VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

HODNOCENÍ PROVOZU SYSTÉMU ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA VZDUCHOTECHNIKY PRO JIP

EVALUATION OF THE OPERATION OF THE AIR HANDLING HEAT RECOVERY SYSTEM FOR ICU

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Natálie Dobrovolná
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2024

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STAVEBNÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav technických zařízení budov
Studentka:	**Bc. Natálie Dobrovolná**
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.**
Akademický rok:	2023/24
Studijní program:	N0732A260023 Stavební inženýrství – pozemní stavby

Děkan Fakulty Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hodnocení provozu systému zpětného získávání tepla vzduchotechniky pro JIP

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Řešení zadaného tématu zpětného získávání tepla ve vzduchotechnice za využití literární rešerše, zpracování variantního technického návrhu řešení zadané části specializace systému TZB a dílčího úkolu ze zadaného tématu řešeného experimentálními nebo teoretickými prostředky.

Cíle a výstupy diplomové práce:

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení (podíl 20 %)
Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady
Zvolené metody řešení
Aktuální technická řešení v praxi
Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)
Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)
Řešení využívající výpočetní techniku.
B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení (podíl 40 %)
Návrh technického řešení ve 2 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva
Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;
C. Dílčí úkol ze zadaného tématu (podíl 40%) zpracovaný vyhodnocením naměřených dat reálného vzduchotechnického zařízení. Konkrétní náplň stanoví vedoucí práce.

Seznam doporučené literatury a podklady:

1. Stavební dokumentace zadané budovy

2. Aktuální právní předpisy ČR

3. České i zahraniční technické normy

4. Odborná literatura

5. Zdroje na internetu

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne 15. 2. 2023

L. S.

prof. Ing. Jiří Hirš, CSc.
vedoucí ústavu

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.
vedoucí práce

prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA, dr. h. c.
děkan

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou systémů zpětného získávání tepla. V první části se práce věnuje druhům systémů zpětného získávání obecně, jejich hodnocením, možnostmi použití a návrhem. Ve druhé, výpočtové části se práce zaměřuje na pouze na tři konkrétní variantní řešení návrhu vhodné pro čisté nemocniční prostory jednotky intenzivní péče. Cílem bylo aplikovat téma na konkrétní budovu a zhodnotit jednotlivé navržené varianty z hlediska vnitřního prostředí, prostorových nároků a ekonomiky provozu. Poslední část se věnuje experimentálnímu měření a následnému vyhodnocení naměřených dat reálného vzduchotechnického zařízení. Podstatou měření bylo zhodnotit provoz a ověřit účinnost zpětného získávání tepla reálného deskového rekuperátoru osazeného ve vzduchotechnické jednotce obsluhující prostory jednotky intenzivní péče.

PREFACE

The diploma thesis deals with the issue of heat recovery systems. In the first part the thesis deals with the types of recovery systems in general, their evaluation, possibilities of use and design. The second, computational part, of the thesis focuses on three specific variant solutions of the design suitable for clean hospital premises of the intensive care unit. The aim is to apply the theme to a specific building and evaluate the individual proposed variants in terms of indoor air quality, spatial requirements and operational economy. The last part is dedicated to experimental measurement and subsequent evaluation of the measured data of real air-conditioning system. The essence of the measurement was to evaluate the operation and verify the heat recovery efficiency of a real plate heat exchanger installed in the air-conditioning unit serving the premises of the intensive care unit.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ecodesign, vzduchotechnická jednotka, čisté prostory, jednotka intenzivní péče (JIP), deskový výměník, tepelné čerpadlo, glykolový okruh, zpětné získávání tepla, výměník tepla, účinnost zpětného získávání tepla, experimentální měření

KEY WORDS

Ecodesign, air-conditioning unit, clean spaces, intensive care unit (ICU), plate heat exchanger, heat pump, glycol circuit, heat recovery system, heat exchanger, heat exchange efficiency, experimental measurement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOBROVOLNÁ, Natálie. *Hodnocení provozu systému zpětného získávání tepla vzduchotechniky pro JIP*. Brno, 2024. 95 s., 15 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané bakalářské práce s názvem *Hodnocení provozu systému zpětného získávání tepla vzduchotechniky pro JIP* je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 12. 1. 2024

Bc. Natálie Dobrovolná
autor práce

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem *Hodnocení provozu systému zpětného získávání tepla vzduchotechniky pro JIP* zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 12. 1. 2024

Bc. Natálie Dobrovolná

autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Chtěla bych tímto poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Aleši Rubinovi, Ph.D. za užitečné rady a neustálou ochotu.

OBSAH

ÚVOD **11**

ČÁST A – TEORETICKÁ ČÁST **13**

1 ÚVOD **13**

2 ÚČEL A PRINCIP ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA **14**

3 HODNOCENÍ SYSTÉMU ZZT **15**

3.1 HODNOCENÍ Z HLEDISKA ÚČINNOSTI 15

3.2 HODNOCENÍ Z HLEDISKA EKONOMICKÉHO 17

4 ÚPRAVY VZDUCHU ZZT **18**

4.1 REKUPERACE 18

4.2 REGENERACE 19

5 DRUHY VÝMĚNÍKŮ ZZT **20**

5.1 REKUPERAČNÍ SYSTÉMY 20

5.1.1 DESKOVÉ VÝMĚNÍKY 21

5.1.2 ENTALPICKÉ VÝMĚNÍKY 22

5.1.3 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY 23

5.1.4 KAPALINOVÉ OKRUHY 23

5.1.5 TEPELNÉ TRUBICE 24

5.1.6 TEPELNÁ ČERPADLA 25

5.2 REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY 26

5.2.1 ROTAČNÍ VÝMĚNÍKY 26

5.2.2 PŘEPÍNACÍ VÝMĚNÍKY 27

6 NAMRZÁNÍ VÝMĚNÍKŮ A PROTIMRAZOVÁ OCHRANA **28**

7 TĚSNOST VÝMĚNÍKŮ **29**

8 REGULACE **29**

9 ECODESIGN **30**

10 NÁVRH ZAŘÍZENÍ SE ZZT, POSTUP **31**

11 ZÁVĚR 32

ČÁST B – VÝPOČTOVÁ ČÁST 34

12 NÁVRH VZT Z BP 34

12.1 FUNKČNÍ CELKY 35

12.2 KLIMATICKÉ ÚDAJE O MÍSTĚ STAVBY 35

12.3 POŽADAVKY NA VNITŘNÍ PROSTŘEDÍ 35

12.4 SKLADBY KONSTRUKCÍ SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA U [W/M^{2}K] 35

12.5 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT 36

12.6 VÝPOČET TEPELNÉ BILANCE 36

12.7 PRŮTOKY VZDUCHU 43

12.8 DISTRIBUČNÍ ELEMENTY 44

12.9 JEDNOČAROVÉ SCHÉMA VZT ROZVODŮ ZČ1 – ODDĚLENÍ JIP 44

13 ÚPRAVY VZDUCHU, NÁVRH VZT JEDNOTEK 45

14 VARIANTY NÁVRHU 46

14.1 VARIANTA Č.1 47

14.2 VARIANTA Č.2 52

14.3 VARIANTA Č.3 54

14.4 POROVNÁNÍ VARIANT 58

14.5 HODNOCENÍ VARIANT Z POHLEDU ROČNÍ BILANCE PROVOZU 60

14.5.1 VZT JEDNOTKA S DESKOVÝM VÝMĚNÍKEM 61

14.5.2 VZT JEDNOTKA S GLYKOLOVÝM OKRUHEM 64

14.5.3 VZT JEDNOTKA S INTEGROVANÝM TEPELNÝM ČERPADLEM 67

14.5.4 ZÁVĚR 70

ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST 72

15 ÚVOD 72

15.1 POPIS ZAŘÍZENÍ 72

15.2 MĚŘENÍ TEPLOTY V OKOLÍ REKUPERÁTORU 73

15.3 VÝSLEDKY MĚŘENÍ 75

15.3.1 ÚNOR 75

15.3.2 ČERVENEC 79

15.3.3 ŘÍJEN 81
15.4 ZÁVĚR 84
16 ZÁVĚR 85
17 POUŽITÉ ZDROJE 86
18 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ 88
19 SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ 90
PŘÍLOHY ČÁSTI B 95

ÚVOD

Tématem diplomové práce jsou systémy zpětného získávání tepla, jejich využití a aplikace pro prostory JIP v rekonstruovaných prostorách 2. nadzemního podlaží nemocnice v Brně. Všechny návrhy byly proveden tak, aby byly splněny předepsané hygienické standardy, a aby byly zajištěny požadované podmínky na tepelně vlhkostní mikroklima a pohoda vnitřního prostředí. Diplomová práce je rozdělena do tří částí – teoretické, výpočtové a experimentální.

Teoretická část se zabývá systémy zpětného získávání tepla. Cílem této části je seznámení se s tématem systémů ZZT, druhy výměníků a jejich použití.

Výpočtová část se zabývá různými variantami návrhu systémů ZZT pro čisté nemocniční prostory jednotky intenzivní péče. Bylo využito návrhu vzduchotechniky pro JIP z bakalářské práce. Cílem práce bylo hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, prostorových nároků a ekonomiky provozu. Jsou zde řešeny tři varianty návrhu sytému ZZT, a to varianta s deskovým výměníkem, který byl navržen již v BP, dále varianta s využitím teplonosné látky, konkrétně glykolovým okruhem, a nakonec varianta s kompresorovým okruhem.

Experimentální část se věnuje měření a následnému vyhodnocení dat reálného VZT zařízení. Jedná se o měření teplot a vlhkostí VZT jednotky s deskovým výměníkem obsluhující prostory JIP v nemocnici v Brně.

Podkladem pro zpracování byl návrh VZT pro JIP z bakalářské práce a naměřená data reálného VZT zařízení.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST A – TEORETICKÁ ČÁST

SYSTÉMY ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Natálie Dobrovolná
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2024

ČÁST A – TEORETICKÁ ČÁST

1 ÚVOD

Tvorba vnitřního prostředí je obecně spjata s kvalitou vzduchu. Spolu s rostoucími požadavky na kvalitu vnitřního prostředí rostou i nároky na spotřebu energie. O to větší pozornost je věnována snaze o zlepšení hospodaření s energií, snížení provozních nákladů, a tedy i možnostem využití sytému zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu.

Požadované kvality vzduchu ve vnitřním prostředí dosáhneme buď přirozeným větráním, neřízenou výměnou vzduchu, tedy například prostým otevřením okna, nebo tzv. řízenou výměnou vzduchu, pomocí vzduchotechnického zařízení. U přirozeného větrání k výměně dochází na základě tlakového rozdílu vyvolaného rozdílem teplot nebo dynamickým tlakem větru. Nicméně při snaze snižovat energetickou náročnost budov je přirozené větrání značně energeticky neefektivní, neboť nevyužívá odpadního tepla.

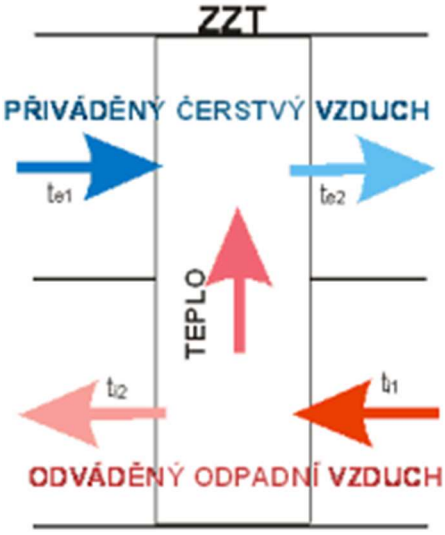
Bez systému ZZT se dnes neobejde žádné klimatizační či větrací zařízení. Právě instalací řízeného větrání se systémem ZZT v budově vyřešíme problém mezi přívodem čerstvého vzduchu a ztrátou tepla při větrání.

2 ÚČEL A PRINCIP ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA

Jak již bylo zmíněno v úvodu, účelem instalace systémů ZZT je minimalizace energetické náročnosti, tedy snaha efektivněji hospodařit s energiemi. Z technologických i hygienických důvodů je nutná výměna znehodnoceného odpadního vzduchu z místnosti za vzduchu čerstvý. Právě recyklace, tedy zpětné získávání tepla představuje způsob využití tepla z odpadního znehodnoceného vzduchu. [3]

Obecný princip zpětného získávání tepla je využití odpadního tepla z odvodního vzduchu z interiéru k předehřátí chladného přívodního čerstvého vzduchu z exteriéru v zimním období. V letním období dochází k efektu opačnému, tedy k ochlazení teplého venkovního vzduchu pomocí odpadního vzduchu z interiéru. Nicméně přesnější je definice ze směrnice VDI 2017: „Zpětné získávání tepla je opatření pro využití entalpie objemového proudění opouštějící budovu nebo proces.“ [7]

K přenosu tepla dochází pomocí výměníku. Za výměník je obecně považováno zařízení, ve kterém dochází k předávání tepelné energie pomocí proudících teplonosných médií. [8]



Obr. 2.1 – Princip ZZT [7]

Množství přeneseného tepelného toku výměníkem je ovlivněno vícero parametry. Jedním z nich je velikost, tvar a materiál teplosměnné plochy. Dále záleží na rovnoměrnosti vystavené teplosměnné plochy proudům vzduchu a jeho parametrům, zejména rozdílu teplot a hmotnostních průtoků. Důležitým parametrem je i součinitel prostupu tepla přes teplosměnnou plochu, zejména součinitelé přestupu tepla ze vzduchu na teplosměnnou plochu na straně ochlazovaného a opačně na straně ohřívaného vzduchu. Na množství přeneseného tepelného toku mají vliv i parametry provozu zařízení jako je množství nečistot, korozivních nebo leptavých látek ve vzduchu. Důležitá je i údržba zařízení, zejména pravidelné čištění teplosměnných ploch a výměna filtrů. Technická kvalita výměníku, jeho těsnost, odolnost proti příměsím ve vzduchu nebo mechanická odolnost [14]

3 HODNOCENÍ SYSTÉMU ZZT

Cílem každého řešení VZT zařízení je za daných podmínek a použití navrhnout optimální systém. Již během návrhu by se měly zvážit všechny dopady na provoz vzduchotechnického zařízení.

3.1 Hodnocení z hlediska účinnosti

Systémy ZZT jsou hodnoceny z hlediska jejich účinnosti, tedy jak moc je přenos energie v systému efektivní. Účinnost ZZT lze definovat jako poměr rekuperovaného k celkovému teoreticky získanému tepelnému výkonu (ten lze získat při využití teplotního spádu mezi ohřívaným a ochlazovaným vzduchem).

$$\eta_R = \frac{Q_R}{Q_i - Q_e} \quad [\%] \tag{1.1}$$

kde Q_R – rekuperovaný tepelný výkon (W)

Q_i – tepelný výkon odváděného vzduchu (W)

Q_e – tepelný výkon přiváděného vzduchu (W))

Teplotní neboli termickou účinnost lze definovat jako poměr rozdílu teplot přiváděného vzduchu a rozdílu teploty odváděného vzduchu a přiváděného vzduchu před výměníkem. Teplotní účinnost je měřítkem efektivnosti přenosu citelného tepla a umožňuje porovnání různých druhů výměníků. [10] [14]

Teplotní účinnost je možné určit jak na straně přívodního, tak na straně odvodního vzduchu, mluvíme tedy o tzv. *přívodní* a *odvodní účinnosti*.

$$\eta_{přívodní} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad [\%] \tag{1.2}$$

$$\eta_{odvodní} = \frac{t_{i1} - t_{i2}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad [\%] \tag{1.3}$$

kde t_{e1} – teplota přiváděného vzduchu před výměníkem (°C)

t_{e2} – teplota přiváděného vzduchu za výměníkem (°C)

t_{i1} – teplota odváděného vzduchu před výměníkem (°C)

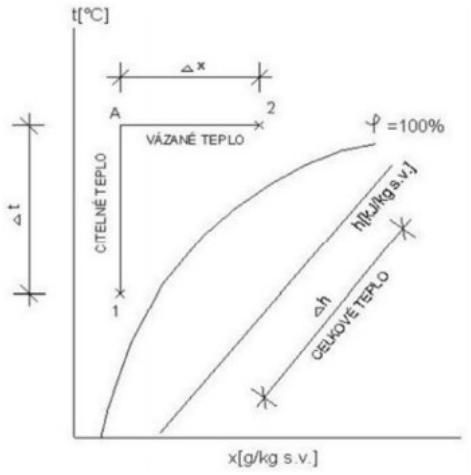
t_{i2} – teplota odváděného vzduchu za výměníkem (°C)

Účinnost ZZT je ovlivněna i poměrem průtoku přiváděného a odváděného vzduchu.

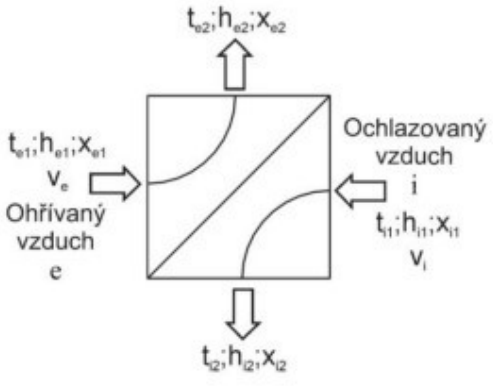
$$\eta_{\,t,přívodní} = \frac{Q_{REAL}}{Q_{MAX}} = \frac{V_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot (t_{e2} - t_{e1})}{V_i \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot (t_{i1} - t_{e1})} \cdot 100 \ [\%] \qquad (1.4)$$

Nicméně takové hodnocení je sice jednoduché, ale ne příliš přesné. Účinnost u ZZT systémů je ovlivňována i dalšími faktory jako je velikost teplosměnné plochy výměníků nebo kondenzace odváděného vzduchu. Účinnost ZZT systému není stálá a mění se v závislosti na skutečných podmínkách použití. Této skutečnosti bývá často zneužíváno výrobci zařízení, bývá uváděna právě maximální účinnost ZZT zařízení, které bude dosaženo pouze krátkodobě při specifických podmínkách jako jsou vysoká vlhkost odváděného vzduchu nebo větší množství odváděného vzduchu než přiváděného. Norma ČSN EN 305 k vyhodnocení výměníku tepla uvádí, že *Výkonnost výměníku tepla musí být vztažena na „jmenovitý stav" („Rating condition") v provozních podmínkách. Aby mohla být výkonnost předpovězena nebo projektována při jiných provozních podmínkách, mohou být důležité údaje prezentovány ve formě grafů, tabulek nebo rovnic.* [5][10]

Výše zmíněné hodnocení je nepřesné i z hlediska absence vyjádření vázaného tepla. VZT zařízení upravují vlhký vzduch, a je tedy třeba rozlišovat, zda se jedná o *teplo citelné*, jímž je měněna teplota vzduchu. T*eplo latentní (vázané)*, které ovlivňuje vlhkost vzduchu a předává se při vypařování vody nebo kondenzaci vodní páry. Anebo se jedná o *teplo celkové*, které je dáno součtem obou předchozích. Z Mollierova diagramu (Obr 3.1) a výše uvedeného je patrné, že lze rozlišovat účinnost teplotní, vlhkostní a entalpickou. [12]



Obr. 3.1 – Citelné a vázané teplo [8]



Obr. 3.2 – Obecné schéma ZZT [11]

Teplotní účinnost vychází ze tepla vázaného, vlhkostní z tepla citelného a entalpická z tepla celkového. Tedy podobně jako termickou účinnost můžeme definovat účinnost přenosu vlhkosti a entalpie.

Vlhkostní účinnost pro výměníky ZZT:

$$\psi = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{i1} - x_{e1}} \ [-] \qquad (1.5)$$

kde x_{e1} – měrná vlhkost přiváděného vzduchu před výměníkem (°C)

x_{e2} – měrná vlhkost přiváděného vzduchu za výměníkem (°C)

x_{i1} – měrná vlhkost odváděného vzduchu před výměníkem (°C)

Entalpická účinnost pro výměníky ZZT:

$$\eta_{Rh} = \frac{h_{e2} - h_{e1}}{\frac{V_i - \rho_i}{(1+x_{i1})} \cdot \frac{(1+x_{e1})}{V_e - \rho_e} \cdot h_{i1} - h_{e1}} \quad [\%] \tag{1.6}$$

- Ukazuje provozní efektivnost přenosu tepla vzhledem k parciální kondenzaci vodní páry (měrné vlhkosti), zahrnuje latentní teplo

Exergická účinnost pro výměníky ZZT:

$$\eta_{ex,c} = \eta_{ex,p} \cdot \eta_{ex,i} = \frac{E_{e2} - E_{e1}}{E_{i1}} \quad [\%] \tag{1.7}$$

kde $\eta_{ex,p}$ – exergická účinnost přenosu tepla z ochlazovaného do ohřívaného vzduchu (%)

$\eta_{ex,i}$ – exergická účinnost využití tepla z ochlazovaného vzduchu (%)

- Vychází z II. termodynamického zákona a popisuje ztráty energie podmíněné nevratností dějů, tedy jak je reálný nevratný proces blízký ideálnímu vratnému procesu. [14]

Jak již bylo řečeno výše, teoreticky může účinnost systému ZZT nabývat i 100 %, nicméně v reálných aplikacích se jmenovité účinnosti pohybují od 50 % do 90 %. Systémy s nižší účinností již mají mnohonásobně vyšší náklady spojené s počáteční investicí a provozem než náklady vzniklé úsporou energie. Takové systémy se tedy nevyplatí z důvodu nízké návratnosti. Z technického hlediska však účinnost není jedinou vlastností, kterou třeba posuzovat. Dalšími hodnocenými parametry by mohly být tlakové ztráty, velikost nebo hmotnost. [10]

3.2 Hodnocení z hlediska ekonomického

Systémy ZZT je třeba hodnotit také z hlediska ekonomického. Je třeba vždy zvážit, zda se jejich instalace vyplatí. Mohou nastat vážné technické potíže, jako například příliš malé rozdíly teplot mezi odváděným a přiváděným vzduchem, zvýšení tlakových ztrát nebo je kvůli malým rychlostem proudění vzduchu příliš nízký součinitel přestupu tepla ze vzduchu do stěn zařízení. Takové zařízení potom může naopak přinášet větší náklady než „zisky“ z předpokládané úspory energie. [2]

Nezanedbatelnou roli hrají značné počáteční investiční náklady, tedy vložená investice a doba její návratnosti, v závislosti na omezené životnosti zařízení. V potaz je třeba brát i náklady související s provozem takového zařízení, jako je potřeba energie dodané ventilátoru na překonání tlakové ztráty, pohony rotačních výměníků nebo pohony čerpadel.

