. Jako nejvhodnější se jeví potrubí firmy Fränkische, která jako jedna z prvních začala s výrobou vícevrstvých plastových trubek pod obchodním názvem Alpex-Duo. Firma Fränkische původně dodávala kompletní systém podlahového vytápění, avšak v současnosti se věnuje pouze výrobě trubek Alpex. Hliníková vložka je svařována na tupo a jedná se o jednu z nejkvalitnějších trubek na trhu. Původním záměrem výrobců bylo spojit výhody plastových potrubí a potrubí z trubek Cu. Posouzení vhodnosti použití potrubí závisí vždy na konkrétním případu použití. V současné době lze u stávajících systémů provedených z plastových trubek s nízkou nebo žádnou kyslíkovou bariérou vidět zanášení výměníků, armatur i potrubí kaly a nutnost následného chemického čištění. Systém podlahového vytápění využitý v prostoru restaurace je řešen pomocí systémových desek z EPS 100 S, opatřených tkaninou s rastrem, ke kterým se trubka přichytává prostřednictvím tzv. „U“clipů. V příloze 1 je vyznačen kladečský výkres s vyznačenými roztečemi trubek pro jednotlivé okruhy. Systém okruhů je navržen tak, aby bylo možné v rámci podlahářských prací umístit dilatační spáry. [16]

Regulace topného výkonu podlahového nízkoteplotního vytápění je navržena ekvitermní. Druhou možností je osazení prostorového termostatu ve vytápěném prostoru s tím, že do skříně podlahového vytápění bude přivedena elektrická energie 230 V a osazena sběrnice podlahového vytápění. Do této sběrnice bude zapojen prostorový termostat a propojeny elektrotermické pohony jednotlivých podlahových okruhů. Nevýhodou je možnost ovlivňování termostatu větracím vzduchem.

V zimním období bude tedy navržená VZT jednotka zajišťovat pouze ohřev požadovaného větracího vzduchu. Při výpočtové venkovní teplotě -15 °C, teplotě přiváděného vzduchu do prostoru restaurace +20 °C a požadovaném množství větracího vzduchu 4 500 m^3/h je potřeba tepla pro nucené větrání vypočtena ze vztahu (8.1) ve výši 53 025 W.

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{m}_e \cdot c_{p.v.} \cdot (t_i - t_e) \quad \text{(W)} \quad (8.1)$$

$$\dot{Q}_{oh} = 1{,}50 \cdot 1\,010 \cdot (20{,}0 - (-15)) = 53\,025 \text{ W}$$

Kde:

$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
t_e	teplota vzduchu ohřátého ve výměníku	(°C)
t_i	teplota vnitřního vzduchu	(°C)
$c_{p.v}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	(J/kg·K)

Pokud je vzduchotechnická jednotka mimo provoz, je předpokládána výměna vzduchu v prostoru restaurace infiltrací. V tab. 15 v kapitole 4.5 je tepelný výkon vypočtený dle ČSN EN 12831 ve výši 5 924 W. Z toho je právě hodnota 2 612 W určena ke krytí tepelných ztrát infiltraací a 3 312 W kryje tepelné ztráty prostupem obálkou budovy. Tento tepelný výkon, resp. tepelná ztráta je hrazena podlahovým vytápěním.

Pro ohřev větracího vzduchu je, dle předchozího odstavce, potřeba tepla ve výši 53 023 W. Na tento výkon byla navržena vzduchotechnická jednotka. Navržená vzduchotechnická jednotka je vybavená rekuperačním protiproudým výměníkem s předpokládanou účinností 94 %. Pokud by nebyla použita rekuperace, byly by požadavky na ohřev větracího vzduchu ve výši 53 025 W. Při navrhovaném rekuperačním výměníku s účinností 94 % lze uvažovat s úsporou tepla pro ohřev vzduchu, resp. získáním tepla z odváděného vzduchu až ve výši 49,5 kW. Pro dohřátí větracího vzduchu na požadovanou teplotu 20 °C cca 3,3 kW je navržen teplovodní ohřívač. Je uvažováno s rezervou, pro venkovní teplotu -15 °C. Zdroj tepla bude navržen na jmenovitý výkon:

- Vytápění 3,3 kW
- Ohřev vzduchu 10,0 kW
- Celkem 13,3 kW

Návrh zdroje tepla je řešen v kapitole 9,

Pro letní provoz je třeba počítat s požadavkem na chladící výkon ve výši cca 22,4 kW. I v tomto případě by byl využit výměník tepla osazený v navržené jednotce VZT, kdy odpadní vzduch bude mít teplotu +26 °C a přívodní výpočtovou teplotu +32 °C. Je předpoklad, že rekuperace dodá cca 7,0 kW chladícího výkonu a sníží tak potřebu chladícího výkonu přímého chladiče na hodnotu 15,4 kW.

V příloze 1 jsou vykresleny jednotlivé topné okruhy podlahového vytápění. Skladba podlahy je uvažována ve skladbě: bet. konstrukce stropu, kročejová izolace, systémová deska s rastrem z EPS100, nosná vrstva betonové mazaniny s podlahovými trubkami v tl. 16 + 55 mm a povrchová vrstva dlažba. Návrh byl proveden na firemním software TechCON 9.0 s materiály společnosti IVAR. [16]

9.2 Návrh rozvodů pro vzduchotechniku

9.2.1 Ideové řešení

Vzduchotechnická klimatizační jednotka bude umístěna na ploché střeše, tj. ve venkovním prostředí. Od jednotky budou vedena potrubí VZT do prostoru restaurace. Ve venkovní nadstřešní části jsou potrubí vybavena tlumiči hluku. Před vstupem do větraného prostoru jsou na potrubí navrženy požární klapky. Pod stropem prostoru je vedeno potrubí přívodního upraveného vzduchu, který je přes štěrbinové výusti distribuován do větraného prostoru. Vzduch je vyfukován na velké prosklené plochy po obvodu restaurace. Odpadní vzduch je odsáván anemostaty v podhledu na středu prostoru.

9.2.2 Stanovení koncových prvků vzduchotechnického potrubí - přívod

Důležitým prvkem jsou koncové prvky přívodního potrubí, které zajistí rovnoměrný přívod čerstvého větracího vzduchu. V prostoru restaurace jsou navrženy štěrbinové vyústi VSD35 ve

2řadém provedení. Čelní výustě je nezávisle na počtu štěrbin vždy z jednoho kusu, a proto nevznikají viditelné spáry. Série VSD35 je použitelná v prostorách s výškou od cca 2,60 m do 4,00 m. Pro svou malou vestavnou výšku jsou štěrbinové vyústi vhodné pro nízké mezistropní prostory, a především pro instalaci do zavěšených stropních systémů. Vyznačují se vysokou indukcí, kterou se dosáhne rychlého vyrovnání teplotní diference přiváděného vzduchu a rychlosti vyfukovaného vzduchu. Doporučená teplotní diference přiváděného vzduchu je ±10 K. Štěrbinové vyústi jsou díky svému stabilnímu proudění vhodné pro použití v zařízeních s konstantním a variabilním průtokem vzduchu.

Směr výstupu vzduchu může být přizpůsoben požadovaným podmínkám v místnosti. Dodavatel nastaví lamely podle příslušných údajů v objednávce. Jestliže bude později potřeba změnit směr výstupu vzduchu, provede se to snadno pootočením lamel na místě.

Jak je patrné z přílohy 2 je přívodní vzduchotechnické potrubí rozděleno na dvě větve vedené při západní a východní fasádě. Potrubí je vedené pod stropem restaurace na závěsech. Před vstupem do klimatizovaného prostoru jsou obě větve opatřeny protipožárními klapkami. Potrubí je čtyřhranné a je opatřeno tepelnou izolací s povrchovou úpravou s Al folií. Z potrubí jsou napojeny jednotlivé štěrbinové vyústky VSD35-2-AS dlouhé 1 800 mm. Každá vyústka má dvě hrdla o průměru 125 mm. Propojení je realizováno spiropotrubím.

Materiál:

Čelní část vyústi a koncové úhelníky jsou provedeny z vylisovaných hliníkových profilů, eloxováných v přírodní barvě E6-C-0, nebo opatřené vypalovacím práškovým lakem podle barevné řady RAL. Lamely jsou standardně z černé umělé hmoty (Polystyrol), podobné RAL 9005 nebo na přání bílé (podobné RAL 9010). Připojovací komora je ze speciálně pozinkovaného plechu, vyložená minerální vlnou, na přání břitové těsnění z gumy.
Na obr. 14 je uvedena štěrbinová vyústka. Jedná se o typ pouze s jedním hrdlem.

Obr. 14 Štěrbinová výusť série VSD35 s jedním hrdlem

Zdroj: https://www.trox.cz

Návrh typu vyústky

Typ VSD35-2-AS; výstup vzduchu střídavě šikmý

Délka štěrbiny	L_1 = 1 800 mm
Celkové průtočné množství	$\dot{V}_t$ = 59 l/s
Průměr hrdla	D = 123 mm
Tlaková ztráta	Δp_t = 22 Pa. 1,2, tj. cca 26 Pa
Akustický výkon	L_{WA} = 32 dB(A)

Efektivní rychlost vzduchu

$$v_{eff} = \frac{\dot{V}_t}{(s_{eff} \cdot L_1 \cdot 1000)} = \frac{59}{(0{,}0049 \cdot 1{,}8 \cdot 1000)} = 6{,}7 \text{ m/s} \qquad (8.1)$$

Teplotní kvocient: $\Delta t_{H1} / \Delta t_Z$ = 0,085

9.2.3 Stanovení koncových prvků vzduchotechnického potrubí - odtah

Pro odvod větracího vzduchu je navrženo samostatné potrubí vedené středem místnosti. Z tohoto potrubí jsou napojené jednotlivé distribuční elementy pro odvod vzduchu. Jsou navrženy kruhové anemostaty obr. 15 s pevným kuželem, odstranitelným středovým elementem a se zpětnou klapkou typ DRE-CF o průměru 200 mm. Anemostaty jsou vyrobeny z hliníku opatřeného bílou vypalovací barvou (RAL 9016). Zpětná klapka je v těsném provedení. Anemostaty jsou určeny pro montáž do stropu s optimální výškou instalace v rozmezí 2,6 – 4,1 m^2. Anemostaty lze využít jak pro přívod, tak i odvod větracího vzduchu. Montáž pomocí skrytých šroubů na hrdle anemostatu nebo pomocí montážní konzole. Jako příslušenství jsou montážní kroužky vyrobené dle velikosti z polykarbonátu (150–250) nebo z pozinku (300, 350).

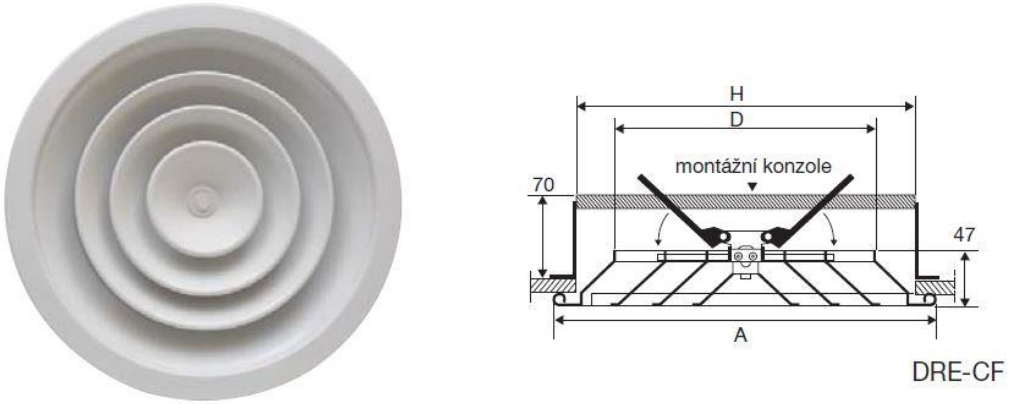
Tab. 18 Parametry anemostatů

Typ	A_k	Q		L_{WA}		$X_{(0,25)}$ -$Y_{(0,25)}$		Δp_t	
	[m^2]	[m^3/h]		dB(A)		[m]		[Pa]	
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
DRE-CF 150	0,0102	110	280	-	38	1,0	2,1	10	50
DRE-CF 200	0,0227	270	670	-	45	1,5	3,2	10	50
DRE-CF 250	0,0366	460	1140	24	50	1,9	4,2	10	50
DRE-CF 300	0,0519	680	1670	28	53	2,2	5,1	10	50
DRE-CF 350	0,0684	920	2260	31	56	2,6	6,0	10	50

Legenda

A_k	volná výtoková plocha z vyústky (m^2)
Q	průtočné množství vzduchu (m^3/h)
L_{WA}	akustický výkon (dB(A))
$X_{(0,25)}$-$Y_{(0,25)}$	dosah proudu vzduchu pro získání komfortní rychlosti vzduchu v pobytové zóně 0,25 m/s (m)
Δp_t	celková tlaková ztráta (Pa)

Obr. 15 - Kruhový anemostat se zpětnou klapkou DRE-CF



Zdroj: https://www.solerpalau.com

Tab. 19 Rozměry anemostatů řady DRE-CF 150 až 350

Typ	H	D	A
DRE-CF 150	220	148	257
DRE-CF 200	271	198	309
DRE-CF 250	324	249	362
DRE-CF 300	377	298	415
DRE-CF 350	411	348	460

Navržený typ anemostatu DRECF 250.

Q = 450 m^3/h průtok vzduchu anemostatem

Δp = 20 Pa tlaková ztráta

L_{WA} = 25 dB(A) akustický výkon

9.3 Návrh vzduchotechnické sítě

Vzduchotechnický systém zajišťuje přívod čerstvého větracího vzduchu v množství daném hygienickými požadavky na prostor dle účelu využití. Zároveň systém upravuje parametry větracího vzduchu a to chlazením na teplotu 26 °C v letním období a ohřev větracího vzduchu

včetně zpětného získávání tepla rekuperací v zimním období. Systém se skládá z přívodního potrubí a potrubí pro odtah znehodnoceného odpadního vzduchu. Přívodní potrubí je opatřeno koncovými prvky jako jsou např. štěrbinové výústě. Potrubí je vybaveno tepelnou izolací. Před vstupem do samostatného požárního úseku nusí být potrubí opatřeno protipožární klapkou.

Potrubí odtahové je vybaveno koncovými prvky pro odvod vzduchu. Přívodní a vratné vzduchotechnocké potrubí je vedeno prostupem nad střechu objektu, kde je instalovaná vzduchotechnická jednotka Atrea DUPLEX. Tato jednotka obsahuje přívodní a odtahový ventilátor, vestavěný ohřívač, přímý chladič a rekuperační výměník a filtry. Na potrubích budou osazeny tlumiče hluku.

Projektový návrh:

- Návrh typu vzduchovodu
- Návrh vedení tras jedntlivých úseků
- Dimenzování vzduchovodu a stanovení dopravního tlaku ventilátorů

Hlavní dimenze vzduchotechnického potrubí jsou navrženy ze čtyřhranného potrubí z pozinkovaného plechu s uvažovanou drsností ε = 0,15 mm. Propojení koncových prvků je zajištěno flexihadicemi. Přívodní potrubí je vedeno pod stropem v podhledu.

V příloze 2 je znázorněn návrh dimenze vzduchovodu, který vychází ze stanovení rychlosti vzduchu v potrubí a návrhu průřezu potrubí tak, aby byly výslední tlakové ztráty co nejnižší. Pro dimenzování je použita metoda celkových tlaků.

Výpočtové vztahy

Rychlost proudění vzduchu v potrubí

$$w = \dot{V} \cdot 4 / (\pi \cdot D^2) \quad (m^3/s) \quad (8.2)$$

Kde:

w	rychlost proudění vzduchu v potrubí	(m./s)
$\dot{V}$	objemový tok v potrubí	(m^3/s)
D	průměr potubí	(m)

Měrný tlakový spád pro vzduchovod se standarndní drsností ε = 0,15 mm [21]

$$R = 0{,}01218 \cdot w^{1{,}875} \cdot D^{-1{,}235} \quad \text{(Pa/m)} \quad (8.3)$$

Kde:

w	rychlost proudění vzduchu v potrubí	(m/s)
R	měrný tlakový spád	(Pa/m)
D	průměr potubí	(m)

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_L = R \cdot L \quad \text{(Pa)} \quad (8.4)$$

Kde:

Δp_L	tlaková ztráta třením	(Pa)
R	měrný tlakový spád	(Pa/m)
L	délka daného úseku	(m)

Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_m = \varrho \cdot 0{,}5 \cdot w^2 \cdot \Sigma\xi \quad \text{(Pa)} \quad (8.5)$$

Kde:

Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	(Pa)
ξ	součinitel místních ztrát	(-)
w	rychlost proudění vzduchu v potrubí	(ms)
ϱ	hustota vzduchu	(kg·m^3)

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_z = \Delta p_L + \Delta p_m \quad \text{(Pa)} \quad (8.6)$$

Kde:

Δp_z	celková tlaková ztráta	(Pa)
Δp_L	tlaková ztráta třením	(Pa)
Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	(Pa)

Na obr. 16 a 17 je vyznačen návrh jednotlivých větví vzduchovodu a uvedeno značení jednotlivých úseků. V následujících tabulkách jsou uvedeny tlakové ztráty přívodního a

odvodního potrubí. Ve sloupcích označených *A* a *B* jsou vyznačeny rozměry vzduchotechnického potrubí v milimetrech. Hodnota d_h značí ekvivaletní průměr v mm.