Při výpočtu doby návratnosti se zajímáme zejména o pořizovací náklady, ceny energií, dobou provozu a možnými režimy provozu zařízení a v neposlední řadě průtokem vzduchu, který je závislý na tepelných a hmotnostních tocích [3]

Jedním z nástrojů, jak porovnat navržená řešení je výpočet průměrného porovnávacího efektu Ep, kdy realizovaná varianta musí být taková, aby byl průměrný roční porovnávací efekt Ep maximální ze všech možných provozních podmínek a pořizovacích nákladů. [3]

$$\mathrm{Ep} = \mathrm{K1} - \mathrm{K2} - \mathrm{K3} - \mathrm{K4} - \mathrm{K5} - \mathrm{K6} \tag{1.1}$$

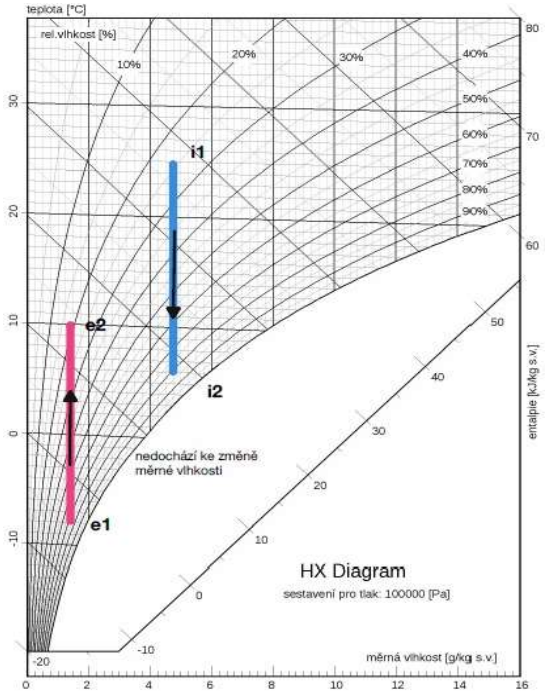
kde K1 – průměrné roční zisky z ušetřeného tepla, K2 – průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného ventilátory, K3 – průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného čerpadly, K4 – vícenáklady na provoz ventilátorů, K5 – rovnost tepelných kapacit přívodního a odvodního vzduchu, K6 – roční amortizace systému ZZT [3]

4 ÚPRAVY VZDUCHU ZZT

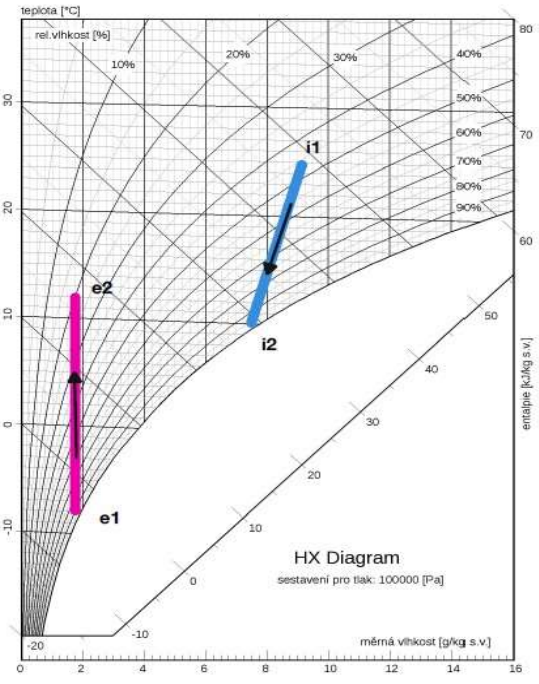
Systémy ZZT dovolují přenos buď citelného nebo vázaného (latentního) tepla. V prvním případě dochází tedy pouze k předávání tepla do čerstvého vzduchu (rekuperační výměníky). V případě přenosu vázaného tepla dochází k předání vlhkosti (regenerační výměníky). Výměníky, které umožňují přenos jak citelného, tak vázaného tepla se nazývají entalpické.

4.1 Rekuperace

Při rekuperaci jsou proudy odpadního a přívodního vzduchu striktně odděleny pevnou stěnou, a tak nedochází k žádnému přenosu hmoty. V h-x diagramu je znázorněna ukázka typického průběhu změny stavu vzduchu při rekuperaci. Předpokládáme, že přiváděný vzduch je sušší než odváděný a měrná vlhkost se nemění. U odváděného vzduchu ke kondenzaci může a nemusí dojít, záleží na daných podmínkách. V prvním případě (Obr. 4.1) je vlhkost odváděného vzduchu nízká a povrchová teplota výměníku je vyšší než teplota rosného bodu, proto ke kondenzaci nedochází. Ve druhém případě (Obr. 4.2) již vlhkost odváděného vzduchu vyšší a na povrchu výměníku kondenzuje. Termická účinnost se ve druhém případě o pár procent zvýší. [10][13]



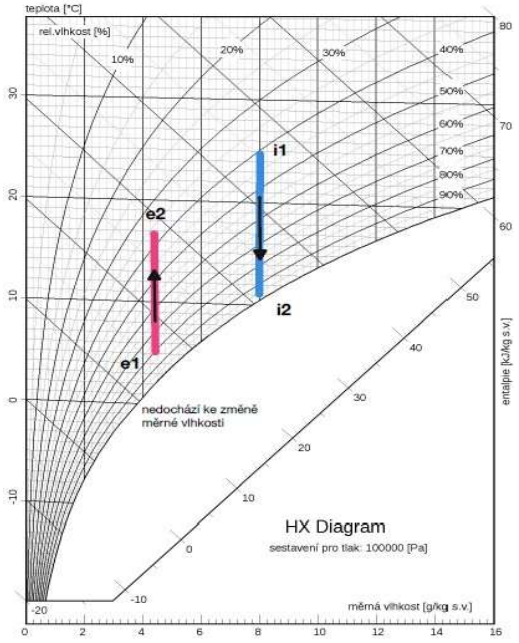
Obr. 4.1 – hx diagram – rekuperace I



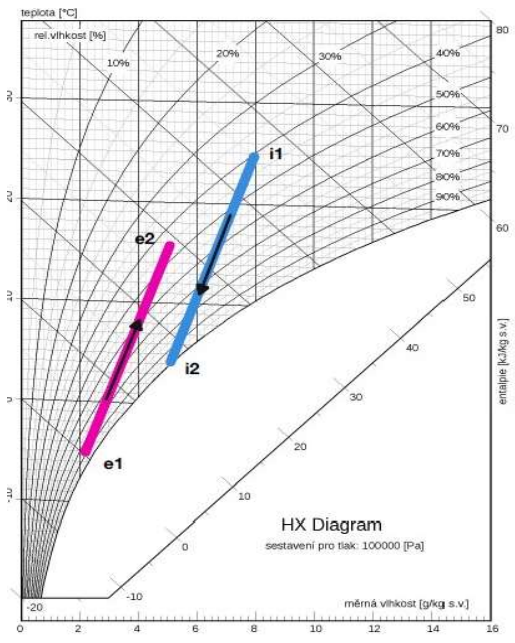
Obr. 4.2 – hx diagram – rekuperace II

4.2 Regenerace

V případě, že v zimním období je přívodní vzduch ohříván a zároveň zvlhčován hovoříme o regeneraci, tedy o stavu, dochází k přenosu latentního tepla. Opět můžeme pozorovat dvě varianty Mollierově h-x diagramu. V prvním případě (Obr. 4.3) vlivem vyšších nedochází ke kondenzaci, měrná vlhkost se nemění, mění se pouze teplota. V případě druhém (Obr. 4.4) již ke kondenzaci dochází, neboť povrchová teplota výměníku je nižší než teplota rosného bodu (mění se teploty i měrné vlhkosti). [10][13]



Obr. 4.3 – hx diagram – regenerace I



Obr. 4.4 – hx diagram – regenerace II

5 DRUHY VÝMĚNÍKŮ ZZT

Jak již bylo zmíněno, výměník je zařízení sloužící k přenosu energie. Existuje několik typů ZZT systémů, které se liší tvarem, konstrukcí, mechanismem předávání energie nebo účelem, kterému mají sloužit (ohřívače, chladiče, kondenzátory, výparníky a podobně). Dle směru proudění můžeme dělit výměníky ZZT na souproudé (proudy vzduchu mají stejný směr), protiproudé (opačný směr přívodního a odvodního vzduchu) a křížové, kdy oba proudy vzduchu jsou vzájemně kolmé. Právě směr proudění teplonosné látky výrazně ovlivňuje dobu předání tepla výměníkem, a tedy i jeho výslednou účinnost. Základním dělením dle konstrukce a přenosu tepla je na výměníky rekuperační a regenerační.

Obr. 5.1 – Rozdělení výměníků ZZT

5.1 Rekuperační systémy

Rekuperační výměna tepla je definována normou ČSN EN 305 jako *přenos tepla z primární pracovní látky na sekundární buď přímo přes stěnu nebo nepřímo zprostředkujícím nositelem tepla*. Přičemž za pracovní látku je považován vzduch, voda, vodní pára nebo jakákoliv kapalina, plyn nebo pára použitá pro přenos tepla. Primární pracovní látka je uvažována teplejší látka přivádějící teplo a sekundární pracovní látka je chladnější, teplo odvádějící. [5]

Podstatou rekuperačních výměníků je předávání citelného tepla pomocí výměníku z primárního média, obvykle odpadního vzduchu, do sekundárního média (většinou přiváděný čerstvý vzduch) přes pevnou stěnu výměníku, tedy nedochází k jejich promíchání nebo cirkulaci. Proto jsou vhodné pro odvod vzduchu znečištěného škodlivinami nebo i pro čisté prostory, kde jsou kladeny vysoké nároky na kvalitu přiváděného vzduchu.

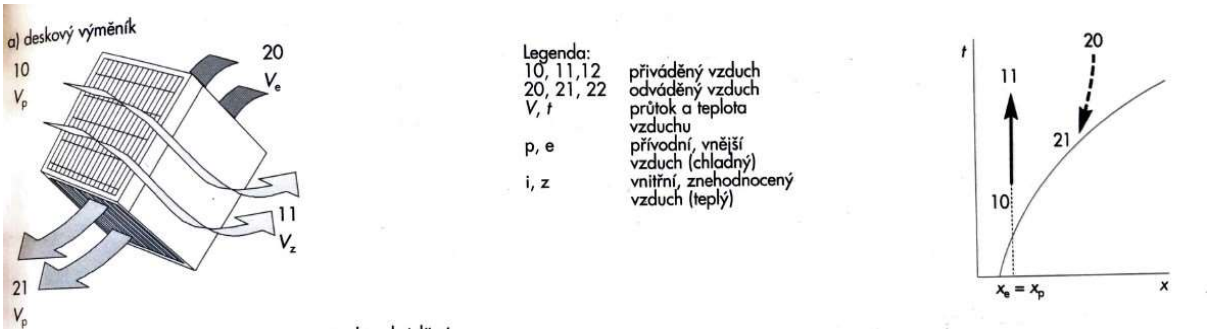
Nejčastěji využívané rekuperační výměníky jsou *deskové*, s přímou výměnou vzduchu-vzduch. S přímou výměnou vzduchu pracují i výměníky *trubkové* a *entalpické*.

Dále mezi rekuperační výměníky řadíme výměníky, které pro přenos tepla využívají pomocnou kapalinu:

- *kapalinový okruh* (s pohonem teplonosného média)
- *výměníky z tepelných trubic*, které pracují bez pohonu teplonosného média (chladiva)
- *tepelná čerpadla*, kde přenos tepla probíhá za využití kondenzačního a výparného tepla chladiva, při práci kompresoru

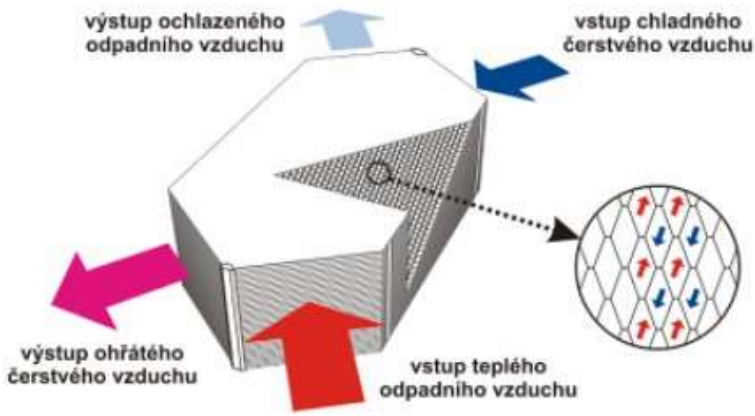
5.1.1 Deskové výměníky

Deskové výměníky jsou jedněmi z nejrozšířenějších výměníků ZZT, a to hlavně z důvodu jednoduché konstrukce a velmi širokému spektru využití. Skládají se z tenkostěnných profilovaných lamel, které vytváří průtočné kanálky. Deskové výměníky prošly určitým vývojem od původních čtvercových (Obr. 5.2), po novější šestiúhelníkové (5.3), které umožnily i změnu proudění vzduchu ve výměníku z křížového na protiproudý. [6]



Obr. 5.2 – Schéma deskového výměníku s křížovým prouděním vzduchu [3]

Protiproudý směr byl dosažen právě lepším uspořádáním kanálků mezi lamelami, a to mělo za následek dosažení větší turbulence za menších tlakových ztrát. Díky této změně tak vzrostly účinnosti z 50-60 % na dnešních 80-90 %. [6]



Obr. 5.3 – Schéma deskového protiproudého rekuperačního výměníku [6]

Účinnost výměníků je závislá do jisté míry i na vlhkosti a na míře kondenzace na straně odpadního vzduchu. Právě míra kondenzace může výslednou účinnost ovlivnit až o 20 %. Pro zvýšení účinnosti je možné lamely deskových výměníků smáčet vodou. *Na sprchované ploše dochází k odpařování vody a potřebné teplo se odnímá vzduchu proudícímu podél druhé strany desek*

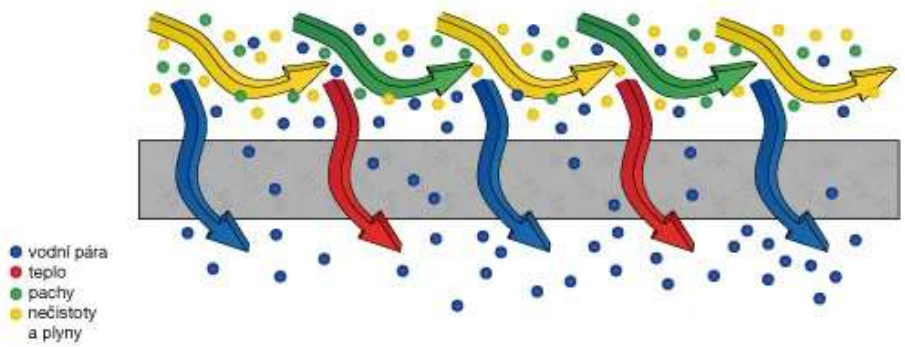
výměníku. [3] Běžně se vyrábí z hliníku nebo plastu a pro zvýšení teplosměnné plochy se mezi soustavu desek vkládají distanční vložky. Na straně výstupu odpadního vzduchu musí být deskové výměníky opatřeny eliminátorem kapek a kondenzátní vanou. Deskové výměníky jsou náročné na údržbu, kvůli hustě naskládaným lamelám jsou jen těžko čistitelné. Běžně je můžeme najít vestavěné jako součást centrálních vzduchotechnických jednotek, používají se ale i do malých ventilátorových jednotek pro VRV-systémy. Další teplené úpravy, jako ohřev a chlazení, se dějí až ve vnitřní jednotce. Existují i dvojité deskové výměníky, ty dosahují účinnosti až 80 % a používají se pro odvlhčování bazénů a jsou nedílnou součástí menších větracích jednotek pro řízené větrání nízkoenergetických bytových domů. [3]

5.1.2 Entalpické výměníky

Entalpický výměník je zvláštním druhem deskového výměníku. Kromě tepla citelného dokáží entalpické výměníky přenášet i teplo vázané, tedy umožňují přenos vlhkosti. Dosahuje tak účinnosti až 85 % citelného tepla a 50 % vázaného tepla. Entalpické výměníky jsou tvořeny stejně jako běžné deskové výměníky z teplosměnných ploch s kanálky, kterými proudí čerstvý a odpadní vzduch. Rozdílný je ovšem materiál, lamely entalpických výměníků jsou z mikroporézního materiálu, jako například speciálně upravený papír nebo upravené umělé hmoty, které umožňují přenos vlhkosti.

Díky speciálně upravené membránové konstrukci umožňují přenos molekul vody, ale zároveň zamezí přenosu molekul větších rozměrů, jako nežádoucích plynů a agencií. Vzdušná vlhkost se přenáší z místa s vyšším parciálním tlakem do místa s nižším parciálním tlakem, tedy z místa s vyšší vlhkostí do místa s nižší vlhkostí. Entalpické výměníky tedy účinně pomáhají řešit problém s nízkou vlhkostí vzduchu v interiéru, k té dochází zejména v zimních měsících, kdy dochází k výraznému poklesu relativní vlhkosti.

Entalpické výměníky existují v provedení čtvercovém (s křížovým proudem vzduchu) a šestihranném (s protiproudem). Výhodou je jejich použitelnost, entalpické výměníky jsou schopné pracovat až do teplot -10 °C, nehrozí riziko námrazy. Při riziku dosažení nižších tepot je však dobré instalovat elektrický předehřívač, nicméně ten počáteční investici i následné provozní náklady zvyšuje. [3]



Obr. 5.4 – Schéma přenosu částic přes membránu entalpického výměníku [15]

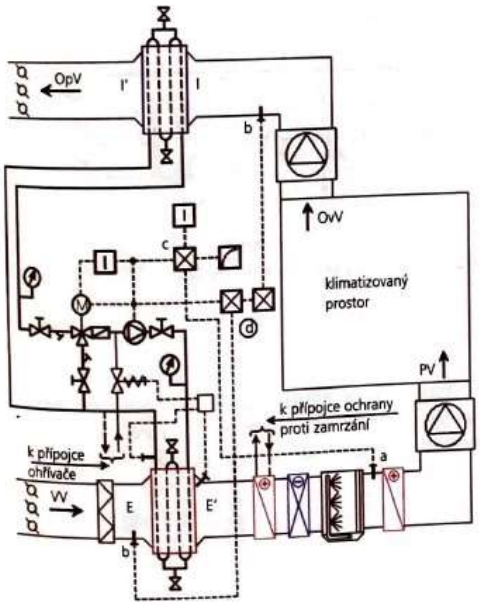
5.1.3 Trubkové výměníky

Principem zpětného získávání tepla jsou trubkové výměníky podobné deskovým výměníkům, jen jejich teplosměnná plocha je tvořena svazkem trubic. Trubicemi protéká vzduch odpadní a z vnější strany jsou trubice obtékán vzduchem čerstvým/přívodním, přes stěny trubic pak dochází stejně jako u deskového výměníku k přestupu tepla.

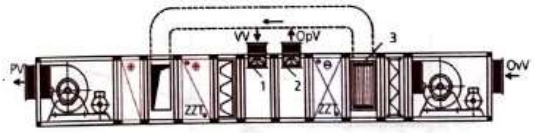
Nevýhodou trubkových výměníků je menší teplosměnná plocha, a tedy i menší účinnost (30–50 %). Naopak výhodou této konstrukce je pevnost, jsou často tvořeny z pevných plastů nebo skla. Mají pevnou konstrukci, jsou snadno čistitelné a mechanicky odolné. Jsou tak často využívány v provozech se znečištěným vzduchem, v technologických provozech nebo chemické průmyslu, kde dochází k zanášení výměníku pevnými částicemi znečištěného vzduchu nebo spalinami.

5.1.4 Kapalinové okruhy

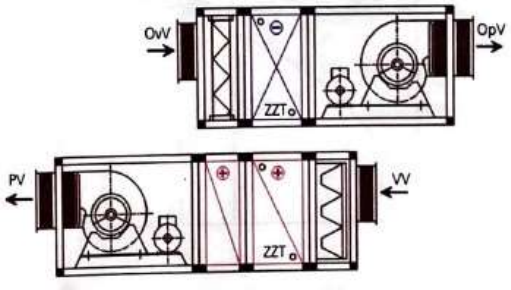
Jedná se o výměníky tepla v zapojení vzduch – kapalina – vzduch. Systém ZZT kapalinovým okruhem umožňuje nepřímý přenos tepla mezi odpadním a přívodním vzduchem prostřednictvím kapaliny. Je tvořen dvěma vzdálenými samostatnými výměníky propojenými kapalinovým okruhem s oběhovým čerpadlem, expanzní nádobou a regulačními prvky. Prostorová flexibilita systému je jeho největší výhodou. Výměníky jsou od sebe vzdáleny, tedy není nutné vzduchovody (přívod/odvod) soustředit a vylučuje se tím i jakýkoli průnik odpadního vzduchu do přívodního, který by v případě netěsností nebo jiných provozních poruch mohl nastat.



Obr. 13.6 Schéma KZ s výměníky zapojenými do okruhu pro ZZT s vodou jako nosičem energie a s protimrazovým zapojením
a) snímače teploty vzduchu pro vytápěcí provoz, b) snímače teploty vzduchu pro chladicí provoz, c) regulátory teploty vody pro vytápěcí provoz, d) regulátory teploty vody pro chladicí provoz



Obr. 13.9 Zapojené výměníky pro ZZT umístěné ve spojených jednotkách pro odvod a přívod vzduchu propojených potrubím pro ObV



Obr. 13.10 Zapojené výměníky pro ZZT umístěné v oddělených jednotkách pro odvod a přívod vzduchu

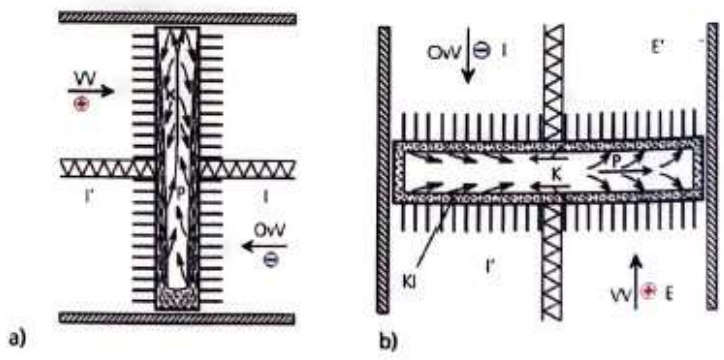
Obr. 5.5 – Schéma s protimrazovým zapojením [1]
Obr. 5.6 – Schémata příkladů možných zapojení systémů ZZT s kapalinovým okruhem [1]

Přímý přenos tepla nastává jen z odpadního vzduchu do kapaliny a z kapaliny do přívodního vzduchu. Jako kapalina zprostředkující přenos tepla se běžně používá směs vody a 30% etylenglykol. Směs musí být mrazuvzdorná i při -15 °C. Nicméně nevýhodou etylenglykolu jsou jeho tepelně-fyzikální vlastnosti (zejména tepelná vodivost a viskozita je výrazně horší než u vody), proto lze jako medium použít čistou vodu s protimrazovým zapojením soustavy pro ZZT (Obr. 5.5). Takový systém vykazuje mnohem lepší tepelně technické a hydraulické vlastnosti. Regulační systém se řídí přimícháváním teplé vody podle teploty vnějšího a odpadního vzduchu.

Nevýhodou těchto systémů je potřeba oběhového čerpadla, a tedy potřeba další energie pro jeho provoz. Účinnost přenosu tepla u běžných systémů se pohybuje mezi 40 a 50 %, nicméně při instalaci většího počtu řad lze dosáhnout i účinnosti 70 %. [1] [3]

5.1.5 Tepelné trubice

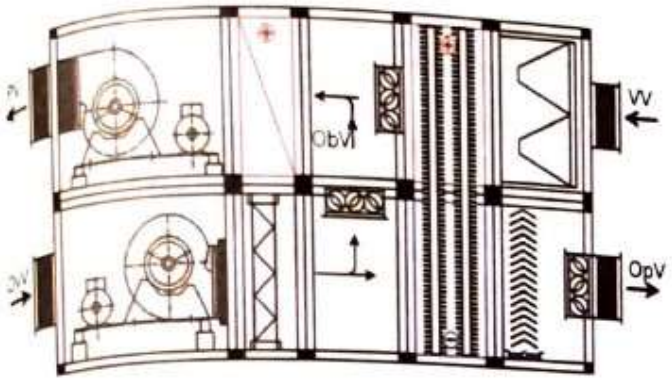
Tepelné trubice jsou systémem ZZT s přirozeným oběhem chladiva. Tepelné trubice mají schopnost při velmi malých rozdílech teplot na jejich konci přenášet velké toky tepla. Systém je tvořen uzavřenou trubicí, jíž proudí chladivo. Horní polovina trubice je vložena do proudu přiváděného vzduchu, dolní polovina do proudu odváděného vzduchu. Na dolní polovině trubice dochází tak k toku tepla z ochlazovaného vzduchu do trubice. V dolní části trubice naplněné chladivem tak dochází k varu a odparu chladiva. Na jejím druhém konci naopak vzniklá pára kondenzuje vlivem proudu chladnějšího přiváděného vzduchu a odevzdává mu tak přes stěnu trubice odpadní teplo. Zkondenzované chladivo stéká zpět do dolní části trubice a proces se cyklicky opakuje. Pro lepší přenos tepla ze vzduchu do trubice je na povrch opatřen žebry.



Obr. 5.7 – Princip činnosti teplené trubice při zimním chodu zařízení *a) gravitační, b) kapilární* [1]

Aby vypařování mohlo nastat přibližně při teplotě ochlazovaného vzduchu, je nutné zvolit vhodný druh kapaliny v trubici a její výparný tlak. Rozdíl teplot mezi teplým a studeným koncem trubice může být menší než 1 K. Jak již bylo řečeno při svislém uložení tepelných trubic může kondenzát (v zimním období) volně stékat z kondenzační zóny do výparné. U gravitačních (svisle uložených) tepelných trubic (Obr. 5.7a) musí v dolním kanálu vždy proudit vzduchu ochlazovaný a ohřívaný v horním kanálu. Tento fakt by činil problémy při zpětném získávání chladu v letním období, oba kanály vzduchu (přívodního – teplejšího a odpadního – chladnějšího) by se musely

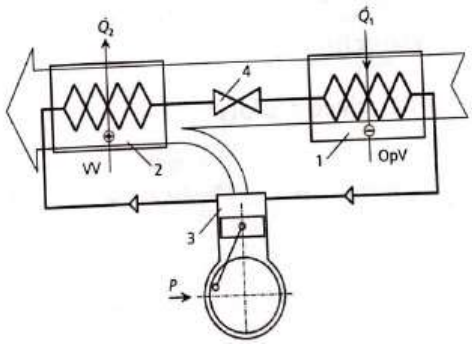
prohodit. Proto se v těchto případech místo gravitačních trubic používají trubice kapilární (Obr 5.7b). Jak název napovídá, na vnitřním povrchu mají kapiláry vytvořené z drážek, drátových sítí nebo nasákavých látek. Právě díky nim jsou schopny kapilárním účinkem dopravit kondenzát do výparné zóny trubice. [1]



Obr. 5.8 – Příklad použití tepelných trubic pro ZZT v běžné dvoupodlažní sestavovací větrací jednotce [1]

5.1.6 Tepelná čerpadla

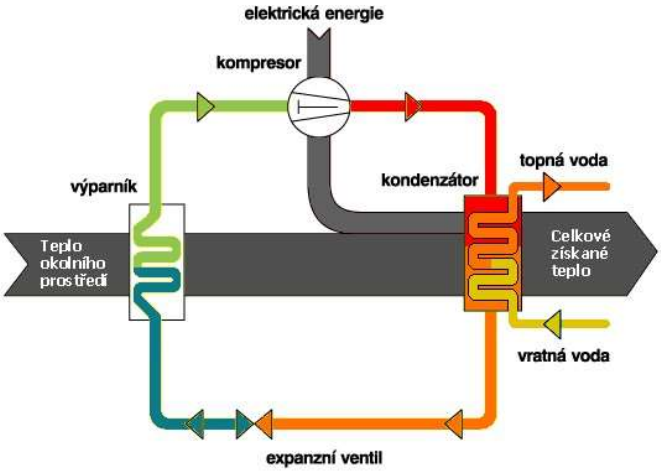
Ekonomicky nejnáročnějším způsobem ZZT je tepelné čerpadlo. Přestože se jedná o systém ZZT, od ostatních doposud uvedených se podstatně liší. Teplené čerpadlo vyžaduje ke svému chodu kompresor, ten spotřebovává drahou energii a stoupají tak náklady na provoz takového zařízení. Tepelné čerpadlo využívá obráceného Carnotova cyklu, díky práci kompresoru funguje na principu přenosu tepla při využití kondenzačního a výparného tepla chladivové náplně. [1]



Obr. 5.9 – Schéma činnosti tepelného čerpadla při ZZT z odváděného vzduchu [1]

Teplo z okolního prostředí je odváděno pomocí výměníku, kterým proudí chladící kapalina. Ta má vždy nižší teplotu než okolní vzduch, a proto může přijímat jeho teplo. Chladící médium převezme teplo z výměníku a odpaří se. Kompresor chladivo v plynné podobě nasaje a silně stlačí, tím výrazně stoupne jeho teplota. Horké chladivo v plynném stavu putuje do kondenzátoru a odevzdá teplo do topného okruhu a zkondenzuje. Zkapalněné chladivo (stále velmi teplé) pokračuje do expanzního ventilu, kde dochází k redukci tlaku chladiva, a tím i rapidnímu poklesu teploty. Chladivo je nyní natolik podchlazené, že může opět přijímat teplo z okolí ve výparníku a může dojít opět k jeho odpaření. Děj se cyklicky opakuje.

Tepelná čerpadla jsou schopna i reverzního chodu, tedy pokud je teplota odpadního vzduchu nižší než venkovní, je možné v letních měsících zpětně získávat chlad. Jak již bylo zmíněno, tepelné čerpadlo využívá ke své práci kompresor. V případě dodání externí energie pro práci kompresoru dosahuje čerpadlo účinnosti i přes 100 %, jedná se tedy o tzv. aktivní systém ZZT. [3]



Obr. 5.10 – Princip činnosti tepelného čerpadla [16]

5.2 Regenerační výměníky

Regenerační výměna tepla je definována normou ČSN EN 305 jako *přenos tepla z primární pracovní látky na sekundární prostřednictvím hmoty akumulující teplo, kterou obě pracovní látky obtékají střídavě*. [5]

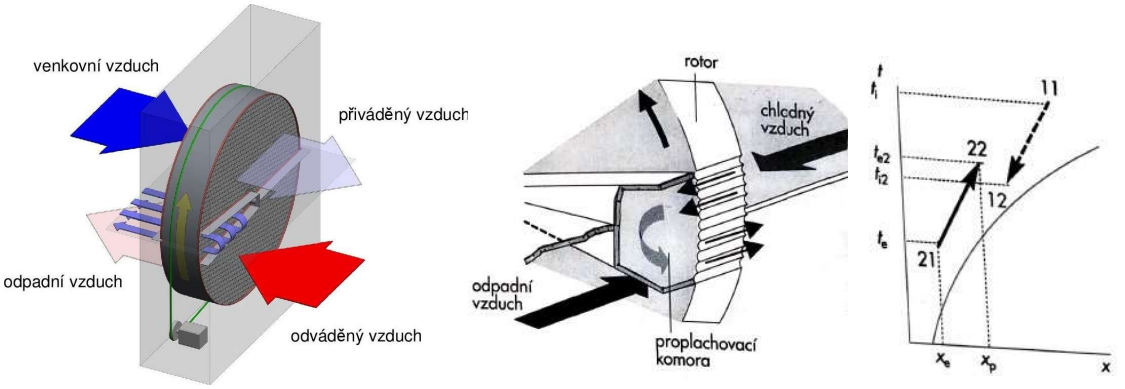
Regenerační výměníky obsahují akumulační výplň, kterou proudí střídavě teplý a studený vzduch. Je-li povrch akumulační výplně hygroskopický, z ochlazovaného (v zimě teplého) vzduchu přijímá současně tepelnou energii i vlhkost, kterou poté odvádí do vzduchu ohřívaného (v zimě chladnějšího). Jde o cyklicky se opakující děj, ukládání a následnému vydávání energie. Probíhá tedy přenos tepla citelného i vázaného, přičemž obě tepla se podílejí jak na změně entalpie ochlazovaného a odvlhčovaného vzduchu, tak i na změně tepla ohřívaného a zvlhčovaného. Právě díky přenosu obou složek tepla dosahují vysokých účinností. [1]

Podle konstrukce lze rozlišovat regenerační výměníky na rotační a statické (přepínací).

5.2.1 Rotační výměníky

Princip rotačních výměníků spočívá v akumulaci energie (tepla a vlhkosti) z proudu odváděného vzduchu do hmoty rotoru. Následně, díky cyklickému otáčení rotoru dochází k výdeji akumulované energie do proudu čerstvého přívodního vzduchu. Rotor se otáčí a střídavě se tak dostává do proudu přiváděného a odváděného vzduchu. Rotační výměníky jsou tvořeny krátkým válcem s výplní ze spirálovitě navinutých pásů, vytvářejících kanálky pro průtok vzduchu. Jako akumulační látka se nejčastěji používají hliníkové slitiny (hliníková fólie), různé druhy plastů nebo celulózy, papír napuštěný lítiumchloridem. Ideální tloušťka hliníkové fólie je z hlediska přenosu

energie mezi 0,06-0,1 mm. Šířka rotoru bývá nejčastěji 200 mm, v případě silně znečištěného vzduchu i 250 mm (těžký průmysl). [1][17]



Obr. 5.11 – Princip činnosti rotačního výměníku, legenda k hx-diagramu viz Obr. 5.2 [17] [3]

Základní dělení rotačních výměníků dle typu rotou:

Nehygroskopické provedení – tzv. teplotní rotor, ten je určen pro provozy, kde není žádoucí přenos vlhkosti (mokré provozy, těžký průmysl)

Hygroskopické provedení – hliníková fólie se speciální vrstvou umožňující přenos vlhkosti, je určen pro stavby pro bydlení, stavby občanské vybavenosti. Hygroskopické provedení rotoru se dá dále dělit dle možnosti kondenzace vodní páry na *entalpické* (dochází k částečné kondenzaci) a *sorpční* (nedochází ke kondenzaci vodní páry, vyznačuje se vyšší účinnosti v letním období)

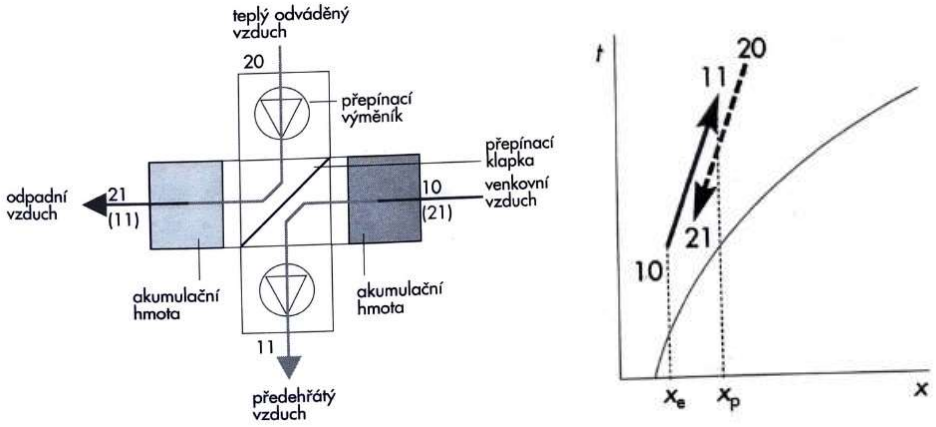
Epoxidový rotor – používá se do agresivního prostředí, jako jsou v přímořských oblastech nebo pro větrání bazénových hal

Mezi nejmodernější materiály pro přenos vlhkosti se řadí silikagel, vrstva na bázi oxidu křemičitého. Silikagel má vysokou schopnosti přenosu vlhkosti, avšak jeho velkou nevýhodou je vysoká pravděpodobnost přenosu pachů. Oproti tomu u velmi moderního provedení zeolitové vrstvy (nanotechnologie), na bázi hlinitokřemičitých materiálů tento problém odpadá, probíhá bez přenosu pachů. [17]

5.2.2 Přepínací výměníky

Přepínací akumulační systém má dvě statické sekce. Akumulační výplní střídavě proudí odpadní a čerstvá vzduch. Ve středu výměníku se nacházejí klapky, které usměrňují vzduch do příslušných sekcí. Proudy vzduchu se vymění vždy po vyrovnání teplot. Přepínací výměníky dosahují relativně vysokých účinností (teplotní účinnost – 60 až 90 %, vlhkostní účinnost – 50 až 70 %), avšak jejich nevýhodou je poměrně složitá konstrukce a prostorová náročnost.

U přepínacích výměníku nelze z povahy konstrukce zabránit přenosu škodlivin z odpadního vzduchu, proto jej lze použít pouze v případě, kdy odváděný vzduchu není znečištěn, nebo kde je nízký přenos škodlivin přípustný. [1][17]

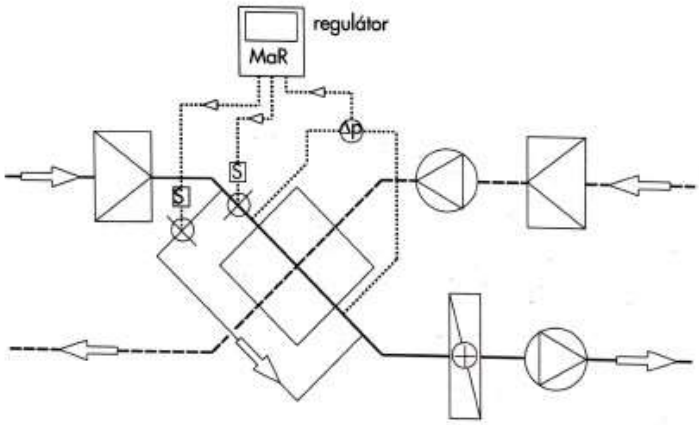


Obr. 5.12 – Princip činnosti přepínacího výměníku, legenda k hx-diagramu viz Obr. 5.2 [3]

6 NAMRZÁNÍ VÝMĚNÍKŮ A PROTIMRAZOVÁ OCHRANA

Z důvodu možné kondenzace vlhkosti v proudu odváděného vzduchu, je třeba v zimním období pamatovat i na možné namrzání výměníků ZZT. V případě regeneračních výměníku se v běžných podmínkách jejich namrzání většinou neřeší, neboť přestup tepla je u nich řešen v opakujících se cyklech, a tedy riziko je minimální. U přepínacích výměníků dochází ke změněn směru přiváděného vzduchu ze teplejší odváděný, a ten případnou námrazu ihned rozpustí. Obdobně je tomu u rotačních výměníků, kdy se u otočení rotoru dostane namrzlá část do proudu odváděného teplého vzduchu a odmrazí se.

Problém může nastat u výměnku rekuperačních, kdy děj nechodí v cyklech. Běžně při provozu deskových výměníků v našich klimatických podmínkách dochází ke kondenzaci vlhkosti v proudu odváděného vzduchu. Odvod kondenzátu je řešen přes zápachovou uzávěrku do kanalizace. V případě, že je vlhkost vzduchu vysoká a venkovní teploty klesnou pod bod mrazu, může dojít k namrzání výměníku. Objeví-li se námraza na stěnách, sníží se průtok vzduchu, zvýší se odpor při přestupu lamelami výměníku a dojde k omezení přenosu tepla. V krajním případě může dojít až k poškození, roztrhání výměníku, v důsledku objemové roztažnosti ledu. [10]



Obr. 6.1 – Schéma deskového výměníku s obtokem [3]

Námraze lze předcházet buď cyklickým rozmrazováním (změnou průtoků vzduchu, ohříváním vzduchu nebo cirkulací) nebo stálým zajištěním podmínek zabraňující namrzání (obtokem, předehřevem, směšováním nebo lokálním ohřívačem).

Deskové a lamelové výměníky se z důvodu vyřazení rekuperace v letním období (v případě nevýhodných teplotních poměrů) a z důvodu protimrazové ochrany v zimním období, vybavují obtokem (Obr. 5.13). Obtok je vybaven dvěma klapkami se servopohonem a aktivují se v případě poklesu teploty odváděného vzduchu pod nastavenou mez nebo při překročení nastavené tlakové ztráty. Zvýšená tlaková ztráta může být zapříčiněna zúžením průřezu výměníku vlivem námrazy. V takovém případě prochází přívodní vzduch zcela nebo z části obtokem přímo k ohřívači. Teplejší odpadní vzduch výměník odmrazí. Pokud by teplota za výměníkem nadále klesala a k odmražení by nedošlo, byl by nejprve vypnut přívodní a následně odvodní ventilátor a došlo by k uzavření klapek. [3][10]

7 TĚSNOST VÝMĚNÍKŮ

Některé provozy vyžadují z hlediska kvality vzduchu, aby odpadní znečištěný vzduch nepřišel do styku s čerstvým přívodním. Z tohoto hlediska jsou obecně vhodnější rekuperační výměníky, kdy oba proudy vzduchu jsou striktně odděleny pevnou překážkou. *V případě kapalinových okruhů je zamezení kontaminace z principu 100 %.* U ostatních typů výměníků jsou kanály obou proudů vzduchu vedeny vedle sebe a závisí tedy na kvalitě konstrukce, její těsnosti a provedení. Při návrhu je třeba zohlednit místo instalace, zda se jedná o běžné provozy, standardní aplikace při běžných tlacích nebo speciální aplikace s nebezpečnými škodlivinami v odpadním vzduchu.