Tab. 20 Výpočet dimenzí a tlakových ztrát přívodního vzduchovodu pro restauraci - západ

přívod větev západ

	průtok	průtok	rozměr		skutečné hodnoty		Reynolds č.	součinitel t	ztráty třením			místní ztráty		tlak.ztr.	ztrátax
č.úseku	V	V	A	B	d_h	w	Re	λ	R	l	Rl	$\Sigma\xi$	$0{,}5.\rho.v^2$	výústky	celkem
	m^3/h	m^3/s	mm	mm	mm	m/s	-	-	Pa/m	m	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa
1	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,197	2,599	27,00	29,91
2	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,187	2,577	0,00	2,89
3	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	0,457	0,992	27,00	28,30
4	214	0,0594	160	160	160	2,32	23664,19	0,0269	0,545	0,90	0,490	0,511	1,653	0,00	2,14
5	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	0,620	1,346	27,00	28,66
6	321	0,0892	200	200	200	2,23	28397,03	0,0256	0,382	0,90	0,344	0,276	0,823	0,00	1,17
7	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,530	3,322	27,00	30,63
8	428	0,1189	225	225	225	2,35	33655,74	0,0246	0,362	0,50	0,181	0,388	1,284	0,00	1,46
9	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	0,939	2,039	27,00	29,56
10	535	0,1486	225	225	225	2,94	42069,67	0,0237	0,544	0,75	0,408	0,636	3,288	0,00	3,70
11	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,20	0,624	1,550	3,365	27,00	30,99
12	642	0,1783	250	225	237	3,17	47826,57	0,0231	0,588	0,55	0,323	0,310	1,870	0,00	2,19
13	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,830	3,973	27,00	31,49
14	749	0,2081	250	225	237	3,70	55797,67	0,0225	0,781	0,90	0,703	0,354	2,906	0,00	3,61
15	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,990	4,320	27,00	31,84
16	856	0,2378	280	225	250	3,77	59980,52	0,0222	0,760	0,90	0,684	0,274	2,342	0,00	3,03
17	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,050	4,451	27,00	31,97
18	963	0,2675	315	225	263	3,77	63104,51	0,0219	0,714	0,90	0,642	0,613	5,239	0,00	5,88
19	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,040	4,429	27,00	31,95
20	1070	0,2972	355	225	275	3,72	65280,52	0,0217	0,655	0,90	0,590	0,265	2,202	0,00	2,79
21	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,980	4,299	27,00	31,82
22	1177	0,3269	400	225	288	3,63	66638,36	0,0216	0,593	0,90	0,534	0,264	2,090	0,00	2,62
23	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,900	4,125	27,00	31,65
24	1284	0,3567	400	225	288	3,96	72696,39	0,0213	0,697	0,80	0,557	0,269	2,535	0,00	3,09
25	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,260	4,907	27,00	32,43
26	1391	0,3864	450	225	300	3,82	72920,76	0,0212	0,617	0,90	0,556	0,248	2,167	0,00	2,72
27	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,690	5,840	27,00	33,36
28	1498	0,4161	450	225	300	4,11	78530,05	0,0210	0,708	0,90	0,638	0,280	2,838	0,00	3,48
29	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,500	5,428	27,00	32,95
30	1605	0,4458	500	225	310	3,96	78336,63	0,0209	0,635	0,90	0,572	0,280	2,638	0,00	3,21
31	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,900	6,296	27,00	33,82
32	1712	0,4756	500	225	310	4,23	83559,07	0,0207	0,716	0,90	0,644	0,267	2,863	0,00	3,51
33	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,620	5,688	27,00	33,21
34	1819	0,5053	560	225	321	4,01	81995,66	0,0207	0,623	0,90	0,560	0,244	2,354	0,00	2,91
35	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,970	6,448	27,00	33,97
36	1926	0,5350	560	225	321	4,25	86818,94	0,0205	0,692	0,90	0,623	0,263	2,845	0,00	3,47
37	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	3,380	7,338	27,00	34,86
38	2033	0,5647	560	225	321	4,48	91642,21	0,0204	0,766	0,90	0,689	0,257	3,098	0,00	3,79
39	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	3,730	8,098	27,00	35,62
40	2140	0,5944	560	225	321	4,72	96465,49	0,0203	0,843	0,90	0,758	0,252	3,365	0,00	4,12
41	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,180	2,562	27,00	30,08
42	2247	0,6242	560	225	321	4,95	101288,76	0,0201	0,923	7,00	6,461	2,987	43,979	0,00	50,44

Tab. 21 Výpočet dimenzí a tlakových ztrát přívodního vzduchovodu pro restauraci - východ

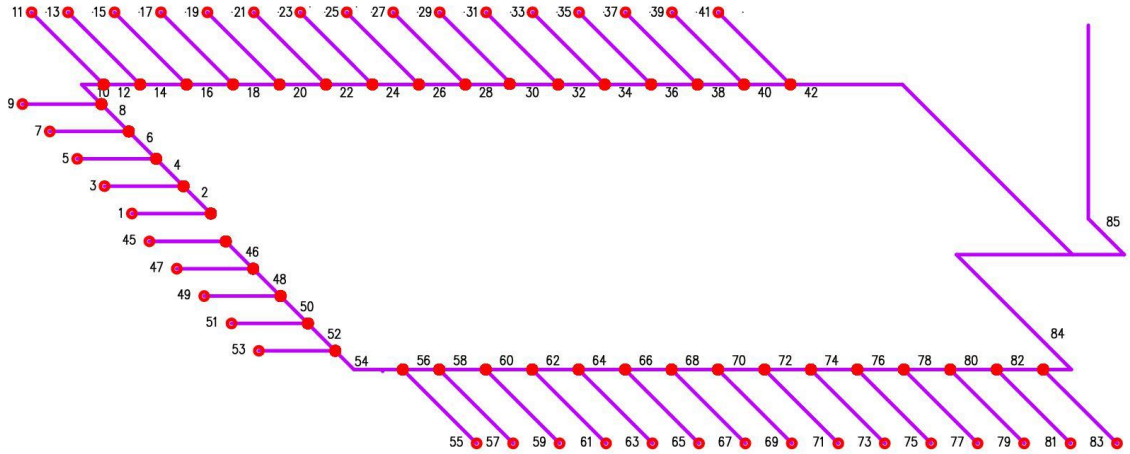
přívod větev východ

	průtok	průtok	rozměr		skutečné hodnoty		Reynolds č.	součinitel t	ztráty třením			místní ztráty		tlak.ztr.	ztráta
č.úseku	V	V	A	B	d_h	v	Re	λ	R	l	Rl	Σξ	$0,5.\rho.v^2$	výústky	celkem
	m^3/h	m^3/s	mm	mm	mm	m/s	-	-	Pa/m	m	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa
43	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,197	2,599	27,00	29,91
44	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,187	2,577	0,00	2,89
45	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	0,457	0,992	27,00	28,30
46	214	0,0594	160	160	160	2,32	23664,19	0,0269	0,545	0,90	0,490	0,511	1,653	0,00	2,14
47	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	0,620	1,346	27,00	28,66
48	321	0,0892	200	200	200	2,23	28397,03	0,0256	0,382	0,90	0,344	0,276	0,823	0,00	1,17
49	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	0,60	0,312	1,530	3,322	27,00	30,63
50	428	0,1189	225	225	225	2,35	33655,74	0,0246	0,362	0,50	0,181	0,388	1,284	0,00	1,46
51	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	0,939	2,039	27,00	29,56
52	535	0,1486	225	225	225	2,94	42069,67	0,0237	0,544	0,75	0,408	1,150	5,946	0,00	6,35
53	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,20	0,624	1,550	3,365	27,00	30,99
54	642	0,1783	250	225	237	3,17	47826,57	0,0231	0,588	0,55	0,323	0,310	1,870	0,00	2,19
55	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,830	3,973	27,00	31,49
56	749	0,2081	250	225	237	3,70	55797,67	0,0225	0,781	0,90	0,703	0,354	2,906	0,00	3,61
57	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,990	4,320	27,00	31,84
58	856	0,2378	280	225	250	3,77	59980,52	0,0222	0,760	0,90	0,684	0,274	2,342	0,00	3,03
59	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,050	4,451	27,00	31,97
60	963	0,2675	315	225	263	3,77	63104,51	0,0219	0,714	0,90	0,642	0,613	5,239	0,00	5,88
61	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,040	4,429	27,00	31,95
62	1070	0,2972	355	225	275	3,72	65280,52	0,0217	0,655	0,90	0,590	0,265	2,202	0,00	2,79
63	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,980	4,299	27,00	31,82
64	1177	0,3269	400	225	288	3,63	66638,36	0,0216	0,593	0,90	0,534	0,264	2,090	0,00	2,62
65	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,900	4,125	27,00	31,65
66	1284	0,3567	450	225	300	3,52	67311,47	0,0215	0,532	0,80	0,426	0,269	2,003	0,00	2,43
67	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,260	4,907	27,00	32,43
68	1391	0,3864	450	225	300	3,82	72920,76	0,0212	0,617	0,90	0,556	0,248	2,167	0,00	2,72
69	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,690	5,840	27,00	33,36
70	1498	0,4161	450	225	300	4,11	78530,05	0,0210	0,708	0,90	0,638	0,280	2,838	0,00	3,48
71	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,500	5,428	27,00	32,95
72	1605	0,4458	500	225	310	3,96	78336,63	0,0209	0,635	0,90	0,572	0,280	2,638	0,00	3,21
73	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,900	6,296	27,00	33,82
74	1712	0,4756	500	225	310	4,23	83559,07	0,0207	0,716	0,90	0,644	0,267	2,863	0,00	3,51
75	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,620	5,688	27,00	33,21
76	1819	0,5053	560	225	321	4,01	81995,66	0,0207	0,623	0,90	0,560	0,244	2,354	0,00	2,91
77	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	2,970	6,448	27,00	33,97
78	1926	0,5350	560	225	321	4,25	86818,94	0,0205	0,692	0,90	0,623	0,630	6,815	0,00	7,44
79	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	3,380	7,338	27,00	34,86
80	2033	0,5647	560	225	321	4,48	91642,21	0,0204	0,766	0,90	0,689	0,257	3,098	0,00	3,79
81	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	3,730	8,098	27,00	35,62
82	2140	0,5944	560	225	321	4,72	96465,49	0,0203	0,843	0,90	0,758	0,252	3,365	0,00	4,12
83	107	0,0297	125	125	125	1,90	15145,08	0,0300	0,520	1,00	0,520	1,180	2,562	27,00	30,08
84	2247	0,6242	560	225	321	4,95	101288,76	0,0201	0,923	7,00	6,461	2,987	43,979	0,00	50,44
85	4500	1,2500	630	400	489	4,96	154597,74	0,0183	0,552	6,00	3,310	1,382	20,402	0,00	23,71

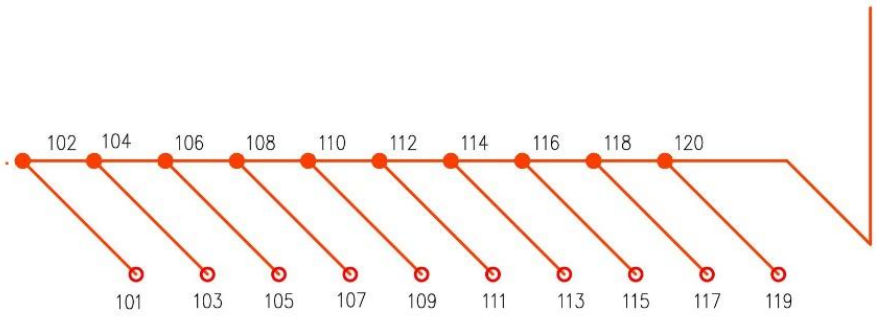
Tab. 22 Výpočet dimenzí a tlakových ztrát odvodního vzduchovodu pro restauraci

	průtok	průtok	rozměr		skutečné hodnoty		Reynolds č.	součinitel t	ztráty třením			místní ztráty		tlak.ztr.	ztráta
č.úseku	V	V	A	B	d_h	v	Re	λ	R	l	Rl	Σξ	$0,5.\rho.v^2$	výústky	celkem
	m^3/h	m^3/s	mm	mm	mm	m/s	-	-	Pa/m	m	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa
101	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,197	2,873	20,00	23,16
102	450	0,1250	125	250	167	4,00	42462,85	0,0243	1,4011	1,00	1,401	1,183	9,600	0,000	11,00
103	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
104	900	0,2500	400	250	308	2,50	48995,59	0,0225	0,2746	1,50	0,412	0,000	3,750	0,000	4,16
105	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
106	1350	0,3750	400	250	308	3,75	73493,39	0,0211	0,5793	1,50	0,869	0,054	8,438	0,000	9,31
107	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	0,60	0,142	1,180	2,400	20,000	22,54
108	1800	0,5000	560	315	403	2,83	72793,45	0,0207	0,2474	1,65	0,408	0,012	4,821	0,000	5,23
109	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,00	0,237	1,180	2,400	20,000	22,64
110	2250	0,6250	560	315	403	3,54	90991,81	0,0200	0,3736	1,65	0,616	0,071	7,532	0,000	8,15
111	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
112	2700	0,7500	630	315	420	3,78	101102,01	0,0196	0,4005	0,90	0,360	0,034	8,570	0,000	8,93
113	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
114	3150	0,8750	630	315	420	4,41	117952,35	0,0192	0,5336	1,55	0,827	0,019	11,664	0,000	12,49
115	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
116	3600	1,0000	800	315	452	3,97	114249,81	0,0192	0,4007	0,90	0,361	0,000	9,448	0,000	9,81
117	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
118	4050	1,1250	800	315	452	4,46	128531,03	0,0189	0,4991	1,50	0,749	0,000	11,958	0,000	12,71
119	450	0,1250	250	250	250	2,00	31847,13	0,0247	0,2369	1,20	0,284	1,180	2,400	20,000	22,68
120	4500	1,2500	800	315	452	4,96	142812,26	0,0186	0,6078	4,00	2,431	1,803	14,763	0,000	17,19
121	4500	1,2500	800	400	533	3,91	132696,39	0,0185	0,3179	3,00	0,954	1,180	9,155	0,000	10,11

Obr. 16 Schéma rozvodu vzduchotechnického potrubí - přívod



Obr. 17 Schéma rozvodu vzduchotechnického potrubí - odtah



10 Návrh centrální vzduchotechnické jednotky Atrea

10.1 Umístění nástřešní jednotky

Jako centrální VZT jednotka byla zvolena na zakázku vyráběná venkovní (nástřešní) kompaktní VZT jednotka se zcela novým protiproudým rekuperačním výměníkem S7. Konstrukčně tato nová generace přináší několik unikátních řešení maximálně přizpůsobených instalaci na střeše. Především jednotky DUPLEX 1500–8000 Multi-N jsou vybaveny pláštěm s kvalitní tepelnou izolací a minimalizací tepelných mostů pro úsporný provoz zařízení. Další možností, jež umocňuje úspornost systému, je tepelně izolovaný základový rám se servisními otvory. Instalace základového rámu v kombinaci s přímými prostupy vzduchovodů střechou skýtá maximálně efektivní řešení nejen z hlediska tepelných ztrát, ale zároveň nikterak nenarušuje vzhled budovy. Nová řada je nabízena se sofistikovanou regulací RD5 s integrovaným web serverem a připojením k internetu, týdenním režimem, automatickou protimrazovou ochranou rekuperátoru, možností regulace na konstantní průtok a tlak nebo na základě čidel (např. vlhkostní, CO_2 apod.). Pokud je pro měření a regulaci použit v objektu nadřazený systém lze jednotku dodat bez regulace.

Tyto kompaktní větrací jednotky řady DUPLEX v nástřešním provedení se používají pro komfortní větrání, teplovzdušné vytápění a chlazení jednozónových prostorů, jako jsou restaurace, kuchyňské provozy, obchody, průmyslové a sportovní haly a stejně tak menší provozovny, kde je nutno zajistit efektivní větrání, případně teplovzdušné cirkulační vytápění a chlazení s minimálními provozními náklady. Pro minimalizaci provozních nákladů je co nejvyšší účinnost rekuperace, co nejnižší příkon instalovaných ventilátorů. V současnosti je hygienických důvodů neméně důležitým parametrem jednotky i co nejnižší hlučnost. Jednotky řady DUPLEX Multi obsahují dva nezávislé řízené EC ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami, rekuperační výměník tepla s velkou teplosměnnou plochou a vysokou účinností 93 %, výsuvné filtry přiváděného i odváděného vzduchu třídy Coarse 60 % (G4), ePM10 50 % (M5), ePM1 55 % (F7), interní by-passovou a případně i cirkulační klapku se servopohonem, nebo integrované ohřívače a chladiče vzduchu. [17]

Větrací jednotky splňují požadavky:
= Charakteristiky pláště dle EN 1886
= EC motory dle ErP 2015 3 = SFP < 0,45 W/(m /h) dle PassivHaus

= Hygienické požadavky dle VDI6022
= Požadavky Nařízení komise (EU) č. 1253/2014 (Ecodesign)

Návrh VZT jednotky DUPLEX byl proveden na firemním návrhovém software DUPLEX číslo ver. 9.00.016 [28].

Vzduchotechnická jednotka DUPLEX Multi Eco-N je navržena v provedení do venkovního prostředí, a bude umístěna na ploché střeše nad restaurací. Jedná se o jednozónový klimatizační systém. Jednozónový znamená, že jednotka upravuje a stav vzduchu v jedné zóně (jednom prostoru) se stejným charakterem provozu a tepelné zátěže.

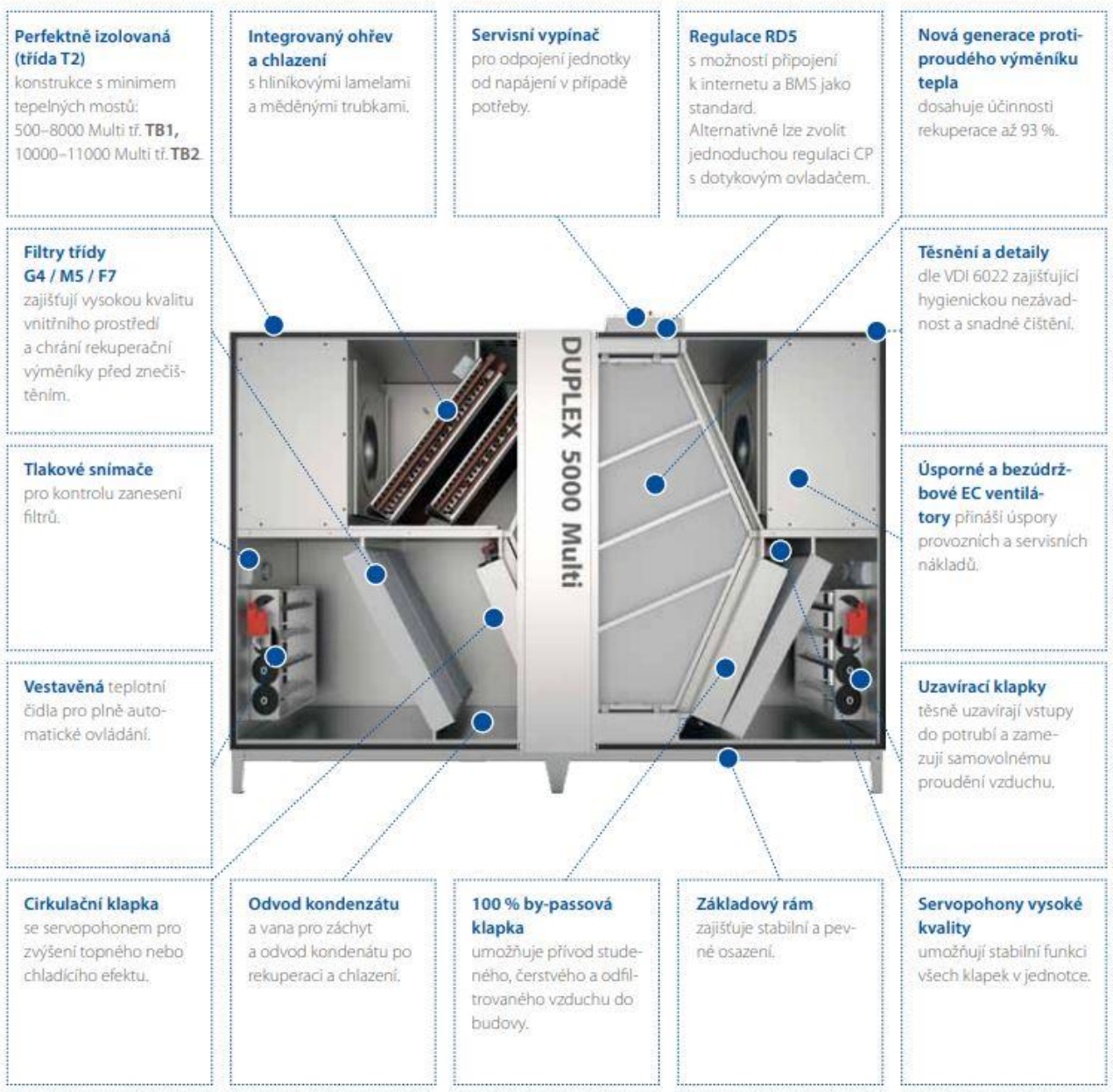
Dimenzování klimatizačního zařízení bylo nejprve provedeno pro letní provoz a tím se stanoví velikost jednotky a množství přiváděného větracího vzduchu. Zimní provoz se potom k takto navrženým hodnotám upravuje. Pro letní i zimní provoz je uvažován provoz s rekuperačním výměníkem.

Jednotka bude umístěna na podstavec na ploché střeše v prostoru nad restaurací. Nad střechu bude vedeno potrubí pro přívod a odtah větracího vzduchu pro restauraci. Na sání čerstvého vzduchu bude umístěn tlumič hluku. Stejně tak na potrubí odpadního vzduchu budou osazeny tlumiče hluku. Potrubí bude opatřeno tepelnou izolací s povrchovou úpravou do venkovního prostoru.

V půdorysu střechy v příloze 3 je uvedeno dispoziční uspořádání nástřešní jednotky Atrea DUPLEX s vyznačenými základními komponenty.

Na následujícím obr. 18 je znázorněna větrací jednotka DUPLEX 5500 Multi Eco-N. Z obr. 18 je patrné vybavení jednotky.

Obr. 18 Vnitřní vybavení větrací jednotky řady Duplex Multi.



10.2 Návrh jednotky – letní provoz

Zvolené řešení jednokanálového klimatizačního zařízení pracuje s venkovním vzduchem, je však vybaveno regulační klapkou a obtokem pro práci i s oběhovým vzduchem. Zařízení je vybaveno rekuperačním výměníkem s účinností až 93 %.

Zadané parametry pro letní provoz:

Venkovní vzduch

t_e = 32 °C	výpočtová teplota venkovního vzduchu
φ_e = 35 %	relativní vlhkost
h_e = 59,0 kJ/kg	měrná entalpie
x_e = 10,2 g/kg	měrná vlhkost vzduchu v místnosti

Vnitřní vzduch

t_i = 26 °C	teplota vnitřního vzduchu
φ_i = 50 %	relativní vlhkost
h_i = 52,5 kJ/kg	měrná entalpie
x_i = 10,2 g/kg	měrná vlhkost vzduchu v místnosti

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem

$\dot{Q}_{ic} = 16\,750$ W	zátěž citelným teplem viz. kapitola 5.3.4
$\dot{Q}_{iv} = 5\,250$ W	zátěž vázaným teplem viz. kapitola 6.3
$\dot{V}_e = 1{,}25$ m^3/s	objemový tok čerstvého přiváděného vzduchu
ϱ_v = 1,2 kg/m^3	hustota vzduchu

$\dot{m}_e = \dot{V}_e \cdot \varrho_v = 1{,}25 \cdot 1{,}2 = 1{,}5$ kg/s hmotnostní tok přiváděného vzduchu

Postup výpočtu

10.2.1 Zjištění faktoru citelného tepla v klimatizovaném prostoru

$$\vartheta_i = \dot{Q}_{ic} / \dot{Q}_i = \dot{Q}_{ic} / (\dot{Q}_{ic} + \dot{Q}_{iv}) = 16\,750 / (16750 + 5\,250) = 0{,}761 \quad (9.1)$$

10.2.2 Volba obtokového součinitele

Návrh F = 0,05 pro provoz pouze s venkovním vzduchem

10.2.3 Určení efektivního faktoru citelného tepla ϑ_{ef}

$\vartheta_{ef} = \dot{Q}_{ic,ef} / \dot{Q}_{i,ef} = (\dot{Q}_{ic} + F \cdot \dot{Q}_{ec}) / (\dot{Q}_i + F \cdot \dot{Q}_e)$ (-) (9.2)

$\vartheta_{ef} = (16\,750 + 0{,}05 \cdot 9\,000) / (22\,000 + 0{,}05 \cdot 9\,750) = 0{,}765$

Kde:

ϑ_{ef}	efektivní faktor citelného tepla	(-)
$\dot{Q}_{ic}$	zátěž citelným teplem viz. kapitola 5.3.4	(W)
F	obtokový součinitel chladiče	(-)
$\dot{Q}_{ec}$	tepelná zátěž citelným teplem z venkovního vzduchu	(W)
Q_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	(W)
Q_e	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu	(W)

$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_e \cdot c_{p,vzd} \cdot (t_e - t_i)$ (W) (9.3)

$\dot{Q}_{ec} = 1{,}5 \cdot 1\,010 \cdot (32 - 26) = 9\,000$ W

Kde:

$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
$c_{p,vzd}$	měrná tepelná kapacita vzduchu při konst. tlaku	(J/kg·K)
$\dot{Q}_e$	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu	(W)
t_i	teplota vnitřního vzduchu	(°C)
t_e	teplota venkovního vzduchu	(°C)

$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot (h_e - h_i)$ (W) (9.4)

$\dot{Q}_e = 1{,}5 \cdot (59.10^3 - 52{,}5 \cdot 10^3) = 9\,750$ W

Kde:

$\dot{Q}_e$	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu	(W)
$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
h_i	entalpie vnitřního vzduchu	(°C)
h_e	entalpie venkovního vzduchu	(°C)

10.2.4 Určení rosného bodu chladiče

V diagramu h-x zakreslíme rovnoběžku se směrnicí vedenou pólem P a hodnotou ϑ_{ef} procházející bodem I. V bodě, kde přímka protne křivku $\varphi = 1$, se nachází rosný bod chladiče, jak je patrné na obr. 20.

Parametry rosného bodu odečteného z h-x diagramu:

t_R = 12,3 °C povrchová teplota chladiče

φ_R = 100 % stav nasycení

x_R = 8,60 g/kg$_{s.v.}$ měrná vlhkost rosného bodu chladiče

h_R = 34,5 kJ/kg$_{s.v.}$ entalpie rosného bodu chladiče

10.2.5 Určení stavu vzduchu za chladičem

Před chladičem je zařazen rekuperační výměník. Rekuperační protiproudý výměník bude v letním provozu využíván bez obtoku a umožní tak částečné vychlazení přívodního vzduchu do chladiče, a tím sníží provozní náklady na chladící energii. Výrobce udává účinnost výměníku zpětného získávání tepla okolo hodnoty až 82 %.

Teplotu na výstupu z rekuperačního výměníku určíme dle vztahu (9.5)

$$t_{rek} = t_e + \varphi_{rek} \cdot (t_i - t_e) \quad (°C) \qquad (9.5)$$

$$t_{rek} = 32 + 0{,}84 \cdot (26 - 32) = 27{,}1 °C$$

Kde:

t_{rek} = 27,1 °C teplota vzduchu na výstupu z rekuperačního výměníku

φ_{rek} = 75 % účinnost rekuperačního výměníku v letním provozu

x_{rek} = 10,20 g/kg$_{s.v.}$ měrná vlhkost vzduchu za rekuperačním výměníkem

h_{rek} = 53,80 kJ/kg$_{s.v.}$ entalpie vzduchu za rekuperačním výměníkem

Parametry vzduchu za rekuperačním výměníkem znázorňuje bod E_{rek} v diagramu h-x na obr. 20. Z rekuperačního výměníku proudí vzduch do chladiče. Parametry vzduchu za chladičem určuje bod 2, který je určen jako průsečík spojnice bodů E_{rek} a R s hodnotou měrné vlhkosti vzduchu – viz. vztah (9.6)

$x_2 = x_R + F \cdot (x_{rek} - x_R)$ (g/kg$_{s.v.}$) (9.6)

$x_2 = 8{,}60 + 0{,}05 \cdot (10{,}20 - 8{,}60) = 8{,}6$ g/kg$_{s.v.}$

Kde:

x_2	měrná vlhkost vzduchu za chladičem	(g/kg$_{s.v.}$)
x_R	měrná vlhkost rosného bodu chladiče	(g/kg$_{s.v.}$)
x_{rek}	měrná vlhkost vzduchu za výměníkem rekuperace	(g/kg$_{s.v.}$)
F	obtokový součinitel chladiče	(-)

Parametry rosného bodu odečteného z h-x diagramu na obr. 20:

t_2 = 13,5 °C	teplota vzduchu za chladičem
φ_2 = 93 %	relativní vlhkost vzduchu za chladičem
x_2 = 8,6 g/kg$_{s.v.}$	měrná vlhkost vzduchu za chladičem
h_2 = 36,0 kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie vzduchu za chladičem

10.2.6 Určení stavu přívodního vzduchu *P*

Parametry vzduchu přiváděného do místnosti se určí z h-x diagramu na obr. 20 jako průsečík spojnice bodů E$_{rek}$ a R se směrnicí ϑ_i vedenou bodem I.

Parametry rosného bodu odečteného z h-x diagramu:

t_P = 16,9 °C	teplota vzduchu přiváděného do místnosti
φ_P = 76 %	relativní vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
x_P = 9,15 g/kg$_{s.v.}$	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
h_P = 40,5 kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie vzduchu přiváděného do místnosti

10.2.7 Určení stavu přívodního vzduchu *P*

Výpočet množství proudícího vzduchu chladičem $\dot{m}_{V1}$:

$\dot{m}_e \cdot x_P = \dot{m}_{V1} \cdot x_1 + \dot{m}_{V0} \cdot x_{rek}$ (9.7)

Kde:

$\dot{m}_{V0} = \dot{m}_e - \dot{m}_{V1}$ (9.8)

z toho:

$\dot{m}_{V1} = \frac{x_P \cdot \dot{m}_e - x_{rek}\, \dot{m}_{V1}}{x_2 - x_{rek}}$ (kg/s) (9.9)

$\dot{m}_{V1} = \frac{9{,}15 \cdot 1{,}5 - 10{,}2 \cdot 1{,}5}{8{,}6 - 10{,}2} = 0{,}984$ kg/s

Kde:

$\dot{m}_{V1}$	hmotnostní tok vzduchu proudícího chladičem	(kg/s)
$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
$\dot{m}_{V0}$	hmotnostní tok vzduchu proudícího obtokem chladiče	(kg/s)
x_P	měrná hmotnost vzduchu přiváděného do místnosti	($g/kg_{s.v.}$)
x_{rek}	měrná hmotnost vzduchu na výstupu z rek. výměníku	($g/kg_{s.v.}$)
x_2	měrná hmotnost vzduchu v bodě 2	($g/kg_{s.v.}$)

Hmotnostní tok proudící obtokem chladiče je dán vztahem (9.7)

$\dot{m}_{V0}$ = 1,50 – 0,984 = 0,516 kg/s

10.2.8 Pracovní rozdíl teplot

$\Delta t_P = t_i - t_P$ (°C) (9.10)

$\Delta t_P =$ 26,0 – 16,9 = 9,1 °C

Pro přívod vzduchu do místnosti budou využity štěrbinové vyústky.

10.2.9 Výpočet chladícího výkonu

$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{V1} \cdot (h_2 - h_{rek})$ (W) (9.11)

$\dot{Q}_{ch}$ = 0,984 · (36 000 – 53 500) **= -17 220 W**

Na tuto hodnotu je navržen přímý chladič v sestavě jednotky. Výpočtové vztahy uvedené v 9.2.1 až 9.2.9 jsou graficky znázorněny v diagramu h-x na obr. 20. Sestava klimatizační jednotky je uvedena na obr. 19. Ve schéma klimatizační jednotky jsou uvedeny teploty vzduchu a výkony ohřívače a chladiče, které jsou výstupem ze software Atrea. Dílčí odchylky mohou být způsobeny použitými výměníky a jejich účinností.

10.2.10 Schéma klimatizační jednotky – letní provoz

Výpočet chladícího výkonu rekuperačního výměníku dle vztahu 9.11

$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_e \cdot (h_{rek} - h_e)$ (W)

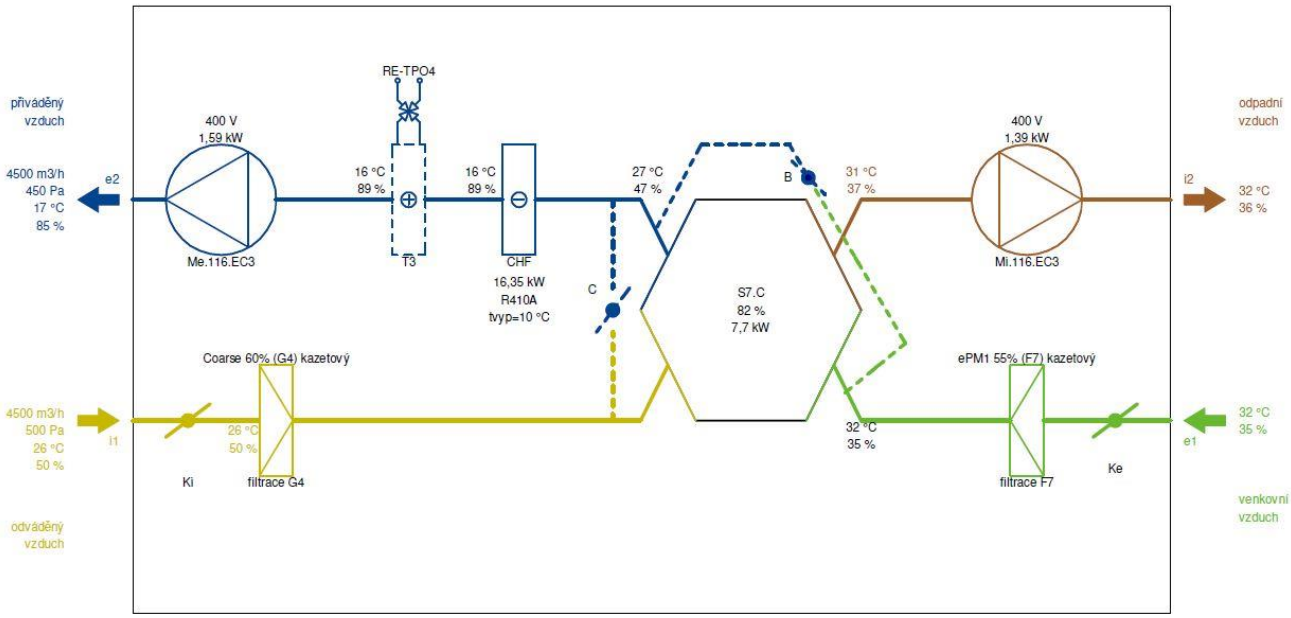
$\dot{Q}_{ch}$ = 1,500 · (54 000 – 59 000) **= -7 500 W**

Kde:

$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
h_{rek}	enthalpie vzduchu na výstupu z rek. Výměníku	($g/kg_{s.v.}$)
h_e	enthalpie venkovního vzduchu	($g/kg_{s.v.}$)

Využití protiproudého rekuperačního výměníku o účinnosti 82 % znamená úsporu energie na chlazení ve výši 7,50 kW.