Již z povahy konstrukce regeneračních výměníků může docházet k určitému znečistění přiváděného vzduchu ze vzduchu odváděného. Pokud je žádoucí krom přenosu tepla i přenos vlhkosti, mohou se zároveň přenášet i další látky. U rotačních výměníků může z důvodu jeho konstrukce docházek k trvalému průtoku vzduchu mezi kanály, obvykle se uvádí až 5 %. Průtok vzduchu mezi kanály však záleží hlavně na tlakových poměrech. Z těchto důvodů je u rotačních výměníků vhodné zajistit přetlak mezi čistou a nečistou stranou. [10]

8 REGULACE

Regulovatelnost ZZT systému záleží do značné míry na konstrukci ZZT zařízení, jeho složitosti a technické propracovanosti systému. Například deskový výměník je brán jako pasivní a jednoduchý prvek, tedy jeho regulovatelnost je velmi omezená. Regulaci je možné provést obtokem se servopohonem řízenými klapkami (popsáno výše, viz *Namrzání výměníků a protimrazová ochrana*). Stejně tak je tomu u všech ostatních výměníků, které jsou instalovány kompaktně v jednotce. Oproti tomu rotační výměník je díky své konstrukci poměrně dobře regulovatelný, změnou otáček lze dosáhnout mírného zvýšení účinnosti. Řízením průtoku kapaliny pomocí ventilů či jiných prvků okruhu lze regulovat kapalinové okruhy. [10]

9 ECODESIGN

Ecodesign označuje začleňování požadavků ochrany životního prostředí do návrhu a vývoje výrobků. *Obecně lze ecodesign definovat jako systematický proces navrhování a vývoje výrobku, který vedle klasických vlastností jako je funkčnost, ekonomičnost, bezpečnost a technická proveditelnost apod., klade velký důraz na dosažení minimálního negativního dopadu výrobku na životní prostředí, a to z hlediska jeho celého životního cyklu.* [18]

Požadavky na ecodesign se týkají také systému VZT, konkrétně i systémů zpětného získávání tepla. Od 1.1.2018 musí mít všechny větrací jednotky určené pro jiné než obytné budovy systém zpětného získávání tepla o teplené účinnosti min. 73 %, (v případě uzavřených systémů, oběhových – min. 63 %). [19]

2. Od 1. ledna 2018:

— Všechny větrací jednotky, s výjimkou jednotek pro duální použití, musí být vybaveny vícerychlostním pohonem nebo pohonem s proměnnými otáčkami.

Všechny obousměrné větrací jednotky musí mít systém zpětného získávání tepla.

Systém zpětného získávání tepla musí mít zařízení umožňující tepelný obtok.

— Minimální tepelná účinnost η_{t_nrvu} všech systémů zpětného získávání tepla s výjimkou oběhových systémů zpětného získávání tepla obousměrných větracích jednotek musí být 73 % a bonus za účinnost E = (η_{t_nrvu} – 0,73) * 3 000, pokud tepelná účinnost η_{t_nrvu} činí nejméně 73 %, jinak E = 0.

— Minimální tepelná účinnost η_{t_nrvu} oběhových systémů zpětného získávání tepla obousměrných větracích jednotek musí být 68 % a bonus za účinnost E = (η_{t_nrvu} – 0,68) * 3 000, pokud tepelná účinnost η_{t_nrvu} činí nejméně 68 %, jinak E = 0.

— Minimální účinnost ventilátoru pro jednosměrné větrací jednotky (ηv_e) je:

— 6,2 % * ln(P) + 42,0 %, jestliže P ≤ 30 kW, a

— 63,1 %, jestliže P > 30 kW.

— Maximální vnitřní měrný příkon ventilátoru větracích součástí (SFP_{int_limit}) ve W/(m³/s) činí:

— pro obousměrnou větrací jednotku s oběhovým systémem zpětného získávání tepla:

1 600 + E – 300 * q_{nom}/2 – F, jestliže q_{nom} < 2 m³/s, a

1 300 + E – F, jestliže q_{nom} ≥ 2 m³/s;

— pro obousměrnou větrací jednotku s jiným systémem zpětného získávání tepla:

1 100 + E – 300 * q_{nom}/2 – F, jestliže q_{nom} < 2 m³/s, a

800 + E – F, jestliže q_{nom} ≥ 2 m³/s;

— 230 pro jednosměrnou větrací jednotku určenou pro použití s filtrem.

— Pokud je součástí konfigurace filtrační jednotka, je systém řízení výrobku vybaven vizuální nebo zvukovou signalizací, která se aktivuje, pokud tlaková ztráta filtru překročí maximální přípustnou konečnou tlakovou ztrátu.

Obr. 9.1 – Zvláštní požadavky na ekodesign větracích jednotek pro jiné než obytné budovy dle čl. 3 odst. 2 a čl.3 odst. [19]

Dle definice pro Přílohy II až IX výše uvedeného nařízení se tepelnou účinností systému ZZT rozumí poměr mezi tepleným ziskem přiváděného vzduchu a tepelnou ztrátou odváděného vzduchu. Kdy obojí je porovnáváno s venkovní teplotou, měřeno v systému ZZT za sucha bez kondenzace, za standardních atmosférických podmínek, neboť předpisy neuvažují energii latentního tepla (energii vázanou ve vlhkosti). S uvážením latentní energie by hodnoty účinnosti byly vyšší. [19]

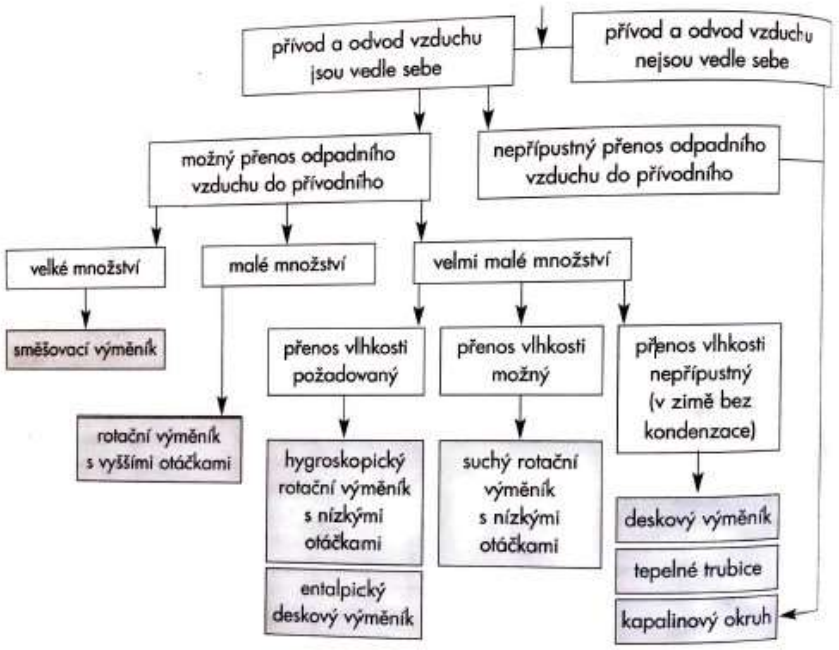
10 NÁVRH ZAŘÍZENÍ SE ZZT, POSTUP

Komplexní návrh zařízení ZZT tvoří fyzikální i ekonomická problematika. Cílem je nejen funkčnost celého systému, ale i ekonomičnost budoucího provozu a dobrá návratnost investice. Fyzikální návrh se vyznačuje nestacionárním vedením tepla a látky v závislosti na režimech provozu VZT zařízení, proměnných teplotách, geometrii teplosměnných ploch a jejich čistotě. [3]

Při návrhu je nutno zohlednit a dobře volit okrajové podmínky. *Řešení vychází z návrhu výměníků, sleduje vyčíslení tepelných a hydraulických poměrů.* [3] Teplený výkon a teploty vzduchu na vstupu výstupu z výměníků jsou jedněmi z konkrétních veličin návrhu systému ZZT. V návrhu je nutná jistá míra idealizace, neboť například účinnost systému není stálá a mění se v závislosti na skutečných podmínkách použití.

Obecný postup návrhu systému ZZT:

a) *Kritéria užití ZZT* – vyplývají z aktuálních právních předpisů
b) *Specifikace vstupních hodnot* – venkovní teploty vzduchu, vlhkost vzduchu, průtoky vzduchu, doba provozu vzduchotechnického systému a jeho režimy provozu, ceny tepla a elektrické energie, počáteční investice a doba návratnosti, náklady na opravy a údržbu
c) *Volba reálných variant*
d) *Návrh tepelných prvků*
e) *Ekonomické hodnocení variant*
f) *Výběr optimální varianty*
g) *Podrobný návrh* – podrobný návrh všech prvků celého zařízení
h) *Řešení regulace* – regulace provozu, řešení protimrazové ochrany [3]



Obr. 10.1 – Kritéria výběru systému zpětného získávání tepla [3]

11 ZÁVĚR

Vzhledem k náročnosti problematiky vzduchotechnických systému je v teoretické části shrnut jen zlomek informací potřebných pro správný návrh VZT systémů a jejich znalost. Je třeba komplexního návrhu pro celkovou funkčnost systému, neboť i malé chyby mohou vést k jeho nefunkčnosti. Při návrhu celého systému, nejen ZZT je nutné pamatovat, že důležitá je nejen jeho správná funkčnost, ale i přijatelná doba návratnosti investice, a hlavně ekonomičnost provozu.

Dle platných nařízení není možné navrhnout vzduchotechnickou jednotku bez systému ZZT. V případě systémů ZZT nehledáme optimální řešení jen po stránce technické a ekonomické, ale čím dál větší důraz je kladen i na dopad zařízení na životní prostředí. Do budoucna lze očekávat stále větší tlak na snižování spotřeby energií, tedy i na lepší technické provedení výměníků ZZT, zejména na zvyšování jejich účinnosti.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ

HODNOCENÍ PROVOZU SYSTÉMU ZPĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA VZDUCHOTECHNIKY PRO JIP

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Natálie Dobrovolná
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2024

ČÁST B – VÝPOČTOVÁ ČÁST

12 NÁVRH VZT Z BP

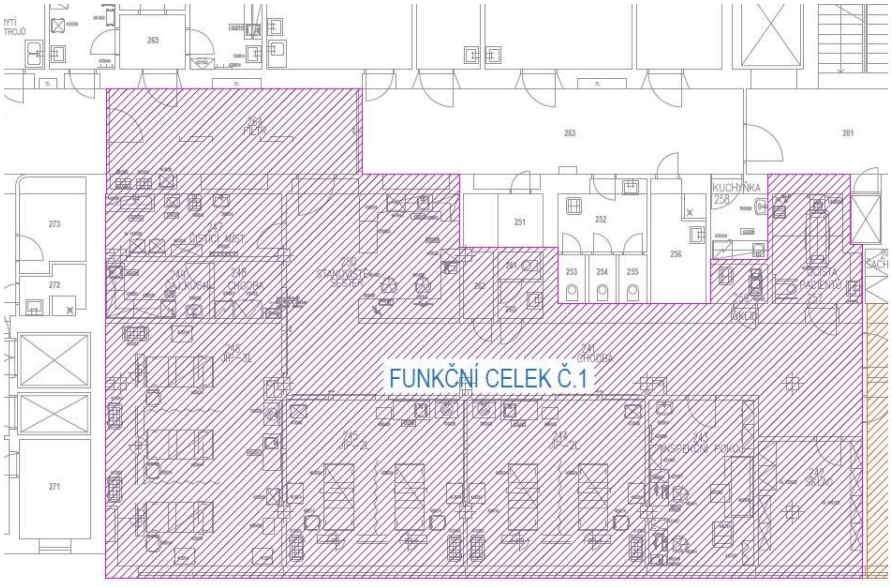
Pro aplikaci zadaného tématu jsem použila oddělení nemocnice, které jsem z hlediska návrhu vzduchotechniky řešila v bakalářské práci.

Jedná se o objekt starší objekt půdorysného tvaru U nacházející se v areálu nemocnice v brně, do kterého byla později přidána vestavba o třech nadzemních podlažích. Funkční celky řešené v bakalářské práci se nacházejí ve 2.NP nové části objektu. Strojovna s VZT jednotkami obsluhujícími řešené funkční celky se nachází ve střešní nástavbě starší části budovy. Na severní straně objektu je v obvodovém plášti osazen pás oken.

V bakalářské práci byla řešená část rozdělena na dva funkční celky, a sice celek obsluhující ZČ. 1 – Klimatizace prostorů JIP a ZČ. 2 – Klimatizace zázemí zaměstnanců.

Pro potřeby diplomové práce nás bude zajímat funkční celek oddělení JIP. Jedná se o čistý prostor, celý systém byl navržen v mírném přetlaku. Jedná se o nucené teplovzdušné vytápění a chlazení, zajišťované centrální vzduchotechnickou jednotkou umístěnou ve strojovně VZT. Distribuce vzduchu byla zajištěna izolovaným čtyřhranným potrubím. Pro přívod vzduchu byly v čistých prostorách oddělení JIP použity čisté nástavce CGF s filtrační vložkou ABSOFIL. Pro odvod byly zvoleny distribuční prvky typu VVM, vířivé výustě.

Pro oddělení JIP byla navržena centrální jednotka VZT se systémem ZZT, vodním chladičem, vodním ohřívačem, filtry, parním zvlhčovačem a eliminátorem kapek. Jednotka byla osazena deskovým výměníkem zpětného získávání tepla, který má dosahovat účinnosti v souladu s aktuálně platnými požadavky Ecodesignu.



Obr. 12.1– Funkční celek č.1 – JIP

12.1 Funkční celky

Funkční celek č.1 - oddělení JIP

- Třída čistoty prostředí: 8, ČSN EN ISO 14644-1 (125301)
- Světlá výška místnosti: 3 m
- Celková podlahová plocha: 284,40 m^2
- Celkový objem funkčního celku: 853,20 m^3

12.2 Klimatické údaje o místě stavby

Místo: Brno
Nadmořská výška: 227 m n.m.
Normální tlak vzduchu: 101,3 kPa

Výpočtové údaje:

	teplota	měrná vlhkost	entalpie
	t [°C]	[g/kg]	[kJ/kg]
léto	32	-	64
zima	-13	1	-

12.3 Požadavky na vnitřní prostředí

V čistých prostorách nemocničních zařízení jsou uvažovány tyto podmínky:

	teplota	relativní vlhkost	rychlost proudění	hluk
	t [°C]	[%]	[m/s]	[dB/A]
léto	24	55	0,16-0,25	6:00-22:00 h - 40 dB
zima	20-24	40	0,13-0,20	22:00-6:00 h - 25 dB

12.4 Skladby konstrukcí součinitele prostupu tepla U [W/m²K]

Vpočtené součinitele prostupu tepla dle ČSN 73 0540–4 *Tepelná ochrana budov – Část 4: Výpočtové metody*

Odpor při přestupu tepla i-tou vrstvou

$$R_i = \frac{d_i}{\lambda_i} \quad [m^2K/W]$$

kde λ_i součinitel tepelné vodivosti [W/mK]

d_i tloušťka i-té vrstvy konstrukce [m]

Celkový tepelný odpor

$$\mathrm{R} = R_{st} + \sum_{i=1}^{n} R_i + R_{se} \qquad [m^2K/W]$$

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

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

Součinitel přestupu tepla

$$\boldsymbol{U = \frac{1}{R}} \qquad [W/m^2K]$$

Konstrukce	U [$W/m^2.K$]
S1-obvodová stěna tl. 400 mm	0,14
S1-vnitřní nosná stěna tl. 600 mm	0,45
S3-příčka tl. 150 mm	0,1
S4-strop do vytápěného prostoru	0,32
S5-strop do vytápěného prostoru	0,32
S6-střecha	0,18
okno	0,64
dveře automatické prosklené	2,5
dveře automatické prosklené	2

Tabulka 1 - Vypočtené součinitele prostupu tepla pro dané konstrukce

12.5 Výpočet tepelných ztrát

Φ T,i = 1259 W, podrobněji viz **Tab. 4** (převzato z BP).

12.6 Výpočet tepelné bilance

Výpočet tepelné bilance byl proveden analytickou metodou elementárních bilancí pro den 21.7. Současně byly spočítány průběhy tepelného toku sluneční radiace okny během dne a průběh tepelné zátěže během dne i pomocí softwaru Teruna. Obě metody výpočtu byly následně porovnány viz grafy průběhů níže. Tepelné zisky byly spočítány v programu TERUNA pro referenční místnost č.245 – JIP 2L.

Vstupní údaje:

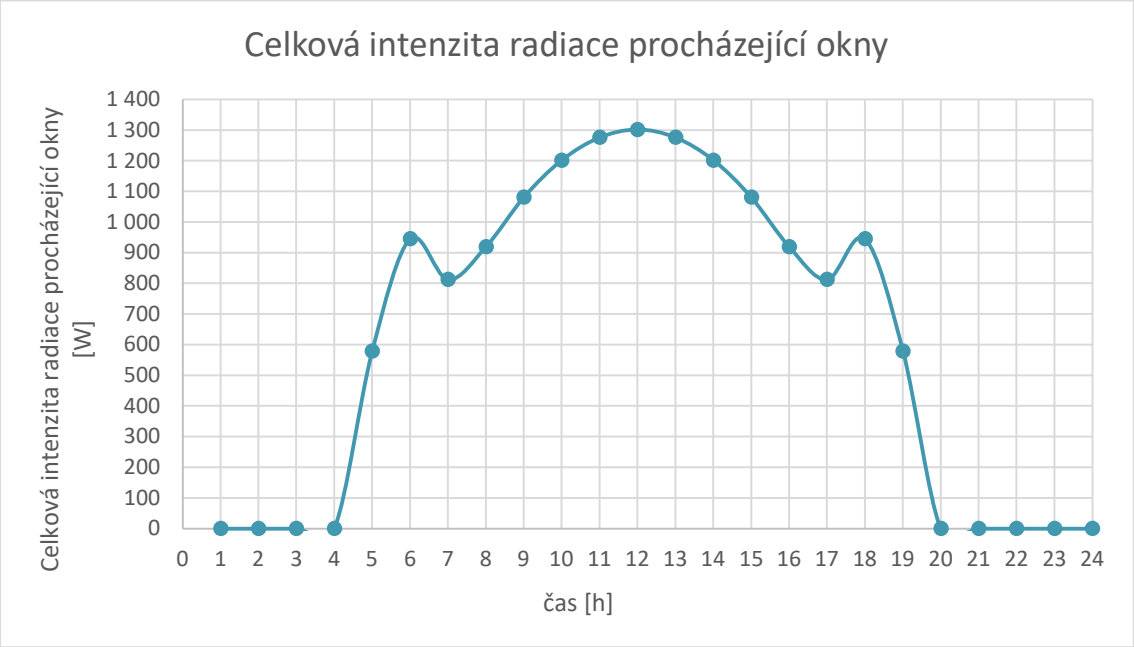
Den výpočtu:		21	
Měsíc výpočtu:		7	
Zeměpisná šířka:	Φ =	50	°
Zeměpisná délka:		17	°
Nadmořská výška:	h =	237	m n.m.

Úhel stěny:	α =	90	°
Azimut stěny:	as =	360	°
Součinitel znečištění ovzduší:	z =	5	
Počet oken:		2	ks
Šířka okna:	la =	3	m
Výška okna:	lb =	1,8	m
Plocha okna:	So =	5,4	m^2
Propustnost difuzního záření sklem:	Td =	0,85	
Šířka ostění:	c =	0,1	m
Šířka ostění:	d =	0,1	m
Plocha okna:	Sok =	6	m^2
Plocha všech zaklení:	So_{celk} =	10,8	m^2
Stínící součinitel:	s =	0,6	
Korekce na čistotu atmosféry:	co =	0,85	
Součinitel prostupu oknem:	ko =	2,7	$W/(m^2.K)$
Odstup od svislé stínící překážky (š. rámu):	f =	0	m
Odstup od vodorovné stínící překážky:	g =	0	m
Průměrná rovnocenná sluneční teplota vnější vzduchu za 24 hodin:	tm =	27,8	°C
Délka místnosti:		5,48	m
Šířka místnosti:		5,85	m
Výška místnosti:		3	m
Tl.obvodové stěny:		0,45	m
Tl. příček:		0,15	m
Plocha místnosti:	S =	32,06	m^2
Objem místnosti:	O =	96,17	m^2
Povrch venkovní stěny:	Su =	13,2	m^2
Měrná tepelná kapacita stěny:	c =	900	J/(kg.K)
Objemová hmostnost stěny:	ρ =	1000	kg/m^3
Hmotnost akumulační stěny:	M =	150000	kg/m^3
Součinitel prostupu stěnou:	k =	0,065	$W/(m^2.K)$
Měrná tepelná kapacita vzdchu:	c =	1010	J/(kg.K)
Objemová hmotnost vzduchu:	ρ =	1,2	kg/m^3
Maximální venkovní teplota:	te_{max} =	33,1	
Amplituda kolísání venkovních teplot:	At =	6	K
Podíl sálání na přenosu tepla na povrch stěny:	v =	0,6	
Celkový součinitel přestupu tepla:	α =	8	$W/(m^2.K)$
Součinitel přestupu tepla konvekcí:	α_K =	3,5	$W/(m^2.K)$
Volitelný časový úsek:	Δτ =	3600	s
Součinitel poměrné teplotní pohltivosti:	A =	0,7	

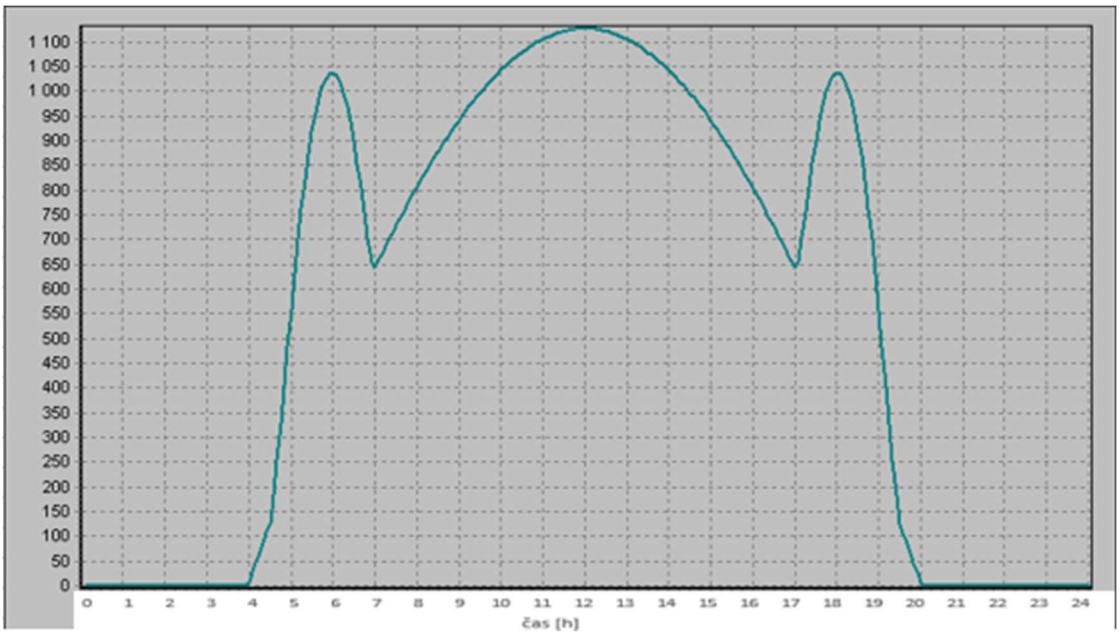
hodina i	Sluneční čas τ_i		Výška slunce h_i		Azimut slunce a_i		Úhel mezi normálou osluněného domu a směrem paprsku Θ_i		Intenzita přímé sluneční radiace I_{pni}	Intenzita přímého slunečního záření na obecně položenou plochu I_{pi}	Intenzita difúzní sluneční radiace I_{di}	Celková intenzita přímé (Tp) a difúzní sluneční radiace (Td) I_i	Celková poměrná propustnost přímé (Tp) a difúzní sluneční radiace (Td) T_{pi}	Celková intenzita radiace procházející svilým jednoduchým oknem $I_{oi}(Ic)$	Intenzita difúzní radiace procházející oknem I_{doi}	Vodorovný stín e_{1i}	Svislý stín e_{2i}	Osluněná část okna S_{osi}	Tepelný zisk sluneční radiace pro okno Q_{ori}	Celková intenzita radiace procházející okny I_{oi}	Teeplný zisk konvekcí Q_{ok}	Celková tepelná zátěž okna Q_o	Celková tepelná zátěž okna Q_o 2x	Výpočet tepelné zátěže vnějších stěn Qs_s	lidé	přístroje	svítidla	Celková tepelná zátěž Q_L	Rovnocenná sluneční teplota tr_s
[h]	[°]	[rad]	[°]	[rad]	[°]	[rad]	[°]	[rad]	[W/m²]	[W/m²]	W/m²	[W/m²]	[-]	[W/m²]	[W/m²]	[m]	[m]	[m²]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[°C]
1	15	0,262	-18	-0,320	15	0,258	23	0,409	0	0	0	0	0,8690	0	0	0,000	0,000	5,40	0	0	0	0	0	-10,7	230	250	0	469	16,9
2	30	0,524	-15	-0,257	29	0,506	32	0,562	0	0	0	0	0,8649	0	0	0,000	0,000	5,40	0	0	0	0	0	-11,6	230	250	0	468	16,2
3	45	0,785	-9	-0,159	42	0,736	43	0,750	0	0	0	0	0,8485	0	0	0,000	0,000	5,40	0	0	0	0	0	-11,9	230	250	0	468	16,0
4	60	1,047	-2	-0,034	54	0,948	54	0,948	0	0	0	0	0,8004	0	0	0,000	0,000	5,40	0	0	0	0	0	-11,6	230	250	0	468	16,2
5	75	1,309	6	0,112	66	1,146	66	1,148	80	33	29	62	0,6888	47	25	0,000	0,027	5,32	129	579	0	129	259	-7,5	230	250	0	731	19,3
6	90	1,571	15	0,270	77	1,336	77	1,345	331	74	63	138	0,4710	89	54	0,000	0,119	5,04	240	945	0	240	480	-2,0	230	250	450	1 408	23,5
7	105	1,833	25	0,437	88	1,528	88	1,532	511	20	93	112	0,1030	81	79	0,000	1,102	2,09	242	813	0	242	485	-1,5	230	250	450	1 413	23,9
8	120	2,094	35	0,605	99	1,735	98	1,706	626	0	118	118	0,0000	100	100	0,602	0,000	4,32	286	920	3	289	577	1,2	230	250	0	1 058	25,9
9	135	2,356	44	0,766	113	1,975	106	1,858	701	0	139	139	0,0000	118	118	0,234	0,000	4,98	329	1 081	11	340	680	4,6	230	250	0	1 165	28,5
10	150	2,618	52	0,909	130	2,274	113	1,980	748	0	154	154	0,0000	131	131	0,118	0,000	5,19	363	1 202	19	382	764	7,8	230	250	0	1 252	30,9
11	165	2,880	58	1,014	153	2,665	118	2,059	773	0	164	164	0,0000	139	139	0,052	0,000	5,31	384	1 276	26	410	820	10,6	230	250	0	1 311	33,0
12	180	3,142	60	1,054	180	3,142	120	2,087	782	0	167	167	0,0000	142	142	0,000	0,000	5,40	391	1 302	31	422	843	12,7	230	250	0	1 336	34,6
13	195	3,403	58	1,014	207	3,619	118	2,059	773	0	164	164	0,0000	139	139	0,000	0,000	5,40	383	1 276	34	417	835	14,0	230	250	0	1 329	35,6
14	210	3,665	52	0,909	230	4,009	113	1,980	748	0	154	154	0,0000	131	131	0,000	0,000	5,40	361	1 202	35	396	792	14,4	230	250	0	1 286	35,9
15	225	3,927	44	0,766	247	4,308	106	1,858	701	0	139	139	0,0000	118	118	0,000	0,000	5,40	324	1 081	34	358	717	13,9	230	250	0	1 211	35,5
16	240	4,189	35	0,605	261	4,548	98	1,706	626	0	118	118	0,0000	100	100	0,000	0,000	5,40	276	920	30	306	613	12,4	230	250	0	1 105	34,4
17	255	4,451	25	0,437	272	4,755	88	1,532	511	20	93	112	0,1030	81	79	2,358	1,102	0,45	252	813	28	280	560	11,2	230	250	0	1 051	33,5
18	270	4,712	15	0,270	283	4,947	77	1,345	331	74	63	138	0,4710	89	54	0,418	0,119	4,34	231	945	27	258	516	11,1	230	250	500	1 507	33,4
19	285	4,974	6	0,112	294	5,138	66	1,148	80	33	29	62	0,6888	47	25	0,221	0,027	4,93	126	579	13	138	277	5,1	230	250	500	1 262	28,9
20	300	5,236	-2	-0,034	306	5,335	54	0,948	0	0	0	0	0,8004	0	0	0,139	0,000	5,15	0	0	0	0	0	-0,3	230	250	500	980	24,8
21	315	5,498	-9	-0,159	318	5,547	43	0,750	0	0	0	0	0,8485	0	0	0,091	0,000	5,24	0	0	0	0	0	-2,6	230	250	500	977	23,0
22	330	5,760	-15	-0,257	331	5,777	32	0,562	0	0	0	0	0,8649	0	0	0,055	0,000	5,30	0	0	0	0	0	-5,0	230	250	500	975	21,2
23	345	6,021	-18	-0,320	345	6,025	23	0,409	0	0	0	0	0,8690	0	0	0,026	0,000	5,35	0	0	0	0	0	-7,3	230	250	0	473	19,5
24	360	6,283	-20	-0,342	360	6,283	20	0,342	0	0	0	0	0,8696	0	0	0,000	0,000	5,40	0	0	0	0	0	-9,1	230	250	0	471	18,1

Tabulka 2 - Výpočet tepelné bilance v hodinových intervalech

Celková intenzita radiace procházející okny – místnost č.245 – JIP 2L

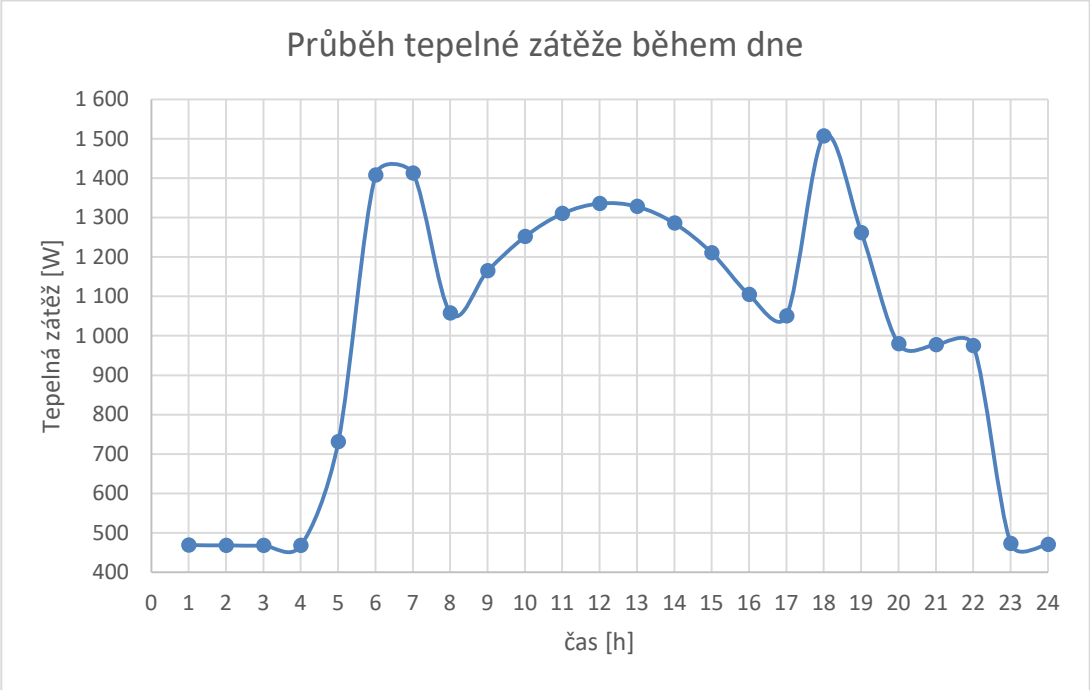


Graf 1 – Graf průběhu tepelného toku sluneční radiace okny během dne ručním výpočtem

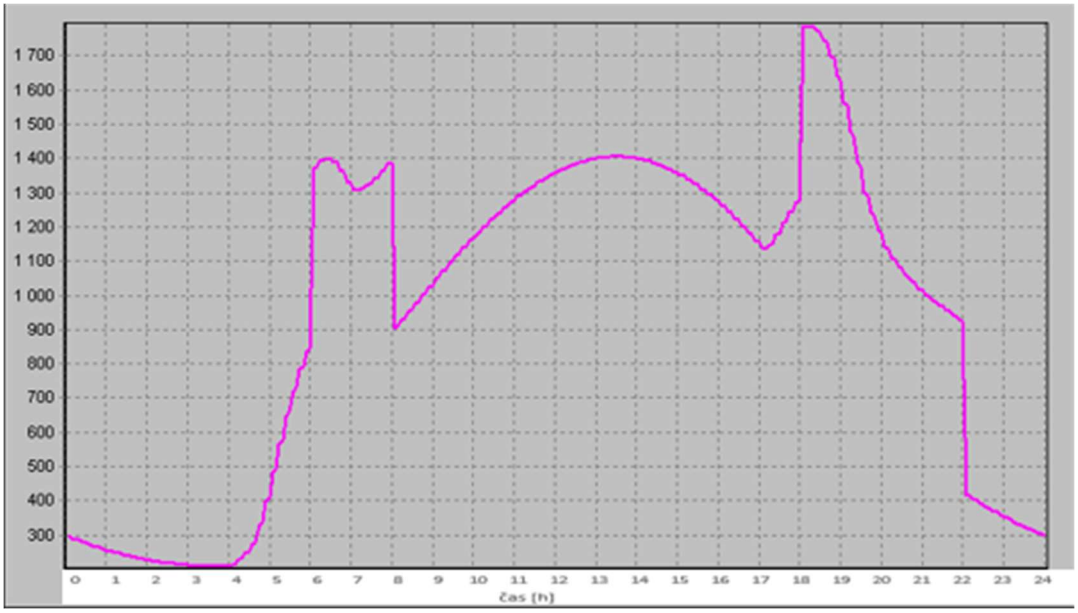


Graf 2 – Graf průběhu tepelného toku sluneční radiace okny během dne ze softwaru Teruna

Průběh tepelné zátěže během dne – místnost č.245 – JIP 2L



Graf 3 – Graf průběhu tepelné zátěže během dne ručním výpočtem



Graf 4 - Graf průběhu tepelné zátěže během dne ručním výpočtem ze softwaru Teruna

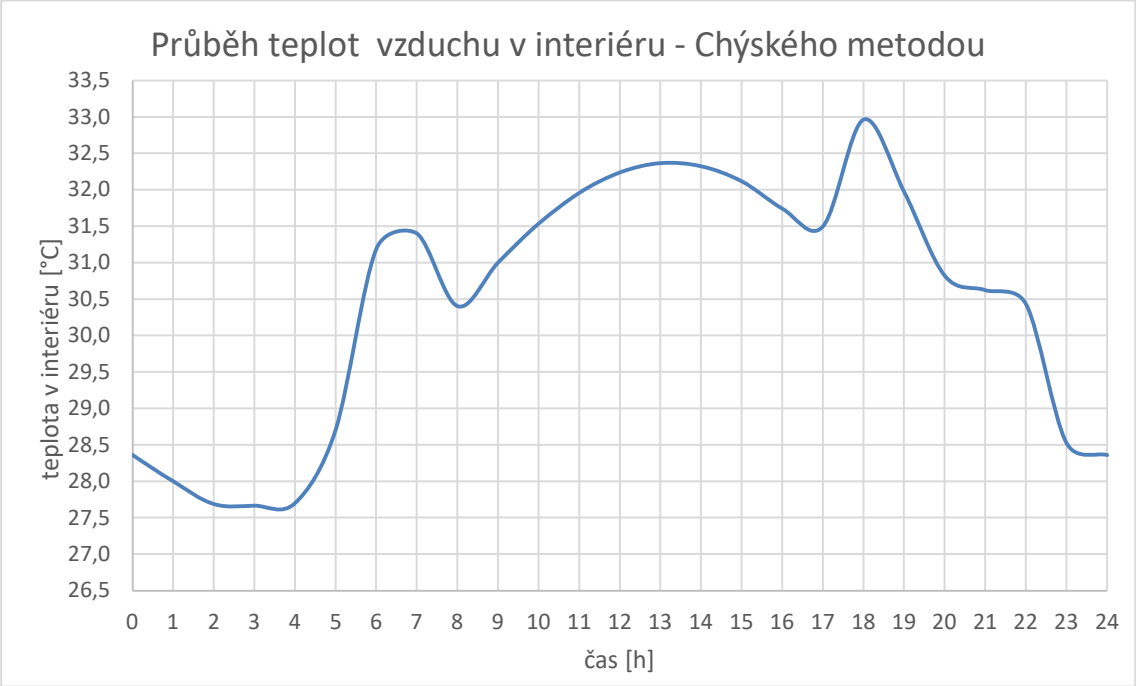
Grafy 1 a **2** ukazují průběh tepelného toku sluneční radiace okny během dne, **grafy 3** a **4** ukazují průběh tepelné zátěže během dne. První z dvojice jsou vypočteny ručně, druhé jsou vygenerovány softwarem Teruna. Různá metodika výpočtu způsobuje odchylky ve výsledných grafech. Výrazné nárůsty v časech 6-8 hodin a 19-22 hodiny jsou způsobeny tepelnými zisky od osvětlení. Dále jsou v tepelné zátěži započteny zisky od osob a přístrojů.

Výpočet průběhu teplot v interiéru během dne Chýského metodou (porovnání s výsledky ze softwaru Teruna):

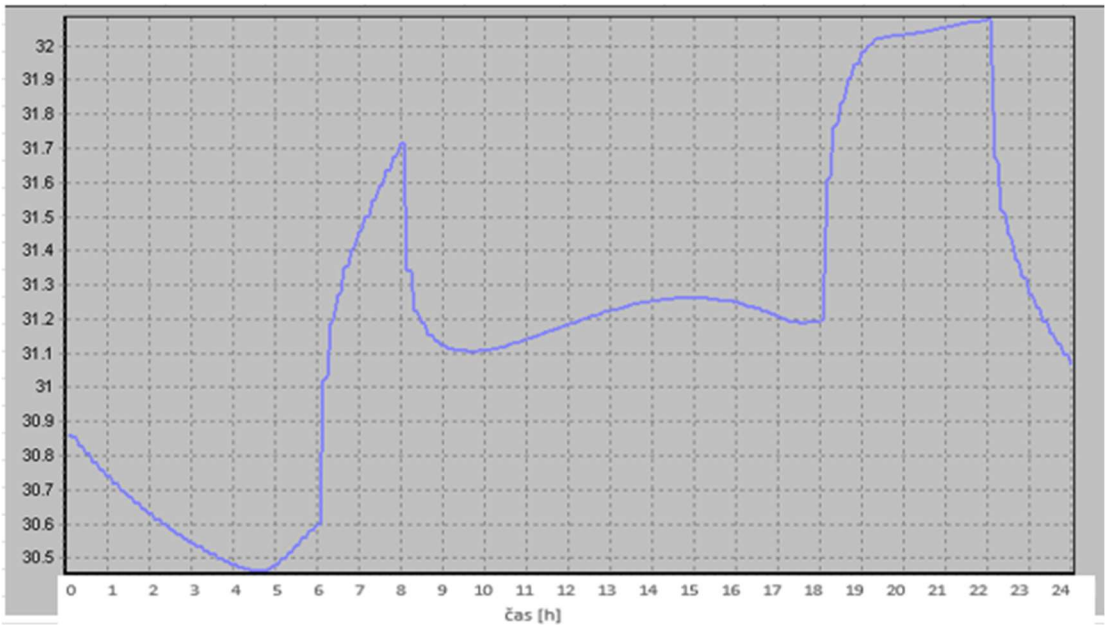
	Průběh tepelné zátěže	Počet osob	Objemový průtok přiváděného vzduchu	Průběh venkovních teplot	Měrná vlhkost venkovního venkovního vzduchu	Teplota povrch akumulační stěny	Teplota přiváděného vzduchu				Rovnocená sluneční teplota		Průběh teplot vzduchu v interiéru	Teplota úopvrchu akumulační
hodina i	∑Qi	lidé	V_{Ai}	t_{ei}	x_e	t_{pi}	t_{xi}	k_{ai}	k_{di}	k_{ei}	t_{ri}	k_{fi}	t_{vi}	t_{pi}
[h]	[W]	[os]	[m3/s]	[°C]	g/kg	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[-]	[°C]	[-]	[°C]	[°C]
1	469	2	0,0278	21,90	3,266	21,90	21,90	89	549	117	22	1849	27,32	23,8
2	468	2	0,0278	21,30	3,728	21,30	21,30	89	549	117	21	1840	27,24	23,8
3	468	2	0,0278	21,10	4,420	21,10	21,10	89	548	117	21	1837	27,22	23,8
4	468	2	0,0278	21,30	5,278	21,30	21,30	89	549	117	21	1840	27,26	23,8
5	731	2	0,0278	21,90	6,265	21,90	21,90	89	706	117	24	1957	28,26	23,8
6	1 408	2	0,0278	22,86	7,383	22,86	22,86	89	1112	117	27	2245	30,75	23,9
7	1 413	2	0,0278	24,10	8,666	24,10	24,10	89	1116	117	28	2267	30,95	23,9
8	1 058	2	0,0278	25,55	10,180	25,55	25,55	89	903	117	30	2150	29,96	23,9
9	1 165	2	0,0278	27,10	12,012	27,10	27,10	89	967	117	33	2219	30,56	24,0
10	1 252	2	0,0278	28,65	14,190	28,65	28,65	89	1019	117	35	2279	31,09	24,0
11	1 311	2	0,0278	30,10	16,378	30,10	30,10	89	1054	117	37	2327	31,52	24,0
12	1 336	2	0,0278	31,34	17,419	31,34	31,34	89	1069	117	38	2358	31,80	24,0
13	1 329	2	0,0278	32,30	16,378	32,30	32,30	89	1065	117	39	2371	31,92	24,1
14	1 286	2	0,0278	32,90	14,190	32,90	32,90	89	1039	117	39	2364	31,88	24,1
15	1 211	2	0,0278	33,10	12,012	33,10	33,10	89	994	117	39	2338	31,67	24,1
16	1 105	2	0,0278	32,90	10,180	32,90	32,90	89	931	117	38	2294	31,30	24,2
17	1 051	2	0,0278	32,30	8,666	32,30	32,30	89	898	117	36	2263	31,06	24,2
18	1 507	2	0,0278	31,34	7,383	31,34	31,34	89	1172	117	35	2432	32,52	24,2
19	1 262	2	0,0278	30,10	6,265	30,10	30,10	89	1025	117	32	2315	31,53	24,3
20	980	2	0,0278	28,65	5,278	28,65	28,65	89	855	117	29	2179	30,38	24,3
21	977	2	0,0278	27,10	4,420	27,10	27,10	89	854	117	27	2156	30,18	24,3
22	975	2	0,0278	25,55	3,728	25,55	25,55	89	853	117	26	2132	29,99	24,3
23	473	2	0,0278	24,10	3,266	24,10	24,10	89	551	117	24	1909	28,09	24,3
24	471	2	0,0278	22,86	3,102	22,86	22,86	89	550	117	23	1890	27,92	24,3

Tabulka 3 - Výpočet průběhu teplot během dne v interiéru Chýského metodou

Průběh teplot v interiéru během dne – místnost č.245 – JIP 2L



Graf 5 – Graf průběhu teploty vzduchu v interiéru během dne ručním výpočtem



Graf 6 – Graf průběhu teploty vzduchu v interiéru během dne ze softwaru Teruna

Grafy 5 a **6** ukazují průběh teploty v interéru během dne. První z dvojice je vypočten ručně, druhý jsou vygenerován softwarem Teruna. Odchylky ve výsledném grafu jsou způsobeny odlišnou metodikou výpočtu. Výrazný nárůst v časech 6-8 hodin a 19-22 hodiny je způsoben tepelnými zisky od osvětlení. Dále jsou v tepelné zátěži započteny zisky od osob a přístrojů.