Obr. 19 Vzduchotechnické schéma zapojení klimatizačního zařízení – letní provoz



Legenda:

- Přiváděný vzduch e2
- Venkovní vzduch e1
- Odváděný vzduch i1
- Odpadní vzduch i2

Tab. 23 Parametry přívodního a odvodního vzduchu pro letní provoz

PŘÍVOD

	Popis	T[°C]	φ [%]
e1	Venkovní vzduch	32,0	35
eR	Rekuperace	27,2	47
e2	Chlazení	17,0	86

ODTAH

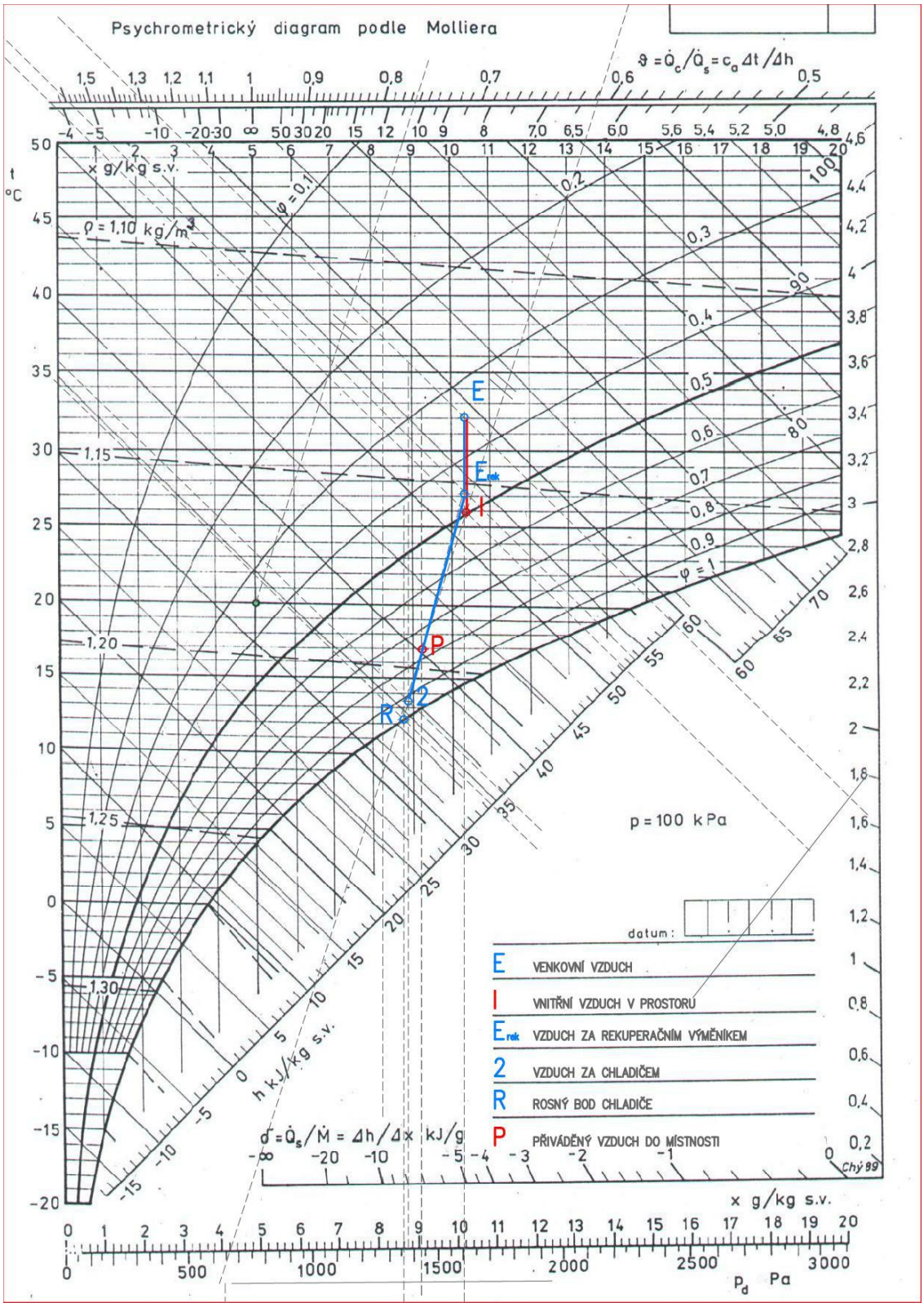
	Popis	T[°C]	φ [%]
i1	Odváděný vzduch	26,0	50
i2	Rekuperace	31,6	36

10.2.11 Popis funkce jednotky

Letní provoz vzduchotechnické jednotky bude řešen bez obtoku s využitím rekuperačního výměníku, pro který výrobce deklaruje účinnost až 82 %. Přívodní vzduch o teplotě +32 °C v množství 4 500 m^3/h bude přiváděn do jednotky přes rekuperační výměník. Přes protiproudý výměník bude přívodní vzduch ochlazován odpadním vzduchem z místnosti o teplotě +26 °C. Na výstupu z rekuperačního výměníku (účinnost 82 %) bude teplota vzduchu +27 °C a v chladiči, který je součástí jednotky bude vzduch dále ochlazen na teplotu výstupu do místnosti

17 °C. V případě rekuperace je třeba uvažovat se zajištěním odvodu kondenzátu v množství 1,67 l/h a v případě chladiče s množstvím kondenzátu 2 l/h.

Obr. 20 h-x diagram letní provoz klimatizačního zařízení



10.3 Návrh jednotky - zimní provoz

Zadané parametry pro zimní provoz:

Venkovní vzduch

t_e = -15 °C	výpočtová teplota venkovního vzduchu
φ_e = 75 %	relativní vlhkost vzduchu
x_e = 0,70 g/kg	měrná vlhkost venkovního vzduchu
h_e = -13,0 kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie venkovního vzduchu

Vnitřní vzduch

t_i = 20 °C	teplota vnitřního vzduchu
φ_i = 50 %	relativní vlhkost
x_i = 7,20 g/kg	měrná vlhkost vnitřního vzduchu
h_i = 38,0 kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie vnitřního vzduchu

$\dot{Q}_{ic} = -3\,312$ W	zátěž citelným teplem (tepelná ztráta prostupem) viz. kapitola 2.5
$\dot{Q}_{iv} = 5\,250$ W	zátěž vázaným teplem viz. kapitola 5.3
$\dot{V}_v = 1{,}25$ m^3/s	objemový tok čerstvého přiváděného vzduchu

Množství oběhového vzduchu

$\dot{V}_e$ = 4 500 m^3/h

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu

$\dot{m}_p$ = 1,689 kg/s	přiváděného do místnosti
$\dot{m}_c$ = 0,189 kg/s	cirkulačního
$\dot{m}_e$ = 1,500 kg/s	čerstvého větracího

Výpočet:

10.3.1 Určení faktoru citelného tepla ϑ_i

Vytápění klimatizovaného prostoru je řešeno samostatně. Navrhovaná klimatizační jednotka nezajišťuje teplovzdušné větrání, pouze zajišťuje požadovanou výměnu větracího vzduchu.

$\vartheta_i = \dot{Q}_{ic} / \dot{Q}_i = \dot{Q}_{ic} / (\dot{Q}_{ic} + \dot{Q}_{iv})$ (-)

$\vartheta_i = 5\,449 / (5\,449 + 5\,250) = 0{,}509$

Vypočtené ϑ_i nevyhovuje stupnice v h-x diagramu a proto výpočet δ_i

Kde:

$\dot{Q}_i$	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	(kg/s)
$\dot{Q}_{i,v}$	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	(W)
$\dot{Q}_{i,c}$	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem	(W)

10.3.2 Parametry vzduchu na výstupu z ohřívače klimatizační jednotky 1

Stav ohřátého vzduchu je určen průsečíkem izotermy $t_1 = t_{2\,s}$ čárou $x_1 = x_e$.

Kde:

$t_1 = 20$ °C	teplota vnitřního vzduchu
$\varphi_1 = 6$ %	relativní vlhkost
$x_1 = 7{,}20$ g/kg	měrná vlhkost vnitřního vzduchu
$h_1 = 38{,}0$ kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie vnitřního vzduchu

10.3.3 Návrh rekuperačního výměníku

Účinnost výměníku ZZT

$\eta_{vým} = (t_z - t_e) / (t_i - t_e)$ (-) (9.12)

Kde:

$\eta_{vým}$	účinnost výměníku	(-)
t_e	teplota venkovního vzduchu	(°C)
t_z	teplota vzduchu ohřátého ve výměníku	(°C)
t_i	teplota vnitřního vzduchu	(°C)

$t_z = \eta_{vým} \cdot (t_i - t_e) + t_e = 0{,}94 \cdot (20 - (-15)) + (-15) = 17{,}9$ °C (9.13)

Stav vzduchu na výstupu z rekuperačního výměníku je v průsečíku izotermy t_z = 17,9 °C a enthalpie x_e a je označen na obr. 22 bodem Er.

Výkon rekuperačního výměníku ze vztahu (9.11):

$\dot{Q}_{rek} = \dot{m}_e \cdot (h_{rek} - h_e)$ (W)

$\dot{Q}_{rek} = 1{,}50 \cdot (20\,000{,}0 - (-13\,000{,}0) = 49\,500$ W

Kde:

$\dot{Q}_{rek}$	výkon rekuperačního výměníku	(W)
$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
h_{rek}	enthalpie vzduchu na výstupu z rek. Výměníku	($g/kg_{s.v.}$)
h_e	enthalpie venkovního vzduchu	($g/kg_{s.v.}$)

Z uvedeného je vidět vysoká úspora při použití rekuperace. Na potřebnou teplotu vnitřního vzduchu 20 °C je třeba vzduch dohřát v teplovodním ohřívači. Parametry vzduchu jsou vyznačeny v diagramu h-x bodem 1 na obr.22.

Stav vzduchu v bodě Er:

t_2 = 17,9 °C	teplota vzduchu za ohřívačem
φ_2 = 6 %	relativní vlhkost vzduchu za ohřívačem
x_2 = 0,60 $g/kg_{s.v.}$	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
h_2 = 20,00 $kJ/kg_{s.v.}$	entalpie vzduchu přiváděného do místnosti

10.3.4 Návrh vodního ohřívače vzduchu

Výkon vodního ohřívače ze vztahu (9.11):

$\dot{Q}_{rek} = \dot{m}_e \cdot (h_1 - h_{rek})$ (W)

$\dot{Q}_{ch} = 1{,}50 \cdot (22\,000{,}0 - 20\,000{,}0) = 3\,000$ W

Pro dohřátí vzduchu na vnitřní teplotu je třeba relativně malý výkon 3,0 kW.

Stav v bodě 1:

t_1 = 20,0 °C	teplota vzduchu za ohřívačem
φ_1 = 6 %	relativní vlhkost vzduchu za ohřívačem
x_1 = 0,60 $g/kg_{s.v.}$	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
h_1 = 22,000 $kJ/kg_{s.v.}$	enthalpie vzduchu přiváděného do místnosti

10.3.5 Parametry odváděného vzduchu bod 2

$\dot{Q}_{rek} = \dot{m}_i \cdot (h_i - h_{i2})$ (W) (9.14)

$h_{i2} = h_i - (\dot{Q}_{i2} / \dot{m}_e)$ (J/kg$_{s.v.}$) (9.15)

h_{i2} = 38 000 – (49 500) / 1,5) = 5 000 J/kg$_{s.v.}$

Kde:

$\dot{Q}_{rek}$	výkon rekuperačního výměníku	(W)
$\dot{m}_i$	hmotnostní tok odváděného vzduchu	(kg/s)
h_i	entalpie vnitřního vzduchu	(J/kg$_{s.v.}$)
h_{i2}	entalpie vzduchu na výstupu do venkovního prostředí	(J/kg$_{s.v.}$)

Stav vzduchu v bodě 2 na obr.22:

t_2 = - 2,5 °C	teplota vzduchu za ohřívačem
φ_2 = 95 %	relativní vlhkost vzduchu za ohřívačem
x_2 = 2,90 g/kg$_{s.v.}$	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
h_{i2} = 5,00 kJ/kg$_{s.v.}$	entalpie vzduchu přiváděného do místnosti

Výrobce jednotky využívá protiproudý rekuperační výměník s deklarovanou účinností až 95 %. Z psychrometrického diagramu na obr. 22 lze odečíst výkon rekuperačního výměníku ve výši 51,0 kW.

Zpětné získávání tepla je realizováno prostřednictvím protiproudého rekuperačního výměníku, který může dosahovat účinnosti až 94 %, a který je součástí navržené vzduchotechnické jednotky. Běžně se používají křížové výměníky, které mívají termickou účinnost v rozsahu 40-70 %. Případně může být využito jiné konstrukční řešení výměníku zpětného získávání tepla, kdy je k přenosu tepla využita jiná teplonosná látka jako chladící kapalina, voda, nebo chladivo.

V obecných výpočtových vztazích lze pouze stanovit předpokládané průměrné hodnoty stavu vzduchu, protože každý výměník ZZT (zpětného získávání tepla) je konstrukčně odlišný, kdy je základním parametrem používaným pro stanovení kvalit výměníku termická účinnost. Výrobci často uvádějí pouze jednu hodnotu základní účinnosti (vztaženou k přiváděnému vzduchu), ale skutečná celková účinnost také závisí na konkrétních podmínkách, zejména na

průtokových poměrech a kondenzaci vzdušné vlhkosti. Skutečná účinnost je proměnná hodnota závislá na řadě parametrů a od jmenovité hodnoty se může odchylovat i o více než 10 %. Cílem výpočtu je zjistit předpokládaný stav vzduchu za výměníkem a přenášený tepelný výkon. [7]

Použitý model pro tento výpočet předpokládá, že přiváděný vzduch je sušší, než odváděný a nedochází zde ke změně měrné vlhkosti (například kondenzaci). U odváděného vzduchu ke změně vlhkosti (kondenzaci) může, ale nemusí, dojít v závislosti na zadaných podmínkách. Pokud je zadána základní termická účinnost (bez zahrnutí vlivu kondenzace a rozdílných průtoků vzduchu na přívodu a odtahu) a další průtokové parametry, tak se dále dopočítá skutečná účinnost se zahrnutím reálných poměrů na výměníku. Výpočet používá bilanční model, který předpokládá, že tepelná energie uvolněná z jednoho proudu vzduchu se rovná energii předané druhému proudu vzduchu. Při výpočtu je uvažována celá řada zjednodušujících předpokladů, a proto je výpočet pouze orientační. [7]

Pro návrh VZT jednotky pro větrání restaurace byl využit návrhový software společnosti Atrea DUPLEX verze 9.00.016 [28]. Jako jeden z výstupů programu je h-x diagram, na kterém je vyznačen průběh pro protiproudý rekuperační výměník s účinností nad 90 %. Při vhodných podmínkách dochází na straně vlhčího odváděného vzduchu ke kondenzaci a tím se účinnost rekuperačního výměníku zvyšuje. Rekuperační výměník bude využit i v letním provozu pro chlazení přívodního vzduchu.

10.3.6 Výkon teplovodního ohřívače

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{m}_e \cdot c_{p.v.} \cdot (t_p - t_z) \quad \text{(W)} \qquad (9.16)$$

$$\dot{Q}_{oh} = 1{,}50 \cdot 1\,010 \cdot (20{,}0 - 18{,}0) = 3\,000 \text{ W}$$

Kde:

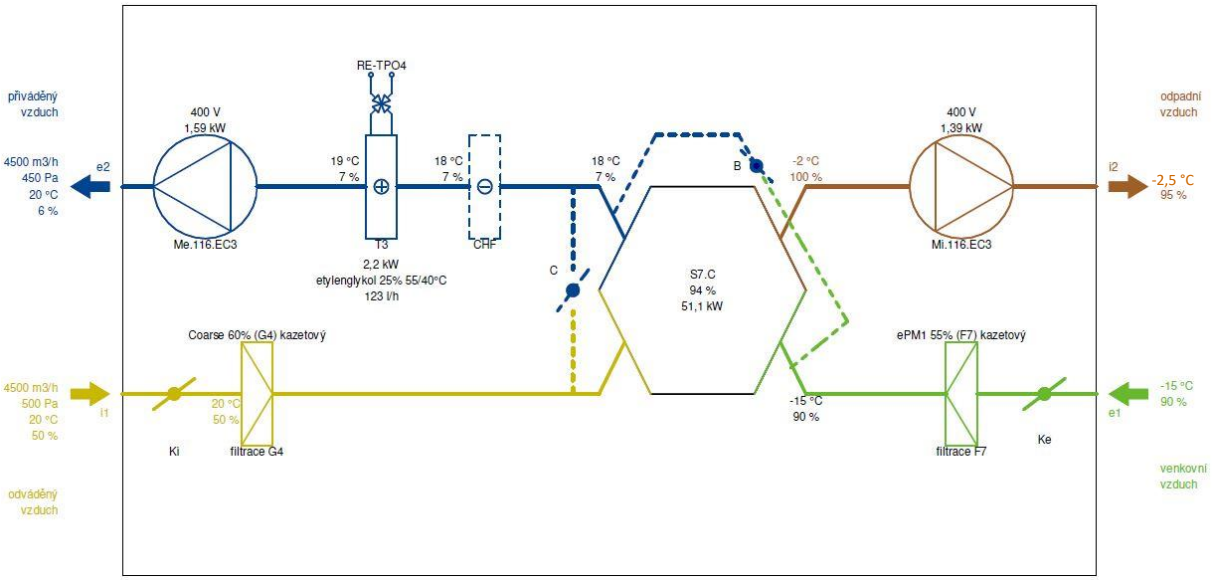
$\varphi_{vým}$	účinnost výměníku	(-)
t_p	teplota vzduchu přiváděného do místnosti	(°C)
t_z	teplota vzduchu ohřátého ve výměníku	(°C)
$c_{p.v}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	(J/kg·K)

S ohledem na rekuperační výměník s vysokou účinností vychází potřeba ohřevu vzduchu velmi malá ve výši 3,0 kW

10.3.7 Schéma klimatizační jednotky – zimní provoz

Navržená jednotka je DUPLEX 5500 Multi Eco-N v nástřešním provedení. Výrobce je Atrea. Na obr. 21 je uvedeno schéma klimatizační jednotky včetně výkonů a teplot. Na obr. 22 je uveden diagram h-x pro zimní provoz jednotky jako výstup z návrhového programu výrobce DUPLEX ver. 9,00.