12.7 Průtoky vzduchu

ZAŘÍZENÍ Č.1 - KLIMATIZACE PROTORŮ JIP - charakteristika VZT jednotky

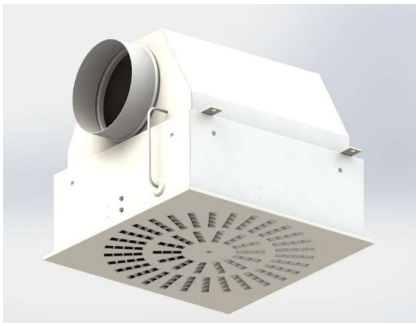
Pozn.: *1 nutné strojní odvlhčení

ZADÁNÍ															VNĚJŠÍ OKRAJOVÉ PODMÍNKY:		t_{cz} =	-13,0°C;	x_{cz} = 1 g/kg;	t_{el} = 32,0°C;						h_{el} = 64,0 kJ/kg	
místnost							léto		zima		M_{wo}	Q			přívod									Δx		odvod	
Č.MÍSTNOSTI	NÁZEV	PLOCHA[m²]	OBJEM[m³]	POČET OSOB	POŽAD. VÝMĚNA VZDUCHU [h⁻¹]	VZD/OSOBA, ZAŘÍZENÍ [m³/h]	t [°C]	φ [%]	t [°C]	φ [%]	VODNÍ ZISKY [g/h]	TEP. ZISKY [W]	TEP.ZTRÁTY [W]	HYG. VZD z výměny [m³/h]	HYG. VZD na spotřební jednotku [m³/h]	VZD NA KRYTÍ VOD. ZISKŮ [m³/h]	VZD NA KRYTÍ T. ZISKŮ [m³/h]	VZD NA KRYTÍ T. ZTRÁT [m³/h]	ČER. VZD. [m³/h]	PŘÍVOD [m³/h]	PŘÍVOD (VÝP.) [m³/h]	LÉTO t[°C]	ZIMA[°C]	VÝMĚNA [h⁻¹]	POTŘEBNÉ ODVLHČENÍ [g/kg]	DOSAŽENÉ ODVLHČENÍ [g/kg]	Č.ZAŘÍZENÍ	ODVOD [m³/h]
ZAŘÍZENÍ Č.1 - KLIMATIZACE PROTORŮ JIP																													
1	241	CHODBA	62,50	187,5	0	3	50	24	55	22	40	0	1000	0	563	0	*1	396	0	563	525	600	19	22	3	0,00	0,96	1	570
2	242	SKLAD	14,30	42,9	0	5	50	24	55	22	40	0	1200	148,3	215	0	*1	475	41	215	800	500	17	23	12	0,00	1,39	1	800
3	243	INSPEKČNÍ POKOJ	18,90	56,7	3	4	50	24	55	24	40	180	1250	174	227	150	*1	495	48	227	800	500	17	25	9	0,66	1,45	1	725
4	244	JIP - 2L	32,00	96	2	10	50	24	55	24	40	120	1800	278,85	960	100	*1	712	77	960	1350	1000	19	25	10	0,10	1,04	1	1275
5	245	JIP - 2L	32,00	96	2	10	50	24	55	24	40	120	1800	293,29	960	100	*1	712	81	960	1350	1000	19	25	10	0,10	1,04	1	1275
6	246	JIP - 3L	45,50	136,5	3	10	50	24	55	24	40	180	1600	303,19	1365	150	*1	633	84	1365	1400	1400	21	25	10	0,11	0,65	1	1325
7	247	ČISTÍCÍ MÍSTNOST	11,90	35,7	1	15	50	24	55	22	40	60	518	0	536	50	*1	205	0	536	550	550	21	22	15	0,09	0,53	1	525
8	248	CHODBA	3,90	11,7	0	4	50	24	55	22	40	0	120	0	47	0	*1	47	0	47	-	50	17	22	4	0,00	1,40	1	50
9	249	ČAJOVÁ KUCHYŇKA	6,80	20,4	0	5	50	24	55	22	40	0	296	0	102	0	*1	117	0	102	150	150	19	22	7	0,00	1,14	1	150
10	250	STANOVIŠTĚ SESTER	14,30	42,9	4	5	50	24	55	24	40	240	1250	0	215	200	*1	495	0	215	575	500	17	24	12	0,93	1,45	1	650
11	257	OČISTA PACIENTŮ	9,40	28,2	2	12	50	24	55	24	40	120	540	29,5	338	100	*1	214	8	338	350	350	20	24	12	0,30	0,89	1	275
12	259	ÚKLID	2,50	7,5	0	4	50	24	55	22	40	0	143,6	0,8	30	0	*1	57	0	30	-	50	16	22	7	0,00	1,68	1	50
13	260	PŘEDSÍŇKA	1,00	3	0	5	50	24	55	24	40	0	44	10,35	15	0	*1	17	3	15	-	30	20	25	10	0,00	0,83	1	30
14	261	WC-ZAMĚSTNANCI	1,40	4,2	0	5	50	24	55	20	40	0	61	10,35	21	0	*1	24	3	21	-	50	21	21	12	0,00	0,68	1	60
15	262	SKLAD	2,00	6	0	4	50	24	55	20	40	0	87	10,35	24	0	*1	34	3	24	-	50	19	21	8	0,00	1,00	1	50
16	264	FILTR	26,00	78	0	8	50	24	55	22	40	0	1131	0	624	0	*1	447	0	624	650	650	19	22	8	0,00	1,01	1	600
												Σ	12841	1259	8500												Σ	8450

Tabulka 4 --Tabulka místností a vnější okrajové podmínky pro ZČ.1

12.8 Distribuční elementy

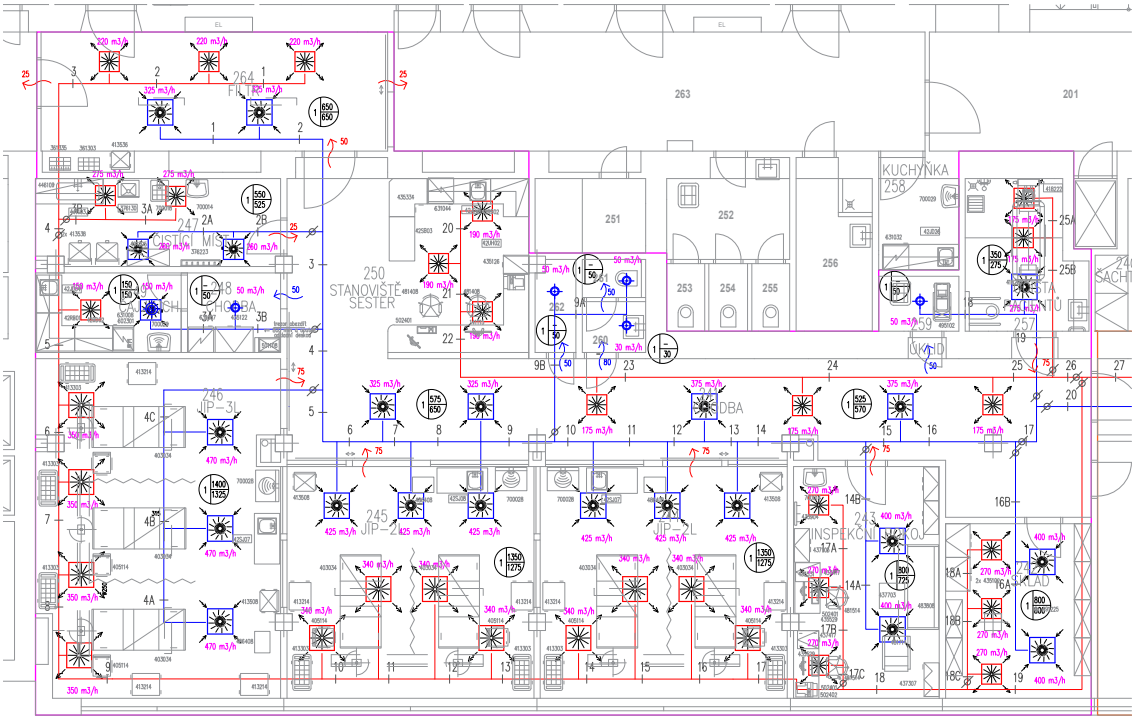
Pro přívod vzduchu v čistých prostorách oddělení JIP byly použity čisté nástavce CGF s filtrační vložkou ABSOFIL. Plenum box s vzduchovým flitrem bude osazen vířivou výtokovou čelní deskou s nastavitelnými listy, díky divergujícímu proudu přiváděného vzduchu dojde ke snížení osové rychlosti. Bude osazena i těsná regulační klapka.



Obr. 12.2 - Ukázka přívodního elementu s čistým nástavcem [24]
Obr. 12.3 – Ukázka distribučního elementu VVM [27]
Obr. 12.4 – Ohebná hadice Sonoflex [31]

Pro odvod vzduchu byly zvoleny distribuční prvky typu VVM , vířivé výustě. Pro odvod menšího množství vzduchu byly zvoleny ocelové odvodní talířové ventily vhodné pro průtok 20–250 m^3/h, distribuční elementy typu TVOM. Pro dopojení koncových elementů byly použity ohebné AL laminátové hadice Sonoflex, vhodné k utlumení hluku a k zamezení vzniku kondenzace.

12.9 Jednočarové schéma VZT rozvodů ZČ1 – Oddělení JIP



Obr. 12.5 – Jednočarové schéma rozvodů VZT – zařízení č. 1

13 ÚPRAVY VZDUCHU, NÁVRH VZT JEDNOTKY

Centrální jednotka pro zařízení č.1 – Oddělení JIP byla navržena v programu AeroCad. Centrální jednotka VZT byla opatřena vodním chladičem, vodním ohřívačem, filtry, parním zvlhčovačem a eliminátorem kapek. Jednotka byla osazena ve strojovně VZT systémem ZZT, který bude pomocí deskového výměníku dosahovat účinnosti v souladu s aktuálně platnými požadavky Ecodesignu.

Pro prostory JIP byly použity **tři stupně filtrace** přiváděného vzduchu, dle ČSN EN ISO 14644-1.

Na přívodu vzduchu do VZT jednotky: **M5/ISO eMP 10>60 %**

Na přívodu vzduchu do klimatizovaných prostor: **F9/ISO eMP 1 85 %**

Na přívodu vzduchu do místnosti: koncový elemente s vířivým anemostatem s **HEPA filtry H13.**

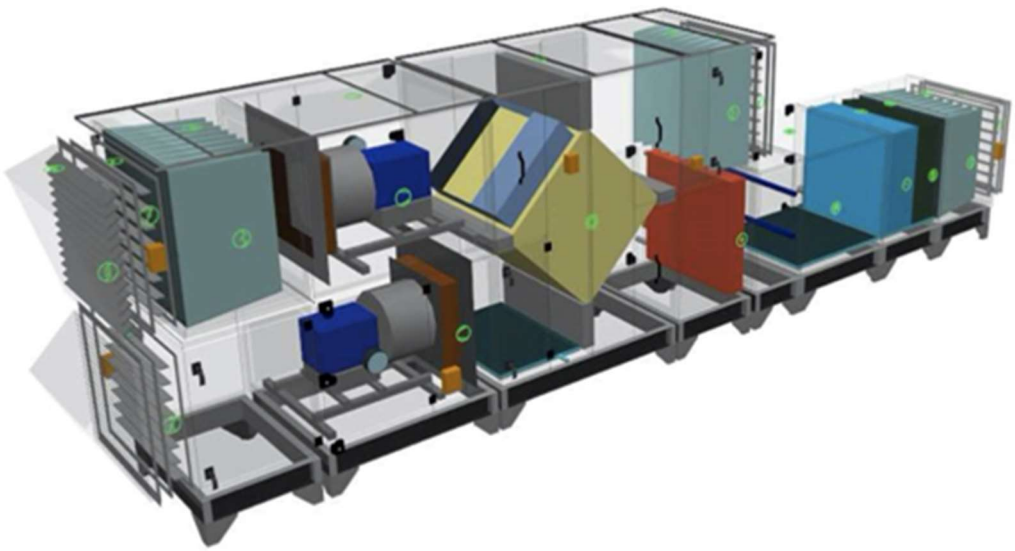
Odváděný vzduchu z oddělení JIP bude filtrován na výstupu z VZT jednotky třídou filtrace **G4/ ISO Coarse 60 %.**

Jednotka je osazena ventilátorem s motorem typu AC motor a frekvenčním měničem typu IP21.

Přívod čerstvého upraveného vzduchu na oddělení JIP pro letní i zimní období: **24 °C.**

V jednotce dochází k řízené úpravě vlhkosti vzduchu – relativní vlhkost upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 55 % a pro zimní období 40 %.

Jednotka VZT je typu AeroMaster XP 13 s vnějším pláštěm z komaxitovaného plechu.



Obr. **13.1** – Axonometrický pohled na VZT jednotku (ZČ1)

14 VARIANTY NÁVRHU

Pro zónu oddělení JIP byly zvoleny tři variantní návrhy systému zpětného získávání tepla. Jelikož se jedná o čistý prostor, připadaly v případě variantních návrhů pouze systémy se striktně oddělenými proudy čerstvého přívodního a odpadního vzduchu.

Varianty návrhu budou porovnávat jednotlivé typy ZZT a rozdíly související právě se změnou výměníku za stejných okrajových podmínek. Všechny varianty návrhu centrální jednotky VZT budou opatřeny vodním chladičem, vodním ohřívačem, filtry, parním zvlhčovačem a eliminátorem kapek.

Pro prostory JIP byly použity tři stupně filtrace přiváděného vzduchu, dle ČSN EN ISO 14644-1. Na přívodu vzduchu do VZT jednotky M5/ISO eMP 10>60 %, na přívodu vzduchu do klimatizovaných prostor F9/ISO eMP 1 85 % a na přívodu vzduchu koncovým elementem s vířivým anemostatem s HEPA filtry H13. Odváděný vzduchu z oddělení JIP bude filtrován na výstupu z VZT jednotky třídou filtrace G4/ ISO Coarse 60 %.

Porovnávané varianty:

- Původní řešení – Centrální jednotka VZT s deskovým výměníkem
- Varianta 1 - Centrální jednotka VZT s glykolovým okruhem
- Varianta 2 - Centrální jednotka VZT s integrovaným tepelným čerpadlem

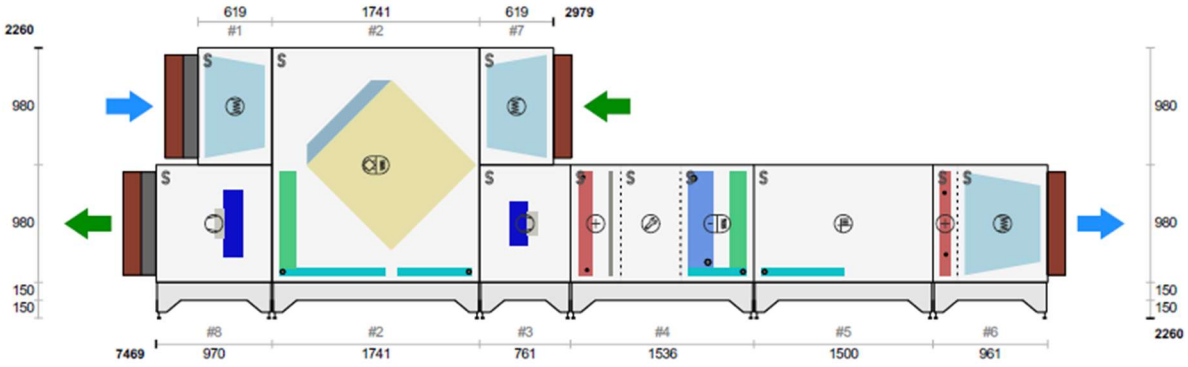
Varianty návrhu						
	Deskový výměník		Glykolový okruh		Tepelné čerpadlo	
Parametry tepelně-vlhkostních úprav	Přívod	Odvod	Přívod	Odvod	Přívod	Odvod
Počet ventilátorů x Jmenovitý výkon motoru - Jmenovitý proud motoru	2 x 3.3 kW - 5.4 A	1 x 4.6 kW - 7.4 A	2 x 3.3 kW - 5.4 A	1 x 4.6 kW - 7.4 A	2 x 3.3 kW - 5.4 A	1 x 4.6 kW- 7.4 A
Médium	-		Etylen-glykol (30%)		R407C	
Rekuperace - zima	80.1% účinnost		71.16% účinnost		70,57% účinnost	
Výkon - zima	77.7 kW		68.62 kW		68.06 kW	56.12 kW
	-13°C/90% -> 15°C/10.5%	22°C/40% -> 0.6°C/100.0%	-13°C/90% -> 11.9°C/12.7%	22°C/40% -> 2.5°C/100.0%	-13°C/90% -> 11.7°C/12.9%	22°C/40% -> 3.0°C/100.0%
Ohřev - zima (topný výkon, zima)	49.61 kW	-	55.12 kW	-	55.12 kW	-
	7°C/16% -> 25°C/5.1%	-	5°C/18% -> 25°C/5.0%	-	5°C/18% -> 25°C/5.0%	-
Chlazení léto (chladící výkon, léto)	66.61 kW	-	66.61 kW	-	66.61 kW	-
	32°C/40% -> 15°C/86.9%	-	32°C/40% -> 15°C/86.9%	-	32°C/40% -> 15°C/86.9%	-
Parní vlhčení	25°C/5.1% -> 25°C/35%	-	25°C/5.0% -> 25°C/35%	-	25°C/5.0% -> 25°C/35%	-
Celkový max. příkon vyvíječů páry	48.7 kW	-	48.7 kW	-	48.7 kW	-
Ohřev - léto (topný výkon, léto)	19.59 kW	-	19.59 kW	-	19.59 kW	-
	15°C/86.9% -> 22°C/56.1%	-	15°C/86.9% -> 22°C/56.1%	-	15°C/86.9% -> 22°C/56.1%	-
Teplotní účinnost mokrá, zima	80.1%		-		-	
Teplotní účinnost suchá, zima	73.1%		-		-	
Vlhkostní účinnost, zima	0%		0%		0%	
Celkový příkon v pracovním bodě	4916 W	3116 W	4742 W	3167 W	4300 W	2756 W

Tabulka 5 - Tabulka místností a vnější okrajové podmínky pro ZČ.1

14.1 Varianta č.1

Centrální jednotka VZT s deskovým výměníkem

Na základě empirických znalostí byla v původním návrhu navržena jednotka s deskovým výměníkem systému ZZT. Byla vybrána jako původní řešení díky univerzálnosti použití a jednoduchosti instalace a údržby. Pro lepší porovnání s optimalizačními variantami, byla jednotka s deskovým výměníkem navržena znovu s drobnými změnami. Nová jednotka byla navržena s obdobnými, mnohdy identickými komponenty jako v následujících variantních řešeních, pro co nejlepší porovnání. Vzhledem k naprosto totožnému umístění jednotek ve strojovně VZT byly ponechány stávající návrhy potrubních rozvodů a rozmístění distribučních elementů.



Obr. **14.1** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s deskovým výměníkem

Jednotka je osazena ventilátorem s EC-IE5 motorem.

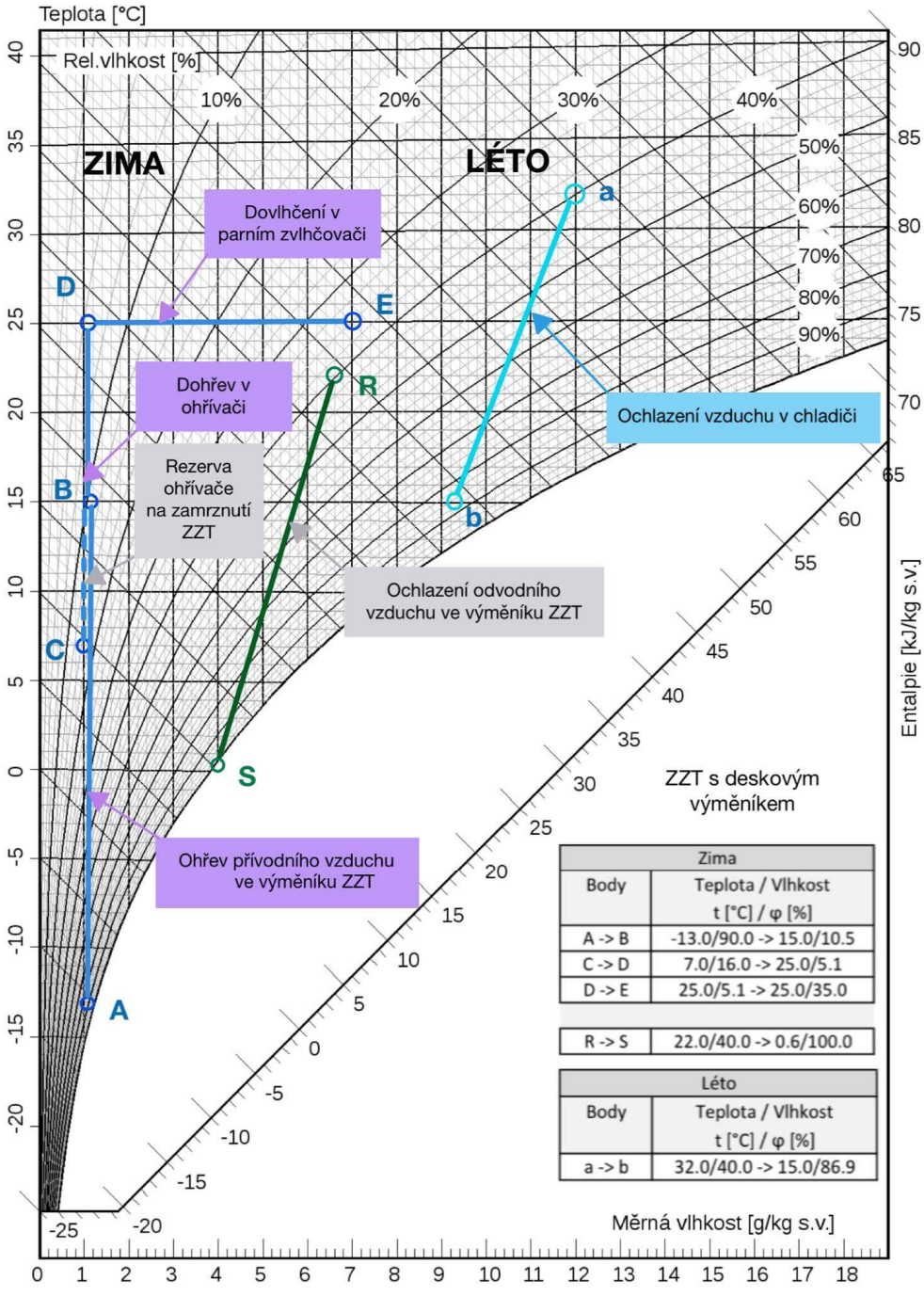
Přívod čerstvého upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní i zimní období 25 °C. V jednotce dochází k řízené úpravě vlhkosti vzduchu – relativní vlhkost upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 50 % a pro zimní období 35 %.