Obr. 21 Vzduchotechnické schéma zapojení klimatizačního zařízení – zimní provoz



Legenda:

- Přiváděný vzduch e2
- Venkovní vzduch e1
- Odváděný vzduch i1
- Odpadní vzduch i2

Tab. 24 Parametry přívodního a odvodního vzduchu pro letní provoz

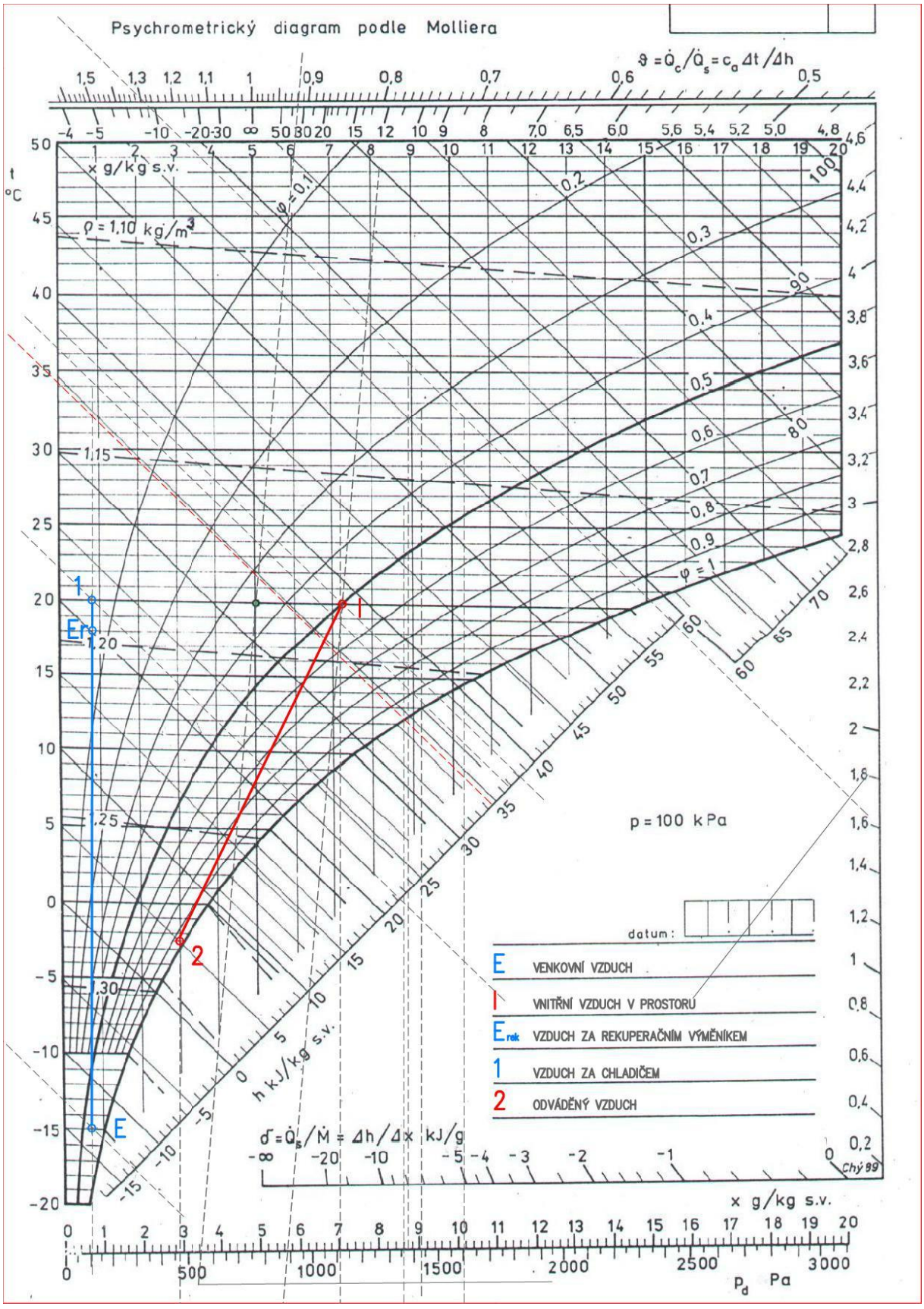
PŘÍVOD

	Popis	T[°C]	φ [%]
e1	Venkovní vzduch	-15,0	90
eR	Rekuperace	17,9	7
e2	Ohřev	20,0	6

ODTAH

	Popis	T[°C]	φ [%]
i1	Odváděný vzduch	20,0	50
i2	Rekuperace	-2,5	96

Obr. 22 h-x diagram zimního provozu klimatizačního zařízení



11 Návrh zdroje tepla pro vytápění a vzduchotechnicku

Potřeba tepla pro vytápění je vypočtena dle ČSN EN 12831 na hodnotu 5 924,0 W. Hodnota tepelného výkonu zahrnuje tepelnou ztrátu prostupem vnějšími konstrukcemi restaurace a zároveň tepelnou ztrátu infiltrací s uvažovanou 0,5násobnou výměnou vzduchu v době mimo provoz restaurace resp. vzduchotechniky.

Potřeba tepla pro vzduchotecniku je stanovena výpočtem na hodnotu 10,0 kW.
Potřeba tepla:

- Vytápění 5,924 kW
- VZT 3,000 kW
- Celkem 8,924 kW

Poznámka

Hodnota tepelného výkonu pro vytápění obsahuje tepelnou ztrátu prostupem, ale i tepelnou ztrátu pro krytí základní infiltrace, kdy nebude v provozu vzduchotechnika. Pokud bude v provozu vzduchotechnická jednotka, která zajišťuje rovnotlaké vyětrání bude tepelná ztráta infiltrací minimální. Vlivem kvalitního protiproudého rekuperačního výměníku bude potřeba pro ohřev vestavěný teplovodní ohřívač pouze 3,0 kW, tedy cca ¼ uvažovaného výkonu.

Jako zdroj tepla využívající obnovitelnou energií z okolního vzduchu je navrženo tepelné čerpadlo vzduch/voda. Určitou nevýhodou tohoto zdroje tepla je závislost jmenovitého výkonu na teplotě venkovního vzduchu, tj. v zimě, kdy jsou tepelné ztráty největší je teplota zdroje realtivně nižší, než mají tepelná čerpadla využívající geotermální energii. Využití venkovního vzduchu je naopak spojeno s nejnižšími pořizovacími náklady.

Tepelné čerpadlo vzduch/voda dokáže produkovat teplo až do venkovní teploty -20 °C. Zpravidla je výstupní teplota do otopného systému max. 45 °C. Při navrhování tepelného čerpadla vzduch/voda je třeba stanovit bod bivalence, od kterého sepne přídavné elektrické topení.

Podlahové vytápění s objemem topné vody v okruzích o obejmu 100 litrů se vyznačuje velkou akumulační schopností. Oproti tomu požadavek na ohřev vzduchu je nejvyšší při nejnižší venkovní teplotě a okruh má minimální objem topné vody. Naopak zde hrozí při

výpadku dodávky tepla zamrznutí výměníku. Při tomto požadavku je třeba zajistit při ev. výpadku nebo odstávce tepelného čerpadla akumulaci v hodnotě alespoň 300 litrů topné vody nahřáté na teplotu 55 °C. Topná vody do okruhu podlahového vytápění bude ekvitermně regulována pomocí trojcestné směšovací armatury s elektro pohonem a teplovodním oběhovým elektronicky řízeným čerpadlem. Tento okruh bude vybaven příložným bezpečnostním termostatem proti přehřátí topné vody nad 50 °C.

Regulace topného výkonu včetně protimnrazové ochrany vodního ohřívače bude zajištěna v rámci systému měření a regulace vzduchotechnické jednotky. VZT jednotka již v rámci dodávky obsahuje čtyřcestnou směšovací armaturu a oběhové eklektronicky řízené čerpadlo umístěné uvnitř pláště jednotky. Čtyřcestná armatura zajišťuje prakticky trvalý oběh topné vody v okruhu, až na patu regulačního uzlu v jednotce. S ohledem na umístění jendotky ne střeše, tj. ve venkovním prostoru je navrženo spínání oběhového čerpadla u zdroje od venkovní teploty +5 °C, aby nedošlo k zamrznutí ohřívače.

Jako zdroj tepla pro restauraci je navrženo zapojení tepelného čerpadla prostřednictví akumulačního zásobníku. Předpokládejme, že nebude zprovozoněn režim HDO, který umožňuje v době vysokého tarifu odpojit tepelné čerpadlo na 4 hodiny denně ze sítě. Avšak je třeba uvažovat s omezením tepelného čerpadla na spouštění na maximálně 3 starty za hodinu.

V zájmu minimalizace opotřebování kompresoru musí akumulační zásobník zajistit také takzvanou minimální dobu oběhu kompresoru. Ten činí u tepelných čerpadel Vaillant 3 – 4 minuty. Akumulační zásobník musí pojmout veškerou tepelnou energii vyrobenou za tuto dobu, aniž by přitom došlo ke vzniku nepovoleného vysokého tlaku v chladicím okruhu.

Kromě toho musí akumulační zásobník pokrýt tepelné ztráty budovy, které vzniknou v eventuální době zablokování tepelného čerpadla. V tomto případě nejsou základem výpočtu tepelné ztráty stanovené podle normy EN 12831, nýbrž skutečně tepelné ztráty. Jako akumulační zásobník navrhuji akumulační nádobu o objemu 300 litrů. Tento objem nádoby zajistí po dobu odstávky tepelného čerpadla 0,33 hodiny dodávku tepla pro okruh vzduchotechniky. Jako doplňkový zdroj tepla budou v akumulační nádobě osazeny elektrické topné tyče o jmenovitém výkonu 1 × 9,0 kW.

Navržený typ tepelného čerpadla se skládá z vnitřní jednotky a dvou venkovních jednotek. Základem tepelného čerpadla je vnitřní jednotka, která umožňuje pracovat jako země/voda, voda/voda, nebo vzduch/voda.

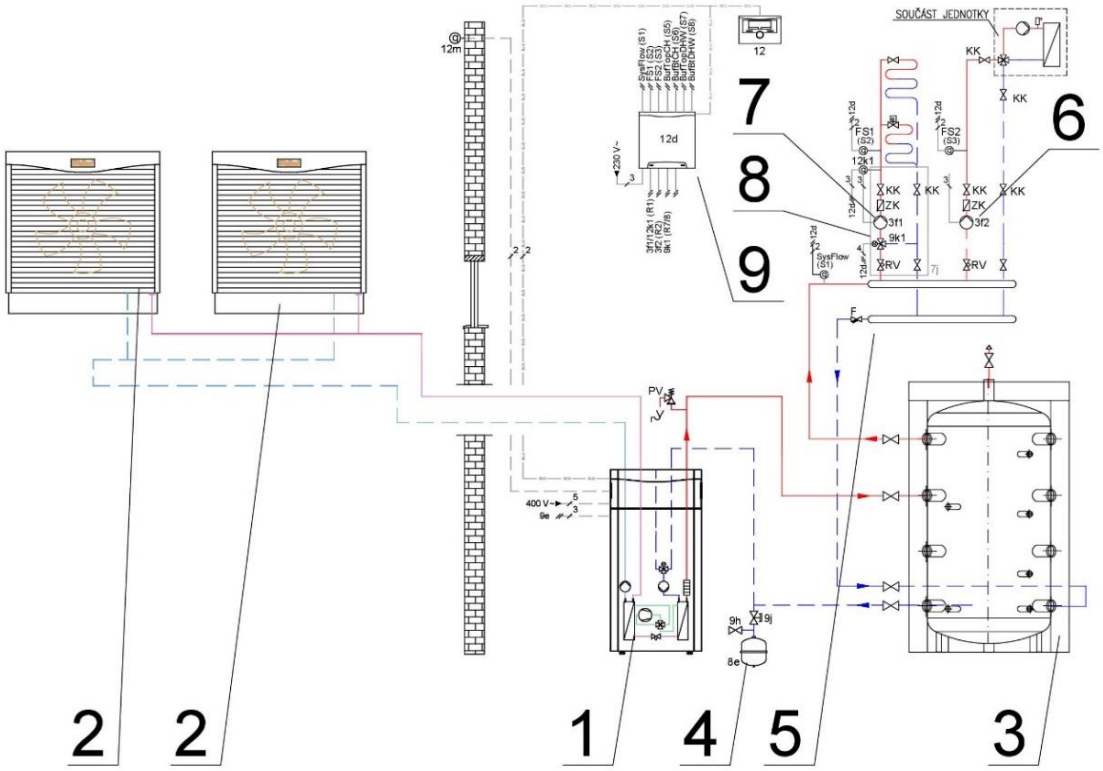
Na obr. 23 je uvedeno schéma zapojení zdroje tepla, tepelného čerpadla vzduch/voda. Legenda pozic ke schématu:

1 tepelné čerpadlo vzduch/voda
2 venkovní jednotka – výměník vzduch-kapalina (nemrznoucí směs)
3 akumulační nádoba o objemu 300 litrů
4 tlaková expanzní nádoba
5 rozdělovač a sběrač případně kombi
6 oběhové elektronické čerpadlo okruhu VZT
7 oběhové elektronické čerpadlo okruhu podlahového vytápění restaurace
8 trojcestný směšovací ventil
9 regulátor a směšovací modul

Legenda armatur:

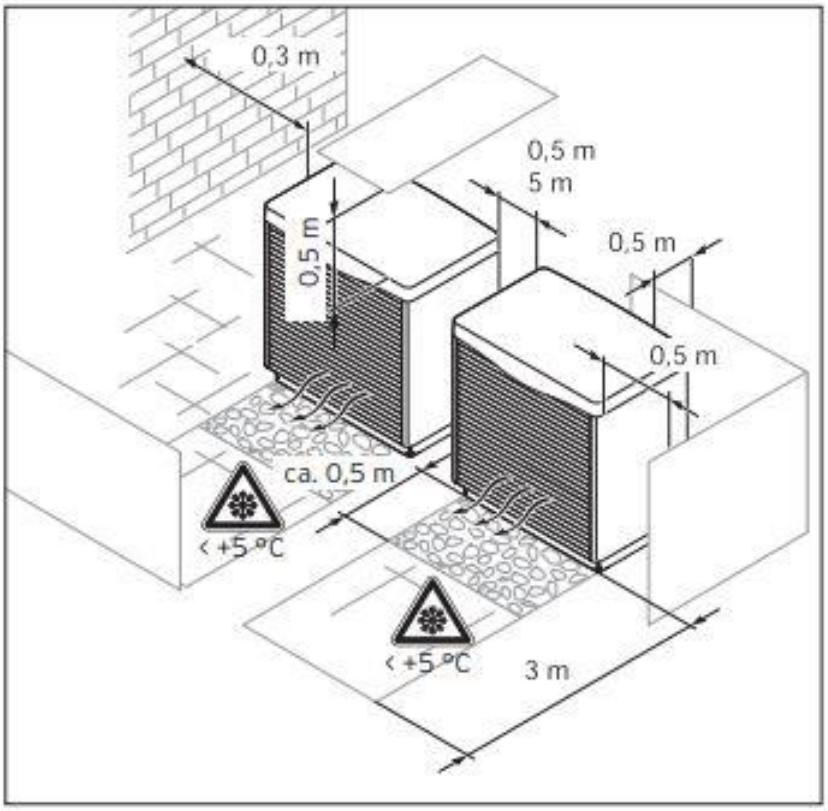
KK kulový kohout uzavírací
RV regulační (vyvažovací) ventil
VK vypouštěcí kohout
PV pojistný ventil 3,0 bar
AOV automatický odvzdušňovací ventil

Obr. 23 Schéma zapojení tepelného čerpadla vzduch/voda



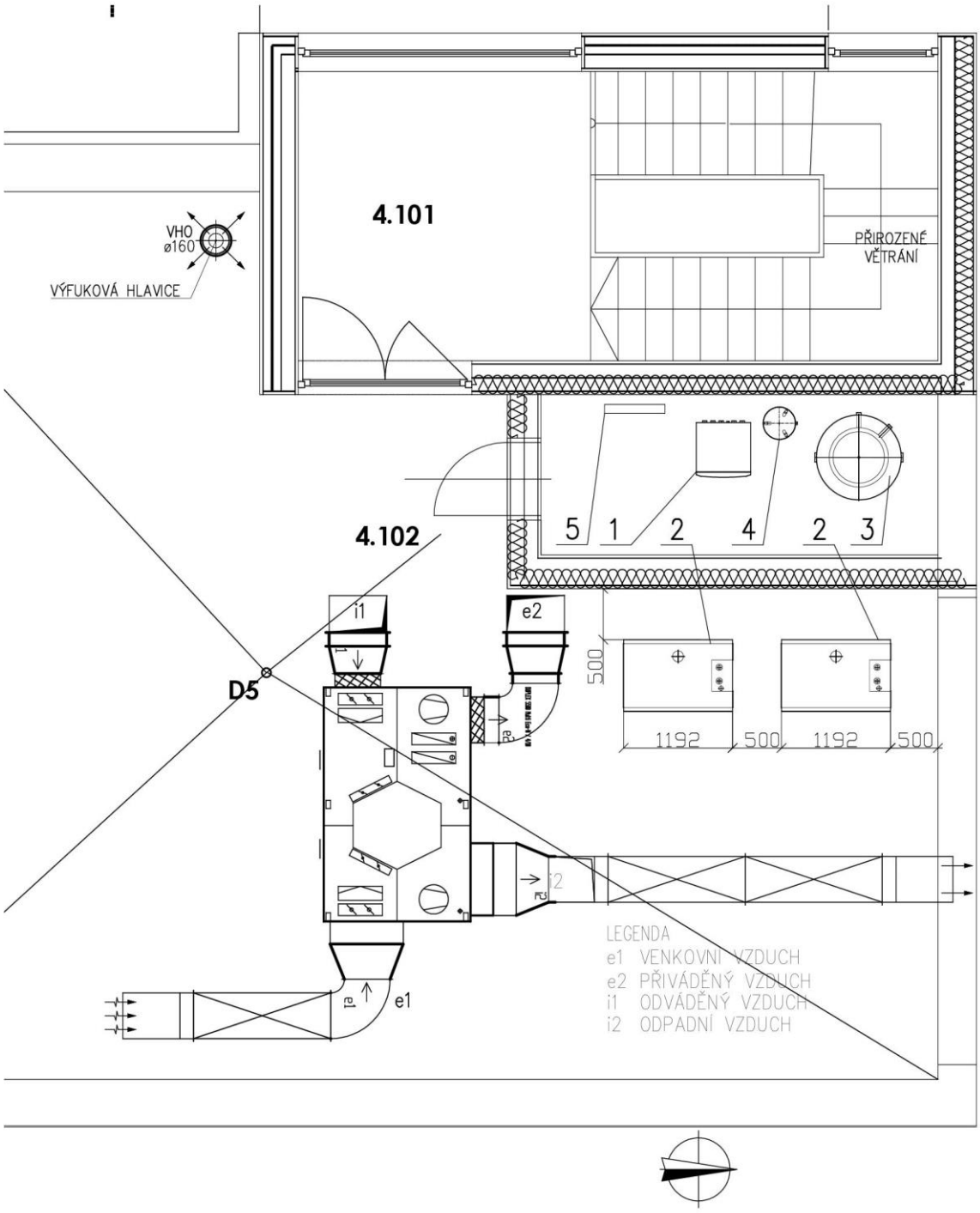
Na obr. 25 je půdorysné uspořádání strojovny tepelného čerpadla na střeše objektu. Před strojovnou jsou umístěny venkovní jednotky, které obsahují výměník tepla vzduch-kapalina (nemrznoucí směs), který slouží k výměně tepla mezi kapalinou a venkovním vzduchem. Od jmenovitého výkonu 10,0 kW jsou k tepelnému čerpadlu přiřazeny dvě venkovní jednotky. Rozmístění jednotek vůči objektu a vůči sobě je na obr. 24. S ohledem na skutečnost, že venkovní jednotky jsou umístěny na střeše objektu, který je v nejvyšším místě areálu a jednotky jsou nasměrované na venkovní kurty není třeba řešit speciální opatření proti hluku.

Obr. 24 umístění venkovních jednotek – minimální vzdálenosti



Minimální vzdálenosti dvou vzduchových kolektorů s nemrznoucí směsí

Obr. 25 Dispozice strojovny tepelného čerpadla na střeše objektu



Parametry navrženého tepelného čerpadla:

- topný výkon *A*2/*W*35 13,9 kW
- příkon *A*2/-*W*35 3,50 kW
- topný faktor 4,10

pro projektované parametry:

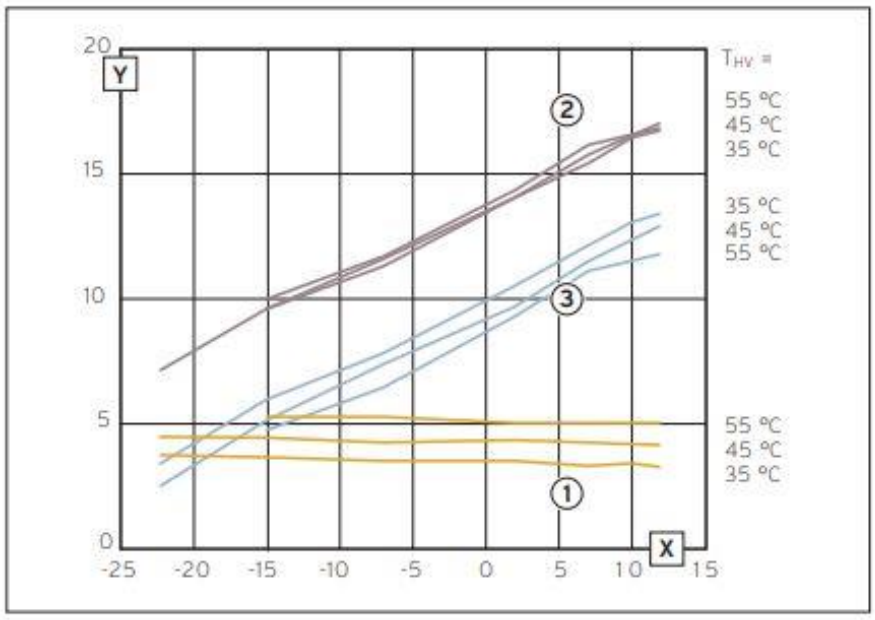
- topný výkon *A*7/*W*55, Δt 8 K 16,0 kW
- příkon *A*7/-*W*55, Δt 8 K 5,00 kW
- topný faktor 3,30

Kde:

A	teplota vzduchu přiváděného na výparník (°C)
W	teplota náběhové topné vody (°C)
Δt	teplotní spád (K)

Vyšší výstupní teplota topné vody je volená s ohledem na teplovodní ohřívač vzduchotechnické jednotky. Se stoupající teplotou topné vody klesá i topný faktor. Na obr 26 je uveden graf výkonů zvoleného typu čerpadla s ohledem na výstupní teplotu a teplotu venkovního vzduchu. Navrhované tepelné čerpadlo je Vaillant typ flexoTHERM exklusive VWF 157/4 [29]. Tepelné čerpadlo lze využít i pro přípravu teplé vody např. pro sociální zařízení pro restauraci případně pro Fitness. Tepelné čerpadlo flexoTHERM je vybaveno trojcestným přepínacím ventile pro provoz vytápění a příprava teplé vody. Jedná se o přednostní ohřev teplé vody, kdy trojcestný ventil přepne oběhové množství náběhové topné vody do okruhu například zásobníkového ohřívače o objemu 300 litrů se zvětšeným výměníkem. Zvětšená plocha je využívána z důvodu lepšího předání tepla z nízkoteplotního zdroje tepla do vody v zásobníku, s cílem prodloužit chod tepelného čerpadla a zamezit cyklování zdroje, tj. zamezit častým startům kompresoru tepelného čerpadla, které snižují životnost kompresoru. Pokud bychom k zařízení připojili zmíněný zásobníkový ohřívač, vystavujeme se problému, kdy bude potřeba ohřevu topné vody pro teplovodní výměník vzduchotechnické jednotky a tepelné čerpadlo bude v režimu ohřevu vody v zásobníku. Potom by se mohlo stát, že protimrazová ochrana, která je součástí regulace jednotky odstaví jednotku z provozu. Řešením by bylo osadit místo akumulační nádoby 300 litrů označené jako pozice 3 na obr. 23, multifunkční zásobník, nebo akumulační nádobu s vnořeným zásobníkem TV.

Obr. 26 Výkonové křivky tepelného čerpadla VWF157/4 [29]



Legenda

1- příkon, 2 – topný výkon, 3 – chladící výkon

Na základě výpočtu v návrhovém software Atrea vychází velmi malá potřeba tepla pro ohřev vzduchu ve výši cca 3,0 kW. K tomu je uvažována tepelná ztráta prostoru 5,9 kW. Celkem to činí 9,0 kW. Tento výkon je tepelné čerpadlo schopné okrýt bez přídavného topení. Přídavné topení je navrženo prostřednictvím elektrických topných tyčí osazených v akumulační nádobě.

12 Roční spotřeba energie

12.1 Potřeba tepla pro vytápění restaurace

Vstupní podmínky:

- lokalita Praha
- výpočtová venkovní teplota -12 °C
- počet dnů topné sezony 229
- střední teplota dle ČSN EN 12831 4,40 °C
- tepelná ztráta dle ČSN EN 12831 5 924 W

E_v roční potřeba energie na vytápění

$E_v = 24 \cdot Q_z \cdot \varepsilon \cdot 229 \cdot (t_i - t_{im}) / (t_i - t_e)$ (kWh/rok) (12.1)

$E_v = 24 \cdot 5{,}924 \cdot 0{,}77 \cdot 229 \cdot (20 - 4{,}40) / (20 - (-12))$

$E_v = 12\,221{,}6$ kWh/rok

Kde:

$\varepsilon = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \varepsilon_4$		(-)	(12.2)
$\varepsilon_1 = 0{,}80$	vliv nesoučasnosti výpočtových hodnot	(-)	
$\varepsilon_2 = 0{,}95$	vliv režimu vytápění	(-)	
$\varepsilon_3 = 1{,}07$	vliv zvýšení vnitřní teploty	(-)	
$\varepsilon_4 = 1{,}00$	vliv regulace	(-)	

$\varepsilon = 0{,}80 \cdot 0{,}90 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}00 = 0{,}77$

$Q_z = 5\,924$ W

$t_e = -12$ °C výpočtová venkovní teplota

$t_i = 20$ °C průměrná vnitřní teplota

$t_{im} = 4{,}40$ °C střední teplota dle ČSN EN 12831 [4]

Roční spotřeba elektrické energie pro vytápění *E*

$E = E_v / (\varphi_s \cdot COP)$ (kWh/rok) (12.3)

$E = 12\,221{,}6 / (0{,}93 \cdot 3{,}30) =$ **3 982 kWh/rok**

Kde:

$E_v = 12\,221{,}6$ kWh/rok	roční potřeba energie na vytápění
$\varphi_s = 0{,}93$	účinnost systému
$COP = 3{,}30$	průměrný roční topný faktor

Pozn. Topný faktor ve výši 3,30 je zvolen s ohledem na okruh vzduchotechniky. V případě, že by tepelné čerpadlo sloužilo pouze pro podlahové vytápění, byla by hodnota topného faktoru 4,10, a roční spotřeba elektrické energie o 20 % nižší, tj. v hodnotě 3 205 kWh/rok.

12.2 Potřeba tepla pro provoz vzduchotechniky

12.2.1 Potřeba tepla pro vzduchotechniku bez rekuperace

$\dot{Q}_v = \dot{m}_e \cdot c_{p,vzd} \cdot (t_i - t_e)$ (kW) (12.4)

$\dot{Q}_v = 1{,}50 \cdot 1\,010 \cdot (20 - (-15))$

$\dot{Q}_v = 52{,}5$ kW

Kde:

$\dot{m}_e$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	(kg/s)
$c_{p,vzd}$	měrná tepelná kapacita vzduchu při konst.tlaku	(J/kg·K)
$\dot{Q}_v$	teplo pro ohřev venkovního vzduchu	(W)
t_i	teplota vnitřního vzduchu	(°C)
t_e	teplota venkovního vzduchu	(°C)

Roční potřeba tepla

$E_{vv} = \dot{Q}_v \cdot h_n \cdot d$ (kWh/rok) (12.5)

$E_{vv} = 52{,}50 \cdot 12 \cdot 229$

$E_{vv} =$ **144 270,0 kWh/rok**

Kde:

$\dot{Q}_v$	teplo pro ohřev venkovního vzduchu	(W)
h_n	počet provozních hodin vzduchotechniky denně	(h)
d	počet dnů topné sezony	(-)

12.2.2 Potřeba tepla pro vzduchotechniku s rekuperací

Za použití rekuperačního protiproudého výměníku s účinností 94 % osazeného v jednotce vychází roční potřeba tepla:

$E_R = E_{vv} \cdot 5 / 100$ (kWh/rok) (12.6)

$E_R = 144\,270{,}0 \cdot 0{,}05 =$ **7 213,0 kWh/rok**

V případě ohřevu topné vody pro teplovodní ohřívač v jednotce pomocí tepelného čerpadla vzduch/voda se s průměrným ročním topným faktorem 3,30 vychází spotřeba elektrické energie pro ohřev topné vody v jednotce

$E_{vzd} = E_R / (\varphi_s \cdot COP)$ (kWh/rok) (12.7)

$E_{vzd} = 7\,213{,}0 / (0{,}93 \cdot 3{,}30) =$ **2 350,0 kWh/rok**

Kde:

$E_R = 7\,213{,}0$ kWh/rok	roční potřeba na ohřev větracího vzduchu s rekuperací
$\varphi_s = 0{,}93$	účinnost systému
$t_f = 3{,}30$	průměrný roční topný faktor

13 Specifikace navržené vzduchotechnické jednotky

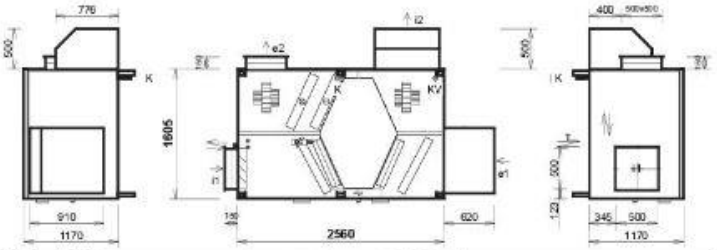
Obr. 27 Specifikace

Jednotka **DUPLEX 5500 Multi Eco-N** Specifikace: DUPLEX 5500 Multi Eco-N / 4/10 - Me.116.EC3 - Mi.116.EC3-S7.C - Fe.K7 - Fi.K4 - B.LM24A - C.LM24A-SR - T.3.U - CHF.4.S - CO.CHT - Ke.LF24-SR - Ki.LM24A - RE-TPO4.LM24A-SR - H.500/500.P - He1.KZ - Hi2.KZ - FT - HINGLESS-RD5 - RD4-IO - PFe - PFi - MMe - MMi - PDe - PDi - SW - CM.i.s - CPTOUCH.B.Wh - ErP 2016, 2018

Typ jednotky
- Nástřešní s protiproudým rekuperátorem
- Jednotka splňuje ErP (Ecodesign) - nařízení EU 1253/2014, platné od 1.1.2016 i 1.1.2018.

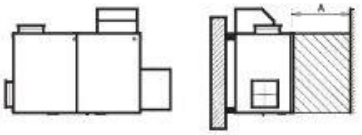
Provedení **4/10** nástřešní ležaté pohled shora (ze strany dveří)

Hmotnost: cca 625 kg. Dodávka jednotky vcelku



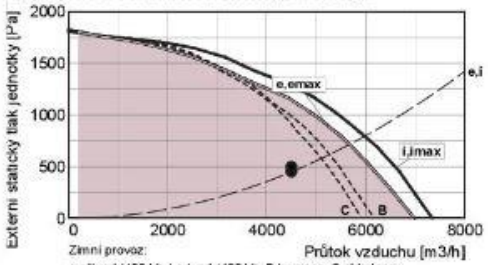
hrdlo	druh	rozměr	příslušenství
e1	e1 - venkovní vzduch (ODA)		uzavírací klapka, eliminátor kapek
e2	e2 - přiváděný vzduch (SUP)	500 x 500 mm	pružná manžeta
i1	i1 - odváděný vzduch (ETA)	500 x 500 mm	uzavírací klapka, pružná manžeta
i2	i2 - odpadní vzduch (EHA)		
K	výstup kondenzátu	Ø 32/40 mm	sifon
KV	výstup kondenzátu vyhřívaný	Ø 32/40 mm	sifon
T	Vodní ohřívač	5/4" vnitřní	připojovací rozměr - regulační uzel
CHF	Přímý chladič	28, 6 / 28, 0 mm (1 1/ 8" / -)	připojovací rozměr - výměník

Manipulační prostor



A	otvírání dveří	min. 1200 mm

Výkonová charakteristika jednotky:



Zimní provoz:
e-přívod (400 V), i-odvod (400 V), B-by-pass, C-cirkulace
emax-přívod (400 V), imax-odvod (400 V)

Jednotka obsahuje ventilátory vybavené EC technologií. Tyto ventilátory jsou plynule regulovatelné v celé vyznačené oblasti.

Akustické parametry:

Hladina akustického výkonu LwA (dB)

Frekvence [Hz]	Total dB (A)	63 dB(A)	125 dB(A)	250 dB(A)	500 dB(A)	1 k dB(A)	2 k dB(A)	4 k dB(A)	8 k dB(A)
sání e1 do okolí	66	41	50	63	63	58	47	39	32
výtlak e2	93	73	79	85	90	87	80	73	64
sání i1	67	43	51	62	64	53	41	28	<25
výtlak i2 do okolí	91	62	74	85	89	85	78	71	61
plášť do okolí	54	32	35	52	47	45	37	33	<25

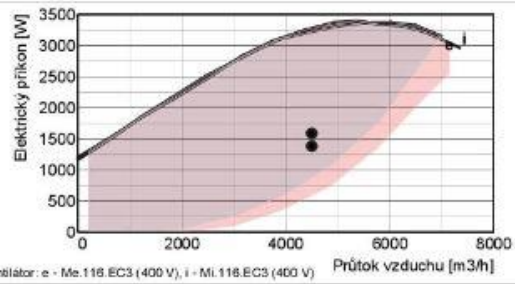
Akustický výkon do okolí je vypočten pro současný provozobou ventilátorůa je změřen podle normy ISO 3744.
Akustický výkon na hrdlech je změřen podle normy ISO 5136.

Hladina akustického tlaku LpA (dB)

sání e1 do okolí	46	<25	30	42	42	36	26	<25	<25
výtlak i2 do okolí	71	42	53	64	68	64	57	51	40
plášť do okolí	34	<25	<25	32	27	25	<25	<25	<25

Hladina akustického tlaku do okolí je uváděna ve vzdálenosti 3 m pro současný provozobou ventilátorůa je změřena podle normy ISO 3744.