Jednotlivé výkonové parametry byly shrnuty v tabulce **Tab. 5**, ve sloupci Deskový výměník.

Na základě podkladů od výrobce byl vykreslen hx–diagram a ověřena přívodní účinnost deklarovaná výrobcem. Níže na diagramech je patrné, že stav navržený výrobcem není reálný. V softwaru Teruna byl proto namodelován i reálný provoz.

	Deskový výměník
te1 - přiváděný vzduchu před ZZT	-13 °C
te2 - přiváděný vzduchu za ZZT	15 °C
ti1 - odváděný vzduchu před ZZT	22 °C
ti2 - odváděný vzduchu za ZZT	0,6 °C
přívodní účinnost - φ přív.	80,00%
odvodní účinnost - φ odv.	61,14%

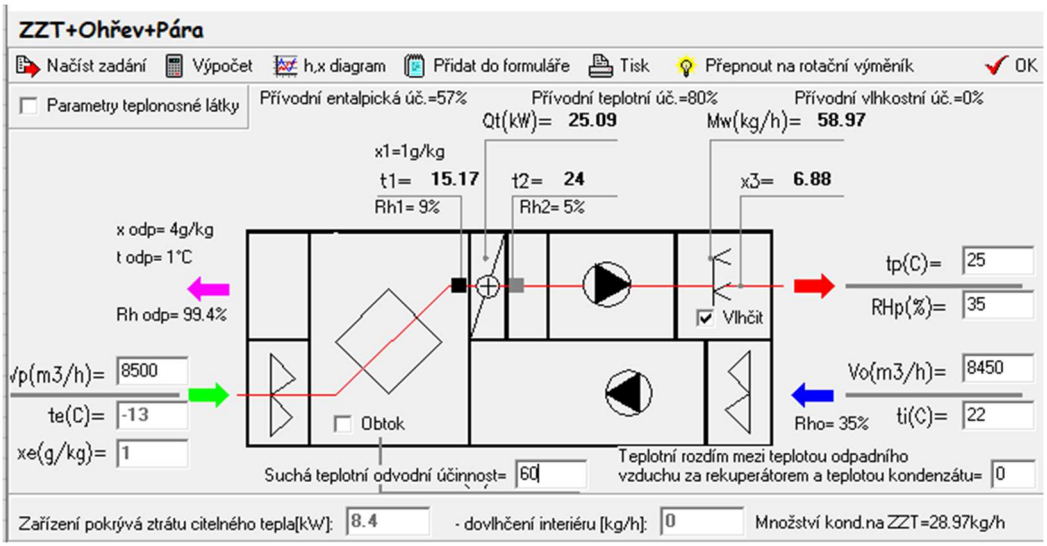
Tabulka 6 - Charakteristika deskového rekuperátoru



Obr. **14.2** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – stav deklarovaný výrobcem

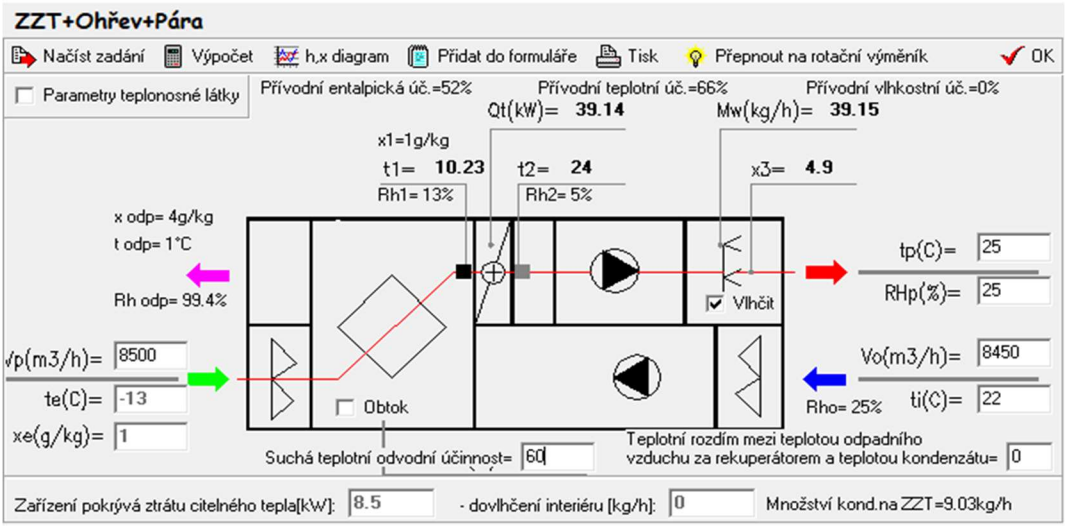
Na výše uvedeném digramu je vidět, že teplota odpadního vzduchu klesá až k 0°C. Tento stav ale není reálný, neboť systém MaR má tzv. protimrazovou ochranu a pokud by odpadní vzduch klesl pod 5 °C, uzavřel by klapku rekuperace. Odpadní vzduchu by v takovém případě nešel přes deskový výměník, ale obtokem.

Pro tento případ byla situace namodelována v softwaru Teruna. Na prvním výstřižku **Obr. 14.3** je vidět stav deklarovaný výrobcem, tedy teplota odpadního vzduchu klesá k bodu mrazu a účinnost výměníku ZZT dosahuje při daných okrajových podmínkách opravdu 80,1 %.



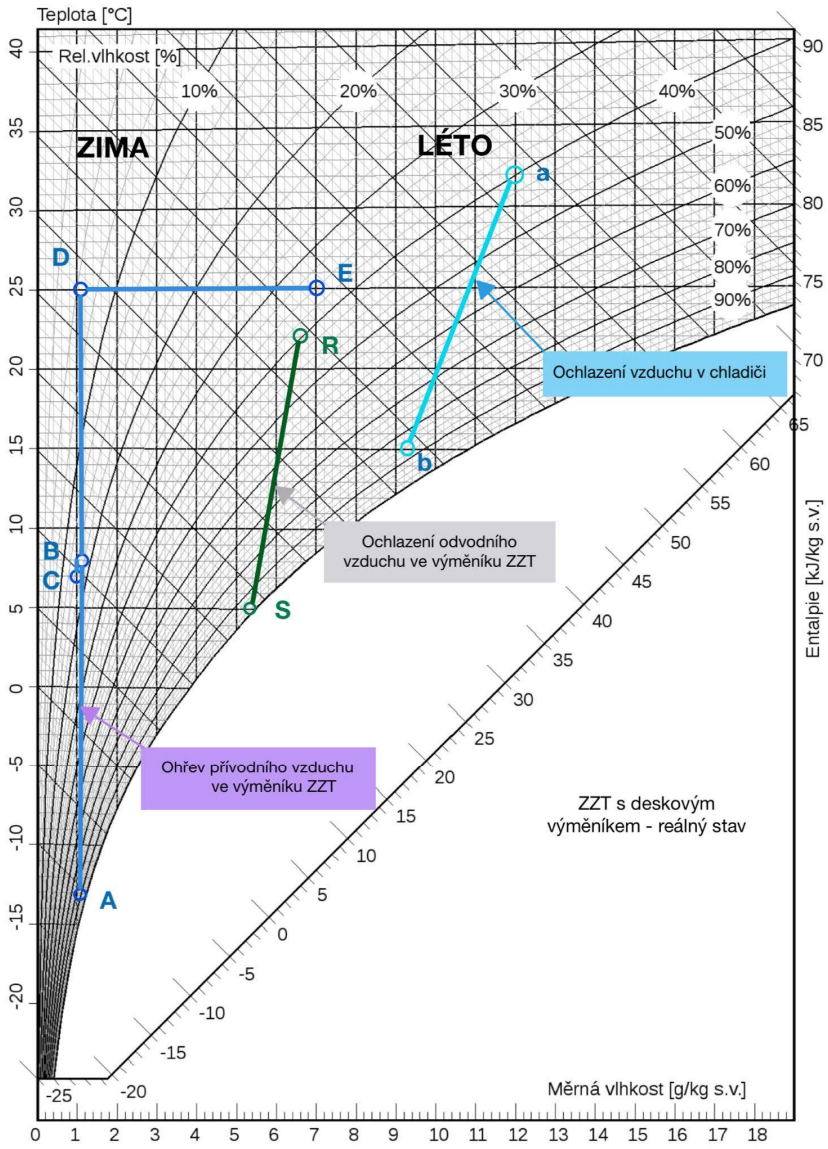
Obr. **14.3** – Modelová situace úpravy vzduchu – od výrobce (Δt=35 K)

Je třeba si také uvědomit, že v tomto případě vlhčíme interiér na 35% relativní vlhkosti vzduchu a na ZZT vzniká velké množství kondenzátu (téměř 29 kg/h). Jedná se o prostory JIP, tedy z pohledu návrhu je 35% relativní vlhkosti žádoucí. Nicméně variantou, jak ušetřit na takovém provozu by bylo méně vlhčit (např na 25 %) a ušetřit tak energii na vlhčení. Nyní je vidět, že množství kondenzátu kleslo na třetinu. Zároveň by v takovém případě klesla i přívodní účinnost a bylo by třeba dodat více tepla na dohřev přívodního vzduchu. (Tato modelová situace je na znázorněna na **Obr. 14.4**). Všechny tyto výpočty počíly s návrhovými okrajovými podmínkami a s rozdílem venkovního a vnitřního vzduchu 35 K.

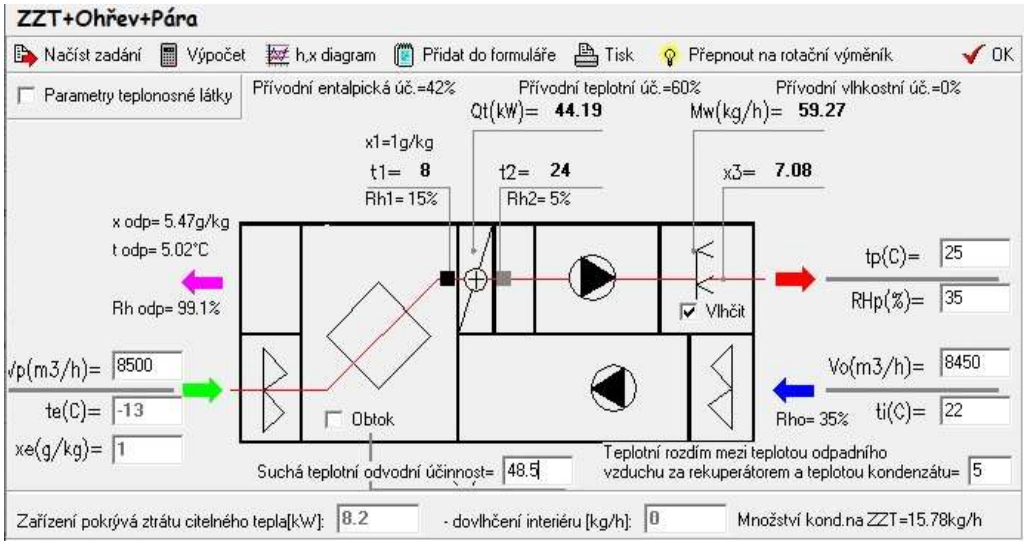


Obr. **14.4** – Modelová situace úpravy vzduchu – vlhčení interiéru na 25% (Δt=35 K)

Nicméně jak již bylo zmíněno obě situace jsou nereálné z důvodu teploty odpadního vzduchu. Varianta na **Obr. 14.6** ukazuje, jak by mohl vypadat reálný provoz takové VZT jednotky při daných okrajových podmínkách (t_i=25 °C, Rh_i=35 %, t_e=-13°C, x_e=1g/kg). Oproti variantě od výrobce klesla přívodní účinnost na 60 % a na hx diagramu pro reálný stav je vidět úbytek „rezervy“ ohřívače na zamrznutí výměníku mezi body B a C (**Obr. 14.2** a **14.5**).



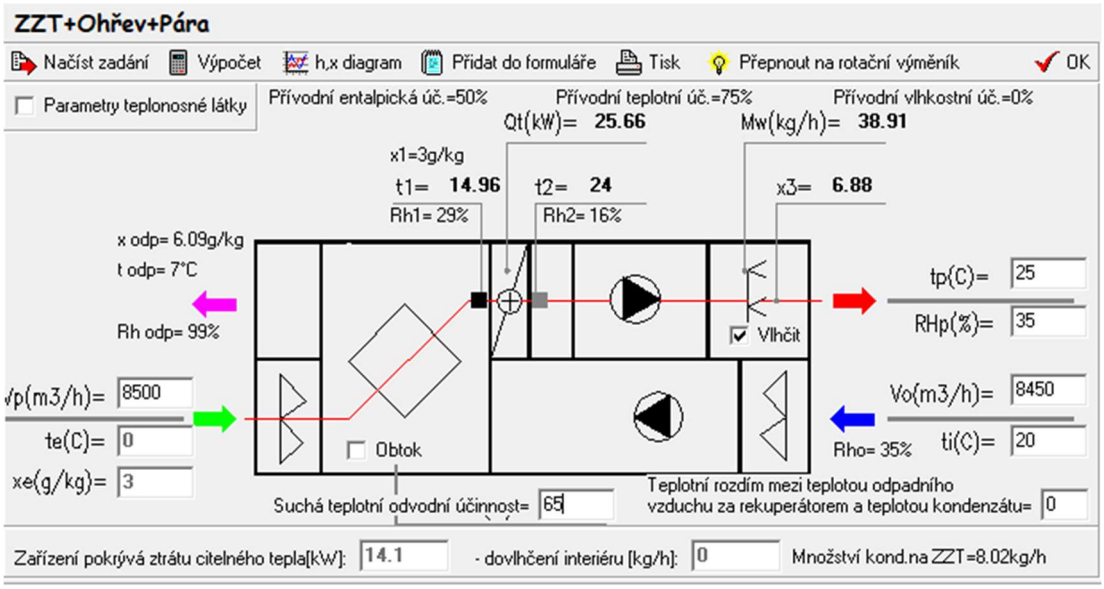
Obr. **14.5** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – možný reálný stav



Obr. **14.6** – Modelová situace úpravy vzduchu – reálný stav (Δt=35 K)

Pro potřeby porovnání variant návrhu mezi sebou bylo třeba namodelovat situaci splňující podmínky Ecodesign (**Obr. 14.7)**. Byl tedy použit rozdíl venkovní a vnitřní teploty vzduchu 20 K, který uvádí v definici tepelné účinnosti systému ZZT nařízení komise EU č. 1253/2014.

V tomto případě jednotka dosáhla přívodní teplotní účinnosti 75 % a splnila tedy i požadavky Ecodesign (nařízení komise EU č. 1253/2014), kdy tepelná přívodní účinnost všech systému ZZT musí být min. 73 %.



Obr. **14.7** – Modelová situace úpravy vzduchu – reálný stav (Δt=20 K)

Tabulka **Tab. 7** ukazuje, jak zavádějící může být hodnocení účinnosti v technických podkladech výrobců. Je třeba dbát na platná nařízení a sledovat i reálný provozní stav zařízení, aby odpovídal fyzikálně reálnému chování jednotek.

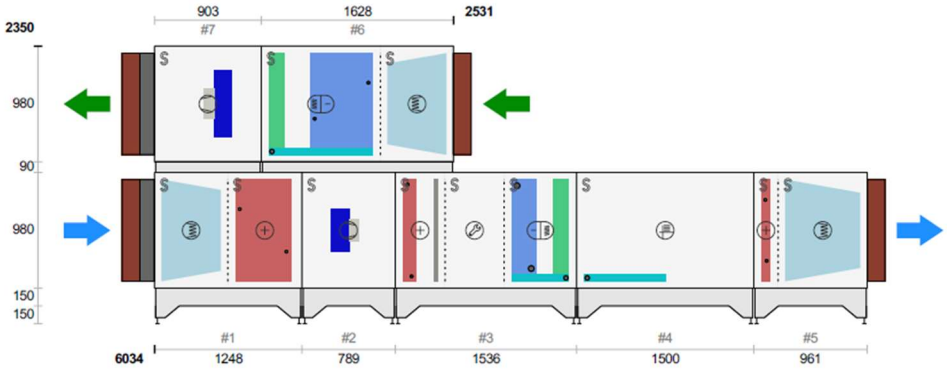
	ZZT (PODKLADY OD VÝROBCE)	ZZT - REÁLNÝ PROVOZ	ZZT - Ecodesign (delta T = 20K)
te1 - přiváděný vzduchu před ZZT	-13 °C	-13 °C	0 °C
te2 - přiváděný vzduchu za ZZT	15 °C	8 °C	14,96 °C
ti1 - odváděný vzduchu před ZZT	22 °C	22 °C	20 °C
ti2 - odváděný vzduchu za ZZT	0,6 °C	5 °C	7 °C
přívodní účinnost - φ přív.	80,00%	60,00%	74,80%
odvodní účinnost - φ odv.	61,14%	48,57%	65,00%

Tabulka 7 - Souhrnná tabulka simulací pro deskový výměník (varianta 1)

14.2 Varianta č.2

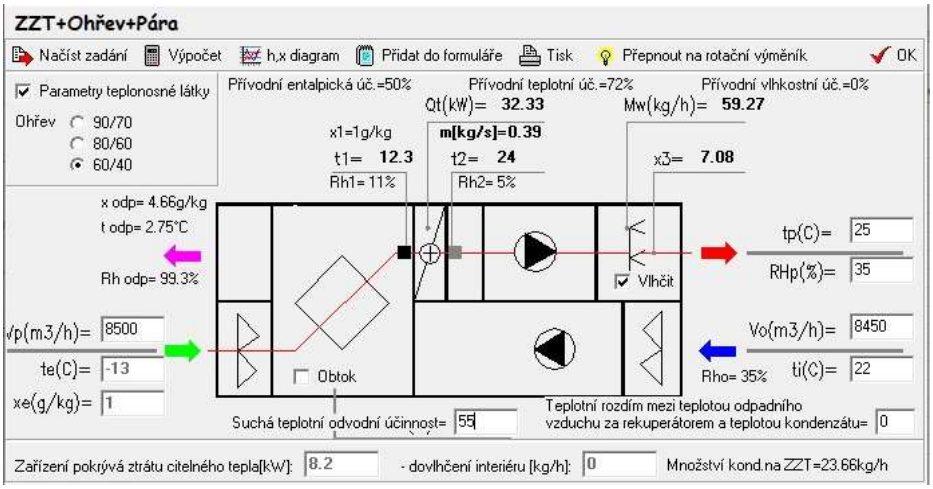
Centrální jednotka VZT s glykolovým okruhem

Druhou variantou bylo použití vzduchotechnické jednotky s glykolovým okruhem. Díky absenci deskového výměníku je jednotka kratší a její velkou výhodou je možnost oddělení přívodní a odvodní větve jednotky. Výhodou systému ZZT pomocí glykolového okruhu jsou striktně oddělené proudy přívodního a odvodního (kontaminovaného) vzduchu. V případě návrhu větrání JIP byl ve variantě č.1 navržen i deskový výměník, kdy oba proudy vzduchu, vzhledem k netěsnostem výměníku, striktně odděleny nejsou. Nicméně pro jiné provozy, např. pro infekční oddělení by byl glykolový okruh vhodnější. Navíc nám ve variantě č. 2 přibyla pracovní látka, 30% Etylenglykol a čerpadlo glykolového okruhu.