Ventilátory		přívod	odvod
Vzduchové množství	m3/h	4500	4500
Externí statický tlak jednotky	Pa	450	500
Napětí (jmenovité)	V	400	400
Příkon (v pracovním bodě)	kW	1,6	1,4
Počet otáček (v pracovním bodě)	1/min	2167	2055
Max. příkon (pro dimenzování)	kW	3,3	3,3
Max. proud (pro dimenzování)	A	5,4	5,4
SFP	W.h/m3	0,353	0,308
Typ ventilátorů		Me.116	Mi.116
Druh ventilátoru (s proměnlivými otáčkami)		EC3	EC3



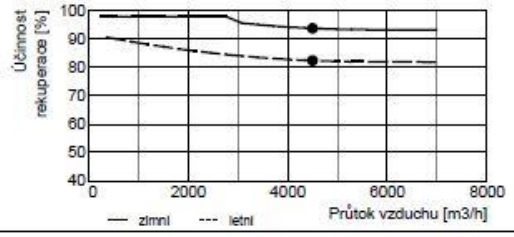
Ventilátor: e - Me.116.EC3 (400 V), i - Mi.116.EC3 (400 V)

Jednotka **DUPLEX 5500 Multi Eco-N** Specifikace: DUPLEX 5500 Multi Eco-N / 4/10 - Me.116.EC3 - Mi.116.EC3-S7.C - Fe.K7 - Fi.K4 - B.LM24A - C.LM24A-SR - T.3.U - CHF.4.S - CO.CHT - Ke.LF24-SR - Ki.LM24A - RE-TPO4.LM24A-SR - H.500/500.P - He1.KZ - Hi2.KZ - FT - HINGLESS-RD5 - RD4-IO - PFe - PFi - MMe - MMi - PDe - PDi - SW - CM.i.s - CPTOUCH.B.Wh - ErP 2016, 2018

Připojovací prvky		přívod	odvod
Vstupní hrdlo i1	mm	-	500x500
připojení		-	pružné
Výstupní hrdlo e2	mm	500x500	-
připojení		pružné	-
Odvod kondenzátu K	mm	2 x Ø32/40	

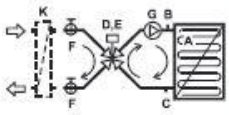
Regulační a uzavírací klapky	Typ servopohonu
Uzavírací klapka e1 (součást jednotky)	LF24-SR
Uzavírací klapka i1 (součást jednotky)	LM24A
By-passová klapka (integrovaná v jednotce)	LM24A
Cirkulační klapka (integrovaná v jednotce)	LM24A-SR

Rekuperační výměník		přívod	odvod
Vzduchové množství	m3/h	4500	4500
Vstupní teplota	°C	-15	20
Výstupní teplota	°C	18	-2
Vstupní vlhkost	% r.h.	90	50
Výstupní vlhkost	% r.h.	7	100
Účinnost rekuperace zimní (letní)	%	94 (82)	
Výkon výměníku zimní (letní)	kW	51,1 (7,7)	
Tvorba kondenzátu	l/h	23,1	
Typ rekuperačního výměníku		S7.C rekuperační	



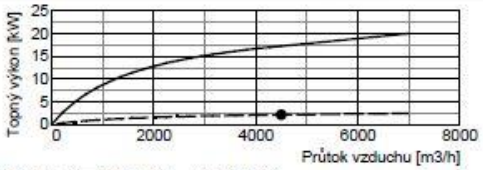
Vodní ohřívač		přívod
Topné médium		etylenglykol 25%
Vzduchové množství	m3/h	4500
Vstupní teplota (za rekuperací)	°C	18
Výstupní teplota (za ohřívačem)	°C	19
Topný výkon	kW	2,2
Teplotní spád topného média	°C	55 / 40
Průtok média (ze zdroje)	l/h	123
Tlaková ztráta média		
ve výměníku	kPa	2,37
ve ventilu	kPa	0,81
Připojovací rozměr (regulační uzel)		5/4" vnitřní
Objem výměníku	l	4,8
Typ ohřívače		T 5500 3R / typ 1 vestavěný
Omezení		viz upozornění

Příslušenství (součástí dodávky)



A	protimrazový termostat	016-H6929-109 - 6m	2)
B	odvzdušňovací ventil	automaticky	2)
C	odkalovací ventil	zátka	2)
Regulační uzel: RE-TPO4.LM24A-SR			
D	směšovací ventil	IVAR.MIX4, Kv 12, 1"	2)
E	servopohon	LM24A-SR	2)
F	kulový ventil	5/4" vnitřní	2)
G	čerpadlo	WILO YONOS PARA RS 20/ 6- RKC	2)
Ostatní:			
K	výměník voda/etylenglykol		3)

1 - dodáváno samostatně
2 - osazeno a připojeno
3 - není součástí dodávky, doporučeno



etylenglykol 25% — výkon max. --- výkon reg.

ErP (NRVU)

Informace o větracích jednotkách pro jiné než obytné budovy podle NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1253/2014, čl. 4 odst. 2

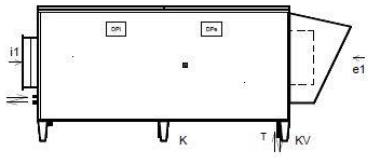
Název nebo ochranná známka výroboe:	ATREA s.r.o.
Identifikační značka modelu:	DUPLEX 5500 Multi Eco-N
Typ jednotky:	Větrací jednotka pro jiné než obytné budovy (NRVU) Obousměrná větrací jednotka (BVU)
Typ pohonu:	s proměnlivými otáčkami
Typ systému pro zpětné získávání tepla:	deskový rekuperační výměník
Tepelná účinnost zpětného získávání tepla:	82 %
Jmenovitý průtok vzduchu:	1,25 m3/s
Efektivní elektrický příkon:	2,6 kW
SFP int:	793 Ws/m3
Účinná nátoková rychlost:	2,1 / 2,1 m/s (přívod / odvod)
Jmenovitý vnější tlak:	450 / 500 Pa (přívod / odvod)
Vnitřní tlaková ztráta větracích součástí:	316 / 266 Pa (přívod / odvod)
Statická účinnost ventilátorů (dle 327/2011):	68,4 / 68,4 % (přívod / odvod)
Max. vnější netěsnost:	0,9 %
Max. vnitřní netěsnost:	1,8 %
Energetická klasifikace filtrů:	Zvolené filtry nepodléhají klasifikaci.
Upozornění na výměnu filtrů:	V jednotce je nutno pravidelně měnit filtry vzduchu. Zanesené vzduchové filtry způsobují snížení výkonu a celkové účinnosti větrací jednotky.
Internetová adresa návodu na demontáž:	www.atrea.cz/erp

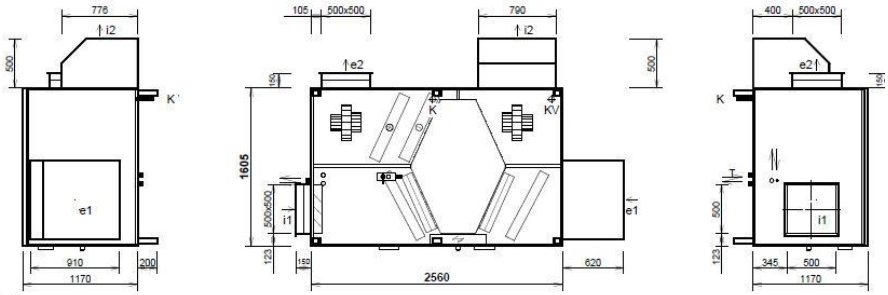
Jednotka splňuje ErP (Ecodesign) - nařízení EU 1253/2014, platné od 1.1.2016 i 1.1.2018.
(ve výpočtu zahrnuta korekce filtru)

Upozornění:

Okruh vodního ohřívače nástřešní jednotky je nutné dostatečně tepelně chránit použitím nemrznoucí náplně s dostatečnou teplotní odolností.
Instalace ohřívače T je přípustná zásadně do temperovaných prostorů, s minimální teplotou +5°C. Ohřívaný vzduch musí být filtrován a nesmí obsahovat korozivně působící látky.
U nástřešních jednotek bez osazeného základového rámu musí být vývody kondenzátu vyhřívané !

Provedení **4/10** nástřešní ležaté pohled shora (ze strany dveří)
Hmotnost: cca **625 kg**



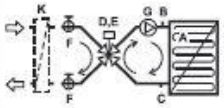


Při osazování jednotky dbejte na minimální manipulační prostor - viz technický popis.

hrdlo	druh	rozměr	příslušenství
e1	e1 - venkovní vzduch (ODA)		uzavírací klapka, eliminátor kapek
e2	e2 - přiváděný vzduch (SUP)	500 x 500 mm	pružná manžeta pro přírubu 20 mm
i1	i1 - odváděný vzduch (ETA)	500 x 500 mm	uzavírací klapka, pružná manžeta pro přírubu 20
i2	i2 - odpadní vzduch (EHA)		
K	výstup kondenzátu	Ø 32/40 mm	sifon
KV	výstup kondenzátu vyhřívaný	Ø 32/40 mm	sifon
T	Vodní ohřívač	5/4" vnitřní	připojovací rozměr - regulační uzel
CHF	Přímý chladič	28, 6 / 28, 0 mm (1 1/ 8" / -)	připojovací rozměr - výměník

Poznámky:
- Připojovací svorkovnice umístěna uvnitř jednotky
- Schéma je určeno pouze pro základní informaci, závazné rozměry obdržíte s dodávkou zařízení, případně na vyžádání od výrobce.
- Otvory pro šrouby pro připojení potrubí (pro jedno hrdlo): 4x M6

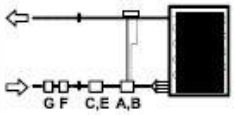
Elektro		
Napětí	400 V	
Proud	10,8 A	
Doporučené odjištění	3x 16A (char. C)	
Typ a dimenze kabelů	viz schéma el. zapojení	

Vytápění		Příslušenství (součástí dodávky)
Topné médium	etylenglykol 25%	
Topný výkon	2,15 kW	
Teplotní spád topného média	55 / 40 °C	
Průtok média (ze zdroje)	123 l/h	
Tlaková ztráta média	2,37 kPa *)	
Připojovací rozměr (regulační uzel)	5/4" vnitřní	

A	protimrazový termostat	016-H6929-109 - 6m	2)
B	odvzdušňovací ventil	automatický	2)
C	odkalovací ventil	zátka	2)
Regulační uzel: RE-TPO4.LM24A-SR			
D	směšovací ventil	IVAR.MIX4, Kv 12, 1"	2)
E	servopohon	LM24A-SR	2)
F	kulový ventil	5/4" vnitřní	2)
G	čerpadlo	WILO YONOS PARA RS 20/ 6- RKC	2)
Ostatní:			
K	výměník voda/etylenglykol		3)

1 - dodáváno samostatně
2 - osazeno a připojeno
3 - není součástí dodávky, doporučeno

*) Tlaková ztráta výměníku je pokryta regulačním uzlem RE-TPO4.

Chlazení (přímý chladič)		Příslušenství
Typ chladiva	R410A	
Vypařovací teplota	10 °C	
Venkovní teplota	32 °C	
Chladící výkon	16,35 kW	
Požadovaná min. venkovní teplota	10 °C	

A	expanzní ventil	3)
B	tryska	3)
C	magnetický ventil	3)
E	cívka	3)
F	průhledítko	3)
G	dehydrátor	3)

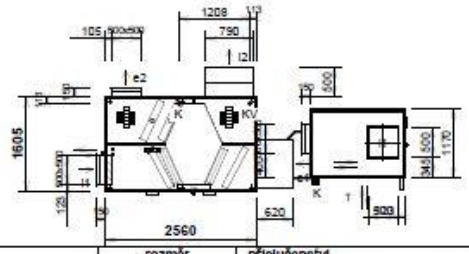
3 - není součástí dodávky

Zdravotní technika		
Odvod kondenzátu počet	2	Umístění odvodů kondenzátu viz rozměrový nákres
Odvod kondenzátu průměr potrubí	DN 32/40	vyhřívaný (v sektoru i2)
Tvorba kondenzátu (letní)	1,6 l/h	
Tvorba kondenzátu (zimní)	23,1 l/h	

Stavba			
Rozměry jednotky	délka výška (bez podstavných noh) hloubka	2560 mm 1170 mm 1605 mm	
Hmotnost		cca 625 kg	

Rozměrový nákres:

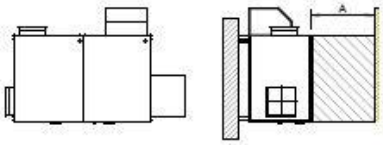
Provedení **4/10** nástřešní ležaté pohled shora (ze strany dveří)



hrdlo	druh	rozměr	příslušenství
e1	e1 - venkovní vzduch (ODA)		uzavírací klapka, eliminátor kapek
e2	e2 - přiváděný vzduch (SUP)	500 x 500 mm	pružná manžeta
i1	i1 - odváděný vzduch (ETA)	500 x 500 mm	uzavírací klapka, pružná manžeta
i2	i2 - odpadní vzduch (EHA)		
K	výstup kondenzátu	Ø 32/40 mm	sifon
KV	výstup kondenzátu vyhřívaný	Ø 32/40 mm	sifon
T	Vodní ohřívač	5/4" vnitřní	připojovací rozměr - regulační uzel
CHF	Přímý chladič	28, 6 / 28, 0 mm (1 1/ 8" / -)	připojovací rozměr - výměník

Manipulační prostor

- dveře bez pantů

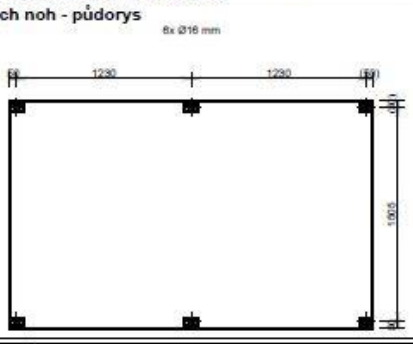


A	otvírání dveří	min. 1200 mm

Prostupy střechou - půdorys

Poznámka: Schéma zobrazuje rozměry a odstupy prostupů střechou pro připojovací hrdla. Rozměry a umístění připojovacích hrdel jsou uvedeny v rozměrovém nákresu jednotky.

Kotvení podstavných noh - půdorys



Detail kotvení jednotky ke střešní kontrukci

A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]
50	50	50	54	ø 55

14 Ekonomické zhodnocení

Navržená technologie má za úkol zajistit vytápění, chlazení a větrání prostoru restaurace. Jak již bylo uvedeno zařízení se skládá z nástřešní jednotky vybavené kvalitním rekuperačním protiproudým výměníkem o účinnosti až 95 %. Tento výměník zajišťuje velmi malou potřebu topného výkonu na dohřátí přiváděného vzduchu do místnosti. Tento dohřev je realizován výměníkem TR 6500/3R určenému pro vestavbu do jednotky. Potřeba výkonu pro teplovodní ohřívač osazený za rekuperačním výměníkem je cca 3,0 kW s uvažováním topné vody o parametrech 55/45 °C bude realizován tepelným čerpadlem. Při letním provozu je potřeba eliminovat tepelnou zátěž ve výši 22,5 kW. I při tomto režimu je využit rekuperační výměník, který snižuje potřebný chladící výkon o hodnotu 7,0 kW. Chlazení je realizováno přes vestavěný výměník chlazení se zdrojem mimo jednotku VZT.

Zmíněné tepelné čerpadlo bude v zimním provozu zajišťovat dohřívání přiváděného vzduchu do restaurace a podlahové vytápění prostoru restaurace v době provozu, ale i mimo něj, kdy bude vytápět podlahu a krýt tepelnou ztrátu infiltrací.

14.1 Ekonomické zhodnecení - varianta 1

Ekonomická rozvaha pro roční potřebu tepla a náklady na elektrickou energii pro navržený stav (VZT jednotka s rekuperací a tepelné čerpadlo):

Navržený stav:

Výkony

- na vytápění	**5 924 W**	provoz 24 hod
- na větrání	53 025 W	provoz 10 hod
- rekuperační výměník	-51 000 W	
celkem na větrání	**2 025 W**	

Roční potřeba energie

- vytápění	12 170,0 kWh	pro vytápění
- větrání	2 250,0 kWh	pro ohřev vzduchu
- přímé chlazení	9 500,0 kWh	chlazení
- chod ventilátorů	14 901,0 kWh	(ventilátory 13 436,0 + čerpadla oběhová 1 463,0)

Celkem	**38 821,0 kWh**

Spotřeba el. energie roční

- vytápění	4 591 kWh
- ohřev vzduchu	850 kWh
- přímé chlazení	3 040 kWh
- ventilárory a čerpadla	14 901 kWh
Celkem	**23 382 kWh**

Roční provozní náklady:

- elektrická energie vytápění, VZT a chlazení (3×25A) sazba C55
- průměrná cena za kWh bez DPH 3,04 Kč

platba 23 382,0 · 3,04 = 70 081,0 Kč/rok bez DPH

stálá měsíční platba 888 Kč

platba 12 · 888,0 = 10 656,0 Kč/rok bez DPH

celkem varianta 1 81 737,0 Kč/rok bez DPH (98 902 Kč/rok vč.DPH)

14.2 Ekonomická zhodnecení - varianta 2

Ekonomická rozvaha pro roční potřebu tepla a náklady na elektrickou energii pro variantu 2 (VZT jednotka s rekuperací s protiproudým výměníkem s účinností 82 % a přímotopný elektrokotel):

Potřeba tepla

- na vytápění	**5 924 W**	provoz 24 hod
- na větrání	53 025 W	provoz 10 hod
- rekuperační výměník	-50 000 W	rekuperace s účinností 94%
celkem na větrání	3 **025 W**	snížený výkon pro ohřev vzduchu

Roční potřeba energie

- vytápění	12 170,0 kWh	pro vytápění
- větrání	2 250,0 kWh	pro ohřev vzduchu
- přímé chlazení	9 500,0 kWh	chlazení
- chod ventilátorů	14 901,0 kWh	(ventilátory 13 436,0 + čerpadla oběhová 1 463,0)
Celkem	**38 821,0 kWh**	

Roční spotřeba el. energie

- vytápění	13 086,0 kWh
- ohřev vzduchu	2 420,0 kWh
- přímé chlazení	3 040,0 kWh
- chod ventilátorů	14 901,0 kWh
Celkem	**33 447,0 kWh**

Provozní náklady:

- elektrická energie vytápění a VZT(3×32A) sazba C46d
- průměrná cena za kWh bez DPH 2,66 Kč

  platba 33 447,0 · 2,66 = 88 969,0 Kč/rok

  stálá měsíční platba 888 Kč bez DPH

  platba 12 · 888,0 = 10 656,0 Kč/rok bez DPH

  celkem 99 625,8 Kč/rok bez DPH (120 546,0 Kč/rok vč.DPH)

14.3 Ekonomické zhodnocení - varianta 3

Ekonomická rozvaha pro roční potřebu tepla a náklady na elektrickou energii pro variantu 3 (VZT jednotka bez rekuperace a přímotopný elektrokotel):

Potřeba tepla

- na vytápění	**5 924 W**	provoz 24 hod elektrokotel
- na větrání	53 025 W	provoz 10 hod bez rekuperace

Roční potřeba energie

- vytápění	12 170,0 kWh	
- větrání	56 490,0 kWh	
- přímé chlazení	12 878,0 kWh	chlazení
- chod ventilátorů	14 901,0 kWh	(ventilátory 13 436,0 + čerpadla oběhová 1 463,0)
Celkem	**96 439,0 kWh/rok**	

Spotřeba elektrické energie

- na vytápění	13 086 kWh
- na větrání	59 314 kWh
- přímé chlazení	4 024,0 kWh
- chod ventilátorů	14 901,0 kWh
Celkem	**91 325,0 kWh**

Roční provozní náklady:

- elektrická energie vytápění a VZT(3×40A) sazba C45d
  průměrná cena za kWh bez DPH 2,79 Kč
  platba 91 325,0 · 2,79 = 254 796,0 Kč/rok
  stálá měsíční platba 1 188,- Kč bez DPH
  platba 12 · 1188,0 = 14 256,0 Kč/rok
  celkem 269 052,0 Kč/rok bez DPH (325 553 Kč vč.DPH)

Pro porovnání nákladů na teplo a chlad byly zpracovány 3. varianty technického zařízení pro větrání jednozónového prostoru. Varianta 1. je předmětem řešení této diplomové práce. V této variantě je navržena vzduchotechnická klimajednotka v nástřešním prtovedení vybavená protiproudým rekuperačním výměníkem, vestavěným teplovodním ohřívačem, přímým chladičem a tepelným čerpadlem vzduch/voda. Ve druhé variantě je uvažována stejně vybavená vzduchotechnická jednotka, pouze místo tepelného čerpadla je uvažován přímotopný elektrkotel. Třetí varianta je uvedena pro srovnání, kdy je uvažována vzduchotechnická jednotka bez rekuperace el.ohřevem, přímým chladičem a přímotopným elektrokotlem pro vytápění.

Cena za elektrickou energii je v I. variantě, kterou řeší i tato diplomová práce ve výši 81 737,0 Kč/rok bez DPH. Porovnáme-li roční náklady s druhou variantou, tj. s elektrokotlem vychází rozdíl cca 19.000,00 Kč bez DPH. Při použití rekuperačního výměníku, nejlépe protiprudého s vysokou účinností vychází potřeba na dohřívání větacího vzduchu poměrně malá. Stejně tak tepelně technické parametry stavebních konstrukcí znamenají malou tepelnou ztrátu. Při rozdílu v ceně pořizovacích nákladů na tepelné čerpadlo a přímotopný elektrkotel ve výši cca 300 000 Kč, lze předpokládat prostou návratnost cca 15,5 roku. Pokud budeme předpokládát růst ceny za elektrickou energii bude se doba návratnosti zkracovat. Lepší

návratnost docíme využitím tepelného čerpadla pro přípravu teplév vody, případně vytápět sousední prostory.
Poslední varianta je uvedena pro srovnání se zařízením bez využití zpětného získávání tepla a bez využití obnovitelné energie.

15 Závěr

Úkolem diplomové práce byl návrh klimatizačního zařízení jednozónového prostoru, v tomto případě restaurace ve spotrovním areálu. Řešení se zabývalo pouze předmětným provozem. Chodby a ostatní mísntosti nebyly do navrhovaných zařízení zahrnuty.

Z hlediska stavební části byly navrženy stavební konstrukce s hodnotami součinitelů prostupu tepla v úrovni $U_{pas.20}$, tj. doporučené hodnoty pro pasivní budovy. Stejně tak byly navrženy výplně otvorů. Podle požadavků investora, jako byl například požadovaný výhled na venkovní kurty, nebyla okna opatřena dalšími opatřením proti sluneční radiaci. V tomto případě by šlo o snížení požadované tepelné zátěže. Orientace na jih je kryta zastřešením a v tomto případě nebylo s radiací počítáno.

Rozvody vzduchotechnický potrubí a umístění koncových prvků bylo přizpůsobeno právě velkým oknům. Jako centrální vzduchotechnická klimatizační jednotka bylo navrženo zařízení společnosti Atrea typ DUPLEX 5500 Multi Eco-N v nástřešním tedy venkovním provedení. Tato jednotka je vybavena protiproudým rekuperačním výměníkem s účinností až 95 %. Tento výměník zajistí úsporu v roční spotřebě tepla pro ohřev vzduchu ve výši 95 %. Pro dohřívání je třeba 7 213,0 kWh/rok – viz.kapitola 12.2. Provozní náklady provozu klimatizačního zařízení byly výrazně sníženy vhodným návrhem zpětného získávání tepla. Je na zvážení volba kvalitnějšího systému větrání vůči provozním nákladům ev. z pohledu vyšší kvality vnitřního prostředí prostoru.

Stejně jako v případě úspory tepla pro ohřev větracího přiváděného vzduchu je rekuperační výměník využit v letním provozu, kdy je schopen odpadním vzduchem o teplotě 26 °C předchladit venkovní přiváděný vzduch o teplotě 32 °C a snížit tak potřebný chladící výkon z 24,0 kW na 16,4 kW a dosáhnout úspory výkonu 32 %.

Z důvodu celkového snížení nákladů na teplo byl navržen jako zdroj tepla pro vytápění a ohřev větracího vzduchu tepelné čerpadlo vzduch/voda. Použití tepelného čerpadla snížilo potřebu energie na provoz zařízení o cca 64 %. Roční spotřebu tepla by bylo možné dále snížit použitím tepelného čerpadla země/voda a dosáhnout tak dalšího sníženo 20 % (při průměrném topném faktoru 4,1). Toto řešení by znamenalo provedení dvou zemních vrtů o celkové délce 2 × 100 m spojených do sběrné šaschty, a odtud páteřním vedením potrubím Pe DN50. Potrubí by muselo být v blízkosti objektu a pod základovou deskou tepelně izolované a vystoupat šachtou na střechu do strojovny. Variantou by bylo použití plošného kolektoru o ploše 300 m^2 se 4 okruhy 4 × 150 m potrubí Pe DN32. Okruhy by byly spojeny do vystrojené šachty GT-Box s rozdělovačem. Páteřní vedení by bylo vedeno shodně jako v případě vrtů. Soustava by měla objem 140 litrů. Navržený typ tepelného čerpadla má chladící okruh navržený pro nemrznoucí kapalinu napojenou do vrtu, plošného kolektoru, nebo do venkovní jednotky s výměníkem vzduch/kapalina. Náklady na vrt jsou cca 240 000 Kč bez DPH. Náklady na plošný kolektor jsou 59 000 Kč materiál vč. šachty a cca 100 000 Kč na zemní práce, tj. 159 000 Kč bez DPH. Problémem je nedostatek místa pro plošný kolektor. Náklady na 2 ks vzduchových jednotek činí 154 000 Kč. Další vhodnější řešení by byla instalace fotovoltaických panelů instalovaných na střechu a využití vyrobené elektrické energie v objektu.

16 Požité zdroje:

[1] CARRIER, Willis, Cherne GRANT and Walter GRANT. *Modern Air Conditioning: Heating and Ventilating*. 2. edition. New York: Pitman Publishing, 1940. 170 s. ISBN 9780405047084.

[2] VAVERKA, Jiří, Miloslav MEIXNER a Josef CHYBÍK. *Tepelná ochrana budov: souhrn fyzikálních veličin stavebních materiálů a výpočtů k ČSN 730540*. 2. vydání. Brno: Vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-214-0857-X.

[3] *PRAMOS: Hlinková okna* [online]. Praha: Pramos, 2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: http://www.pramos.cz/okna/hlinikova-okna

[4] *ČSN EN 12831-1. Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu: Část 1: Tepelný výkon pro vytápění*. M3-3. Praha: Český normalizační institut, 2018. [cit. 2021-5-11].

[5] *ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů*, Praha: Český normalizační institut, 1985. [cit. 2021-5-13]. třídící znak 73 0548.

[6] CHÝNSKÝ, Jaroslav, Karel HEMZAL. *Technický průvodce: Větrání a klimatizace*. 3. vydání. Brno: Bolit-b, 1993. 490 s. ISBN 80-901574-0-8.

[7] *Technika prostředí* [online]. Chlumec nad Cidlinou: Projekční kancelář Qpro, 2020. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: www.qpro.cz

[8] *ČSN EN ISO 10077-1 (730567) Tepelné chování oken, dveří a okenic - Výpočet součinitele prostupu tepla*. Praha: Český normalizační institut, 2007. [cit. 2021-5-12].

[9] DRKAL, František, Miloš LAM a Jan SCHWARZER. *Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika*. 2. vydání. Praha: ČVUT, 2018. 150 s. ISBN 9788001063781.

[10] *HOFFMANN: VELOX-WERK* [online]. Chrudim: Hoffmann, 2007 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://hoffmann.cz/o-systemu-velox

[11] PETTENKOFER, Max,v. *Über den Luftwechsel in Wohngebäuden*. München: Literarisch-Artistische Anstalt der J.G. Cotta´schen Buchhandlung, 1858.

[12] DRKAL, František. *K vývoji klimatizace I. Tzb-info* [online]. Praha: Topinfo, 2005 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz/2547-k-vyvoji-klimatizace-i

[13] JIŘÍK, František. *Komíny a kouřovody: navrhování, provádění a připojování spotřebičů paliv: komentář k ČSN 73 4201*. Praha: Český normalizační institut, 2003. ISBN 80-7283-115-1.

[14] *ELRAM JS* [online]. Šumperk: Elram, 2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: www.elramjsb.cz

[15] *K-cad: Kompletní řešení pro stavební fyziku* [počítačový program]. Ver. 2020.10. Praha: K-cad, 2.2.2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: www.kcad.cz

[16] *IVAR CS: Komponenty pro vodu a vytápění* [online]. Praha: Ivar cs, 2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: www.ivarcs.cz

[17] *ATREA: Vzduchotechnka* [online]. Jablonec nad Nisou: Atrea, 2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://www.atrea.cz/cz

[18] *REHAU: BKT.Summit* [webinar]. Praha: Rehau, 2021 [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: www.rehau.cz

[19] SMOLÍK, Jan. Technika prostředí. Praha: SNTL, 1988. 324 s

[20] MCQUISTON, Faye, Jerald Parker. Heating, Ventilating and Air Conditioning. New York: J. Wiley and Sons, 1977. 623 s. ISBN 0-471-47015-5

[21] CIHELKA, Jaromír. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Praha: SNTL, 1985. 648 s. ISBN 04-101-85

[22] MARADA, Miroslav. *Energeticky úsporné Kongresové centrum* [online]. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: http://old.allforpower.cz/clanek/energeticky-usporne-kongresove-centrum-praha

[23] *Archiv hlavního města Prahy: Výstavba IKEM* [online]. Praha: Pražský projektový ústav, 1988. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: http://badatelna.eu

[12] Kotrbatý, Miroslav, Ivana Schůrková. *Světelné a tmavé zářiče, konstrukce, použití: Vytápění průmyslových a velkoplošných objektů* [online]. Praha: Topinfo, 2006. [cit. 2021-5-11]. Dostupné z: https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapeni-prumyslovych-hal-a-velkych-objektu/3717-vytapeni-prumyslovych-a-velkoprostorovych-objektu-xi-1-cast

[25] *TPG 704 01: Odběrná plynová zařízení a spotřebiče na plynná paliva v budovách*, Praha: Gas, 2013. ISBN 978-80-7328-291-2

[26] *ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov, část 2: požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1.12.2002. [cit. 2021-5-13].

[27] *TV* [počítačový program]. Ver. 5.0.11. Nový Bor: PROTECH 4.1.2021. [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: https://www.protech.cz/

[28] *DUPLEX* [počítačový program]. Ver. 9.00.016. Jablonec nad Nisou: Atrea, 14.2.2021. [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: https://www.atrea.cz/cz/duplex-cz

[29] *Vaillant: Informační list výrobků* [online]. Chrášťany: Vaillant Group, 2021 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: https://www.vaillant.cz/pro-zakazniky/

17 Ostatní

17.1 Použité symboly

a	délkový rozměr	(m)
a	sluneční azimut	(°)
A	plocha	(m^2)
c	korekční součinitel	(-)
c	hloubka okna vzhledem ke stínící desce	(m)
c	měrná tepelná kapacita	(J/kg·K)
d	hloubka okna ve stěně	(m)
D	tloušťka vrstvy	(m)
e	délka stínu	(m)
f	vzdálenost okna od svislých slunolamů	(m)
f_R	teplotní faktor	(-)
h_i	výška slunce nad obzorem	(°)
h	entalpie vzduchu	(J/kg $_{s\,v}$)
H	nadmořská výška místa	(km)
$\dot{I}$	intenzita sluneční radiace	(W/m^2)
l_{23}	výparné teplo vody	(J·kg)
L_{WA}	akustický výkon	(dB(A))
m	součinitel zmnenšení teplotního kolísání na vnitřním povrchu	(-)
M	hmotnost	(kg)
$\dot{M}$	hmotnostní tok	(kg/s)
$\dot{N}$	výkon	(W)
Ny^*	teplotní útlum	(-)
p	tlak	(Pa)
p_{sat}	částečnáý tlak nasycené vod. páry, na rozhraní vrstev	(Pa)
$\dot{P}$	příkon	(W)

*Psi**	fázový posun teplotního kmitu	(h)
R	tepelný odpor	($m^2 \cdot K/W$)
R_o	objemová hmotnost	(kg/m^3)
RH	relativní vzdušná vlhkost	(%)
s	stínící součinitšel	(-)
S	plocha, povrch	(m^2)
T_i	vnitřní výpočtová teplota	(°C)
T_e	venkovní výpočtová teplota	(°C)
T	čas	(s, h)
U	součinitel prostupu tepla	($W/m^2 \cdot K$)
$\dot{V}$	objemový průtok	(m^3/s)
w	rychlost proudění	(m/s)
x	měrná vlhkost vzduchu	($kg/kg_{s\,v}$)
z	součinitel znečištění atmosféry	(-)
ZpT	difuzní odpor	(m/s)
α	úhel stěny s vodorovnou rovinou	(°)
γ	azimutový úhel normály stěny	(°)
δ	sluneční deklinace	(°)
δ	tloušťka stěny	(m)
Δ	konečný rozdíl dvou hodnot	(-)
ε	součinitel úpměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci	(-)
η	účinnost	(-)
Θ	úhel mezi normállu povrchua směrem slunečních paprsků	(°)
Θ	teplota na rozhraní	(°C)
λ	tepelná vodivost	($W/m \cdot K$)
ρ	hustota	(kg/m^3)
Ψ	fázové posunutí teplotních kmitů	(h)

17.2 Seznam obrázků

Obr. 1 Grafické znázornění vlastností prostředí z tab. 3, SO 11
Obr. 2 Grafické znázornění vlastností, SO 13
Obr. 3 Grafické znázornění vlastností prostředí z tab. 8, STR 16
Obr. 4 Grafické znázornění vlastností konstrukce, STR 19
Obr. 5 Akumulované množství zkondenzované vlhkosti 20
Obr. 6 Grafické znázornění vlastností konstrukce, PDL 24
Obr. 7 Řez navrženým obvodovým pláštěm objektu 25
Obr. 8 Skladba konstrukcí systému VELOX [10] 26
Obr. 9 Půdorys restaurace 31
Obr. 10 Řez restaurací A-A 32
Obr. 11 Osluněná plocha okna (západ) 40
Obr. 12 Hodnoty psi závislé na tloušťce stěny dle ČSN 730548 [5] 45
Obr. 13 Diagram celkové tepelné zátěže pro zónu restaurace 51
Obr. 14 Štěrbinová výusť série VSD35 s jedním hrdlem 56
Obr. 15 - Kruhový anemostat se zpětnou klapkou DRE-CF 58
Obr. 16 Schéma rozvodu vzduchotechnického potrubí - přívod 63
Obr. 17 Schéma rozvodu vzduchotechnického potrubí - odtah 63
Obr. 18 Vnitřní vybavení větrací jednotky řady Duplex Multi. 66
Obr. 19 Vzduchotechnické schéma zapojení klimatizačního zařízení – letní provoz 72
Obr. 20 h-x diagram letní provoz klimatizačního zařízení 73
Obr. 21 Vzduchotechnické schéma zapojení klimatizačního zařízení – zimní provoz 79
Obr. 22 h-x diagram zimního provozu klimatizačního zařízení 80
Obr. 23 Schéma zapojení tepelného čerpadla vzduch/voda 84
Obr. 24 umístění venkovních jednotek – minimální vzdálenosti 85
Obr. 25 Dispozice strojovny tepelného čerpadla na střeše objektu 86
Obr. 26 Výkonové křivky tepelného čerpadla VWF157/4 [29] 88
Obr. 27 Specifikace 92

17.3 Seznam tabulek

Tab. 1 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí na hranici řešeného prostoru 8
Tab. 2 Skladba konstrukce SO 9
Tab. 3 Vstupní hodnoty prostředí, konstrukce SO 10
Tab. 4 Minimální požadované hodnoty při max. rel. vlhkosti na vnitřním povrchu, SO 12
Tab. 5 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových pod., SO 12
Tab. 6 Rozmezí relativních vlhkostí v jednotlivých materiálech, SO 14
Tab. 7 Skladba konstrukce STR 15
Tab. 8 Vstupní hodnoty prostředí, STR 16
Tab. 9 Minimální požadované hodnoty při max. rel. vlhkosti na vnitřním povrchu, STR 17
Tab. 10 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových pod., STR 18
Tab. 11 Kondenzační zóna, STR 21
Tab. 12 Rozmezí relativních vlhkostí v jednotlivých materiálech, STR 21
Tab. 13 Skladba konstrukce, PDL 22
Tab. 14 Průběh teplot a částečných tlaků vodní páry v návrh. okrajových pod., PDL 23
Tab. 15 Výpočet tepelného výkonu 28
Tab. 16 Průběh denních teplot 36
Tab. 17 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru 50
Tab. 18 Parametry anemostatů 57
Tab. 19 Rozměry anemostatů řady DRE-CF 150 až 350 58
Tab. 20 Výpočet dim. a tlakových ztrát přívodního vzduchovodu pro restauraci - západ 61
Tab. 21 Výpočet dim. a tlakových ztrát přívodního vzduchovodu pro restauraci - východ 62
Tab. 22 Výpočet dimenzí a tlakových ztrát odvodního vzduchovodu pro restauraci 62
Tab. 23 Parametry přívodního a odvodního vzduchu pro letní provoz 72
Tab. 24 Parametry přívodního a odvodního vzduchu pro letní provoz 79