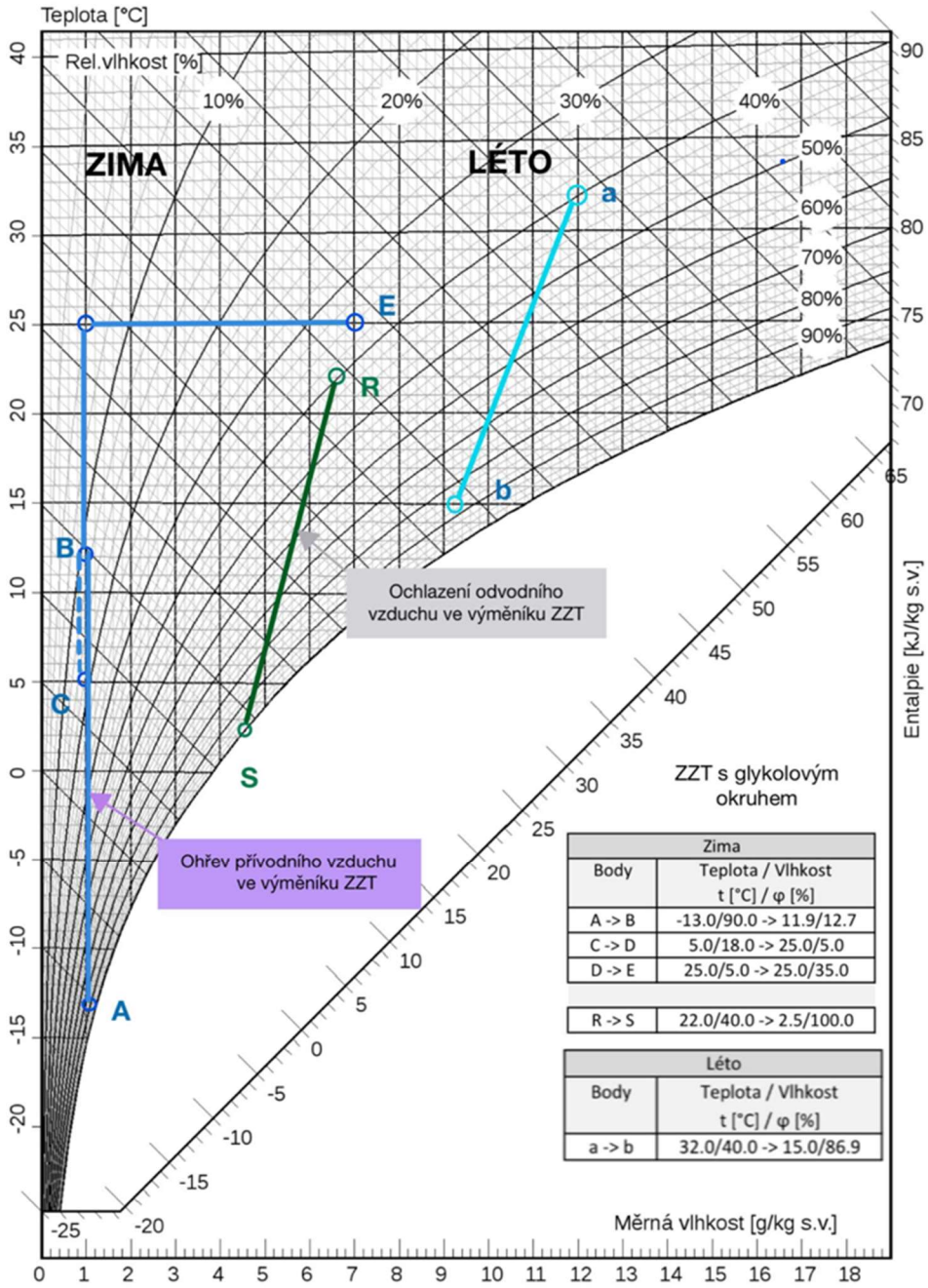
Obr. **14.8** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s glykolovým okruhem

Jednotka je stejně jako ve variantě č.1 osazena ventilátorem s EC-IE5 motorem. Přívod čerstvého upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní i zimní období 25 °C. V jednotce dochází k řízené úpravě vlhkosti vzduchu – relativní vlhkost upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 50 % a pro zimní období 35 %. Jednotlivé výkonové parametry byly shrnuty v tabulce **Tab. 5**, ve sloupci Glykolový okruh. Stejně jako u předchozí varianty byla jednotka namodelována v softwaru Teruna.



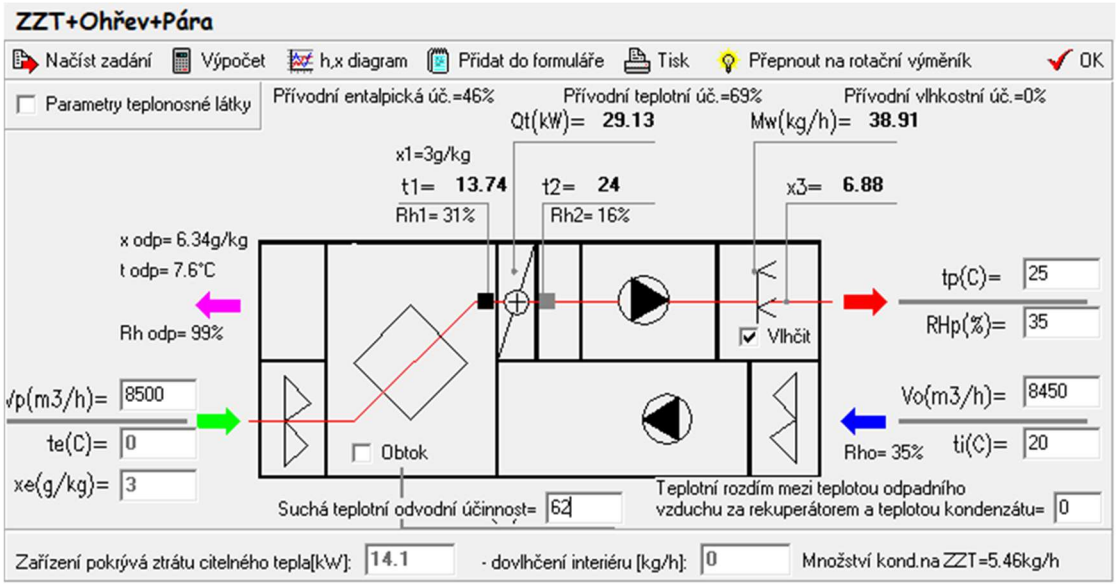
Obr. **14.9** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=35 K)

V případě glykolového okruhu není třeba sledovat teplotu odpadního vzduchu, neboť směs vody a 30 % Etylem-glykolu je nemrznoucí a nemůže tedy dojít k roztrhání výměníku, jako u předchozí varianty s deskovým výměníkem. Na obrázku **Obr. 14.6** je modelová situace plně odpovídající podkladům od výrobce, tedy při teplotě odpadního vzduchu cca 2,75 °C a daných okrajových podmínkách (při teplotním rozdílu přívodního a odpadního vzduchu 20 K) dosahuje teplotní přívodní účinnost 72 %. Stav deklarovaný výrobcem je znázorněn i na hx-diagramu (**Obr. 14.10**)



Obr. **14.10** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – stav deklarovaný výrobcem

Pro porovnání s nařízením Ecodesign byla jednotka opět namodelována i pro teplotní rozdíl přívodního a odvodního vzduchu 20 K. V tomto případě dosáhla přívodní účinnost výměníku ZZT hodnoty 69 % a splňuje tak nařízení Ecodesign, které ukládá výměníkům ZZT s kapalinovými okruhy minimální přívodní účinnost 68 %.



Obr. **14.11** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=20 K)

Při porovnání dle podkladů od výrobce a při reálném provozu nenastává tak značný rozdíl jako u varianty č.1.

Glykolový okruh	ZZT (PODKLADY OD VÝROBCE)	ZZT - REÁLNÝ PROVOZ	ZZT - Ecodesign (delta T = 20K)
te1 - přiváděný vzduchu před ZZT	-13 °C	-13 °C	0 °C
te2 - přiváděný vzduchu za ZZT	11,9 °C	12,3 °C	13,74 °C
ti1 - odváděný vzduchu před ZZT	22 °C	22 °C	20 °C
ti2 - odváděný vzduchu za ZZT	2,5 °C	2,75 °C	7,6 °C
přívodní účinnost - φ přív.	71,14%	72,29%	68,70%
odvodní účinnost - φ odv.	55,71%	55,00%	62,00%

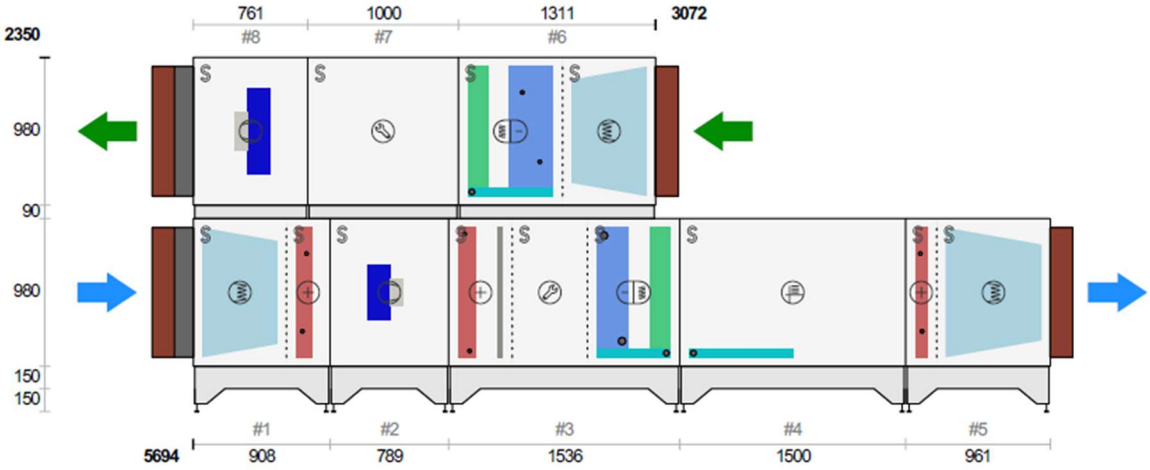
Tabulka 8 - Souhrnná tabulka simulací pro výměník s glykolovým okruhem (varianta 2)

14.3 Varianta č.3

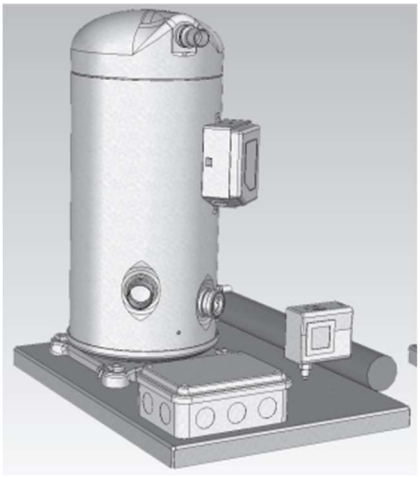
Centrální jednotka VZT s integrovaným tepelným čerpadlem

Posední variantou bylo použití vzduchotechnické jednotky s integrovaným tepelným čerpadlem. Pro tento případ se nevztahují z hlediska Ecodesignu žádné požadavky. Z empirických znalostí předpokládáme, že tato varianta nebude příliš vhodná. Jedná se totiž o příliš nákladnou variantu bez odpovídajícího výsledku úspor plynoucích z provozu takovéto jednotky. Stejně jako u glykolového okruhu je zde možnost oddělní přívodní a odvodní části jednotky, a tedy opět je zde výhoda striktního oddělení proudů vzduchu. Integrované tepelné čerpadlo s sebou nese navíc nutnost instalace kompresoru a celého chladícího okruhu, tedy i potenciálně vyšší náklady na údržbu takového systému. Z hlediska prostorové náročnosti je jednotka s TČ nejlepší, zabírá ještě méně místa než jednotka s glykolovým okruhem.

Jednotka s TČ (**Obr. 14.12**) bude umístěna stejně jako předchozí varianty ve strojovně VZT. Tepelné čerpadlo využívá jako médium chladivo R407C. VZT jednotka je osazena sekcí s přímým ohřívačem (sekce #1) a přímým chladičem (sekce #6). Chladící výkon pro léto je Q_{ch} = 56,12kW, topný výkon v zimě Q_t = 68,06kW, výparná teplota byla určena na 3°C. Blok #7 je sekce s kompresorovou jednotkou KDH-S2-58 (**Obr.14.13**). Pracovní příkon kompresoru byl dle podkladu výrobce stanoven na 14,72 kW.



Obr. **14.12** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s integrovaným tepelným čerpadlem



Obr. **14.13** – Kompresorová jednotka KDH-S2-58 [20]

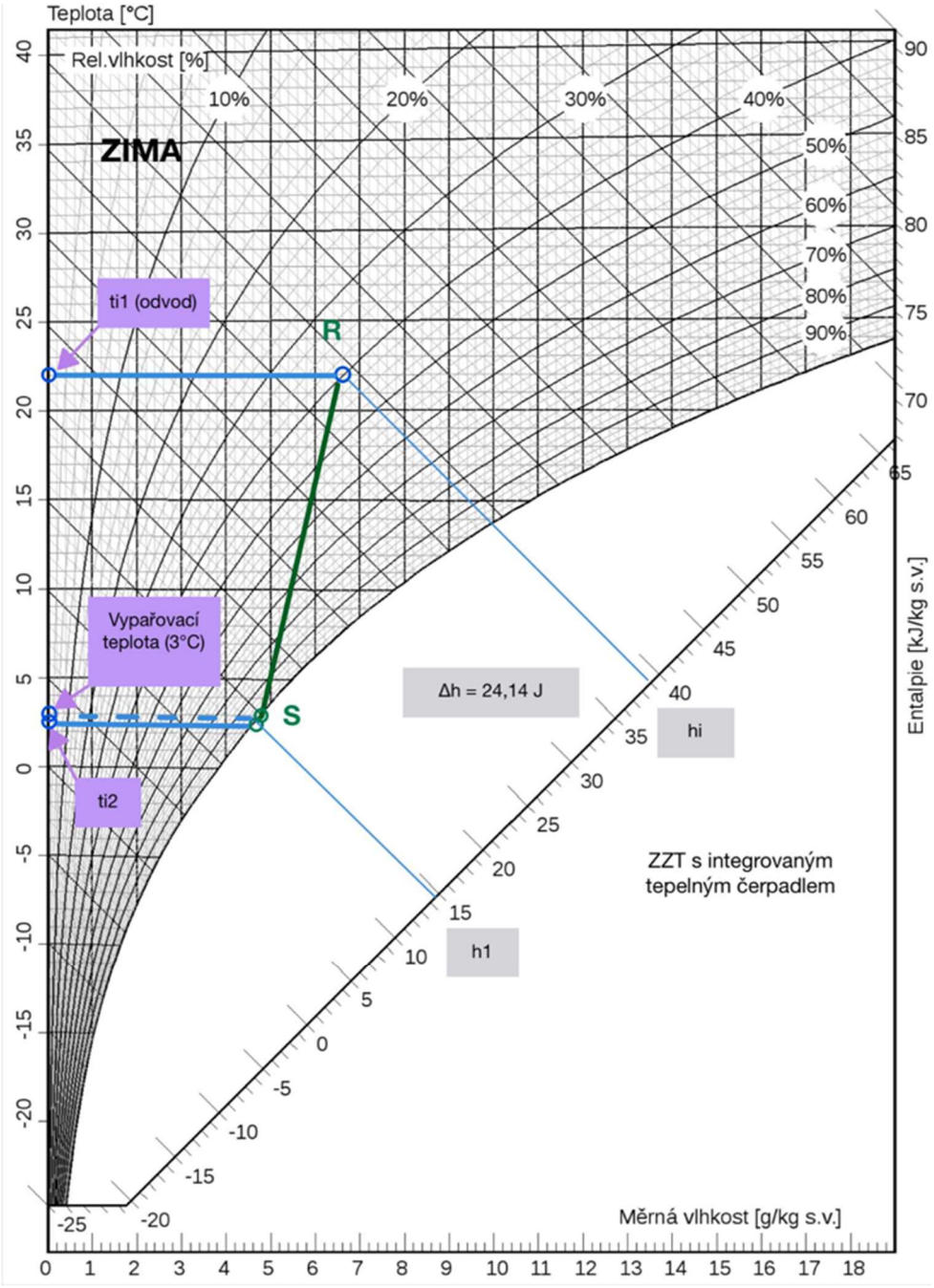
Kompresorová jednotka je konstrukční podsestava umístěna ve VZT jednotce (blok #7). Chladící okruh pracuje s přímým odparem chladiva R407C. Teplo je odebíráno při průchodu chladiva výparníkem. [20]

Stejně jako u předchozích variant byla jednotka nasimulována v softwaru Teruna, a to jak při Δt = 35 K, tak při Δt = 20 K. Zde stejně jako u glykolového okruhu není třeba hlídat teplotu odpadního vzduchu, neboť v našem případě chladivo nezamrzne a nemůže tak dojít k poškození výměníku. V tomto případě bylo třeba určení přívodní účinnosti dopočítat přes změnu entalpie teplotu odpadního vzduchu, tedy teplotu za ZZT v odvodu. (viz hx – diagram **Obr.14.14**)

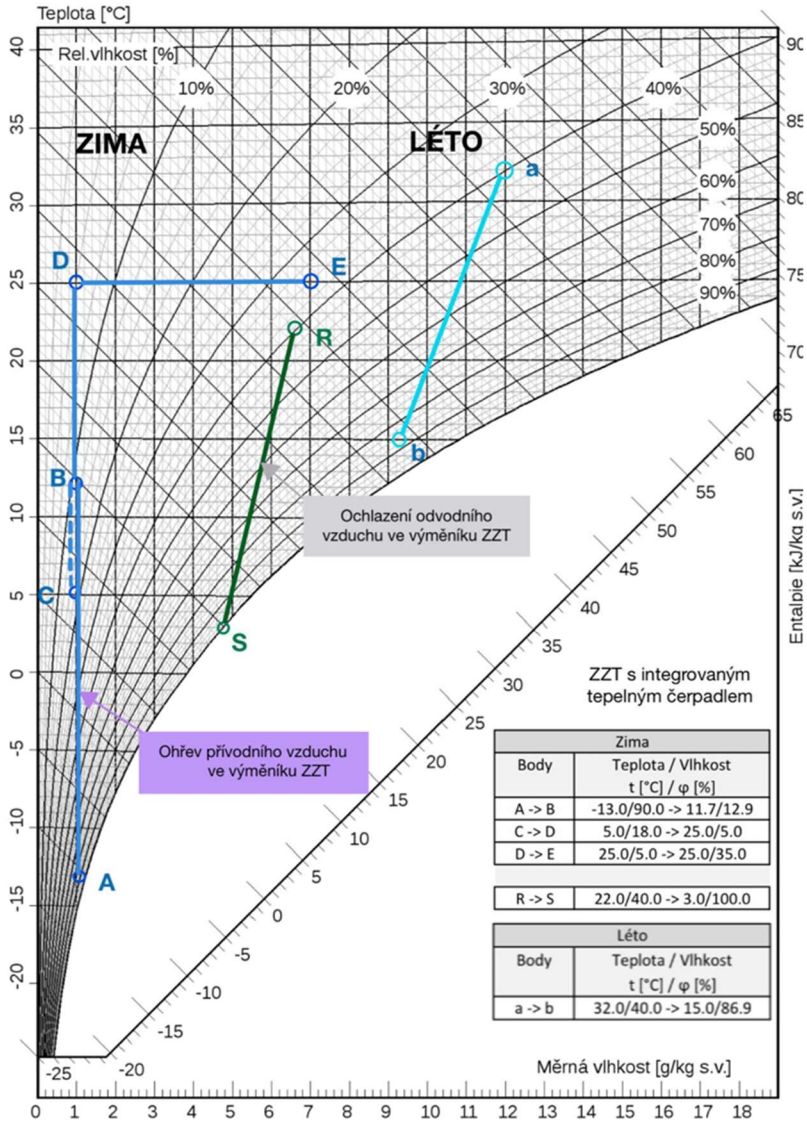
$$Q = V . \rho . \Delta h$$

$$\Delta h = \frac{Q}{V . \rho} = \frac{70{,}84}{2{,}35 . 1{,}25} = 24{,}14\ J$$

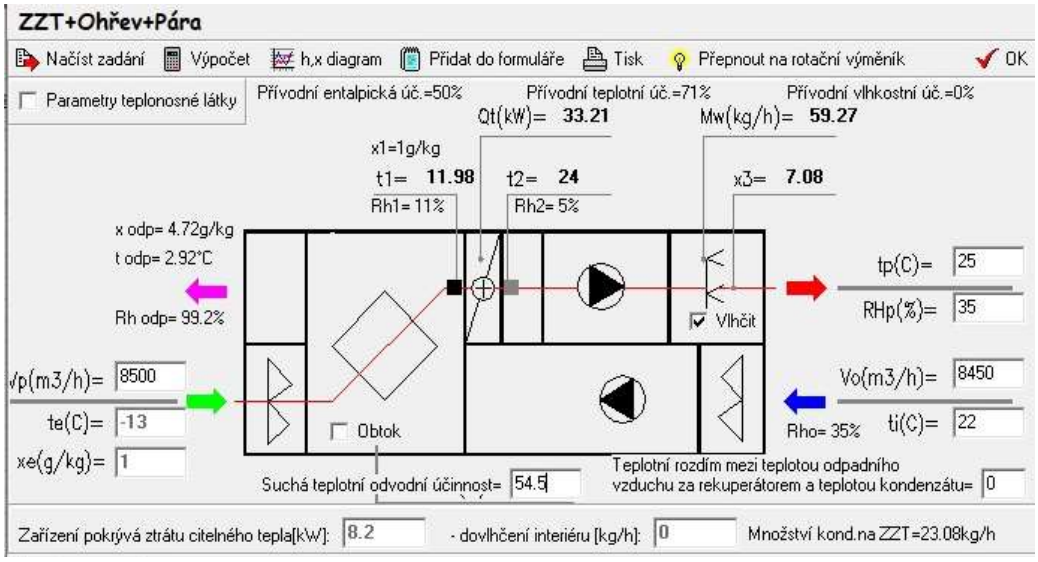
Teplota odpadního vzduchu za rekuperátorem byla vypočtena 2,95°C.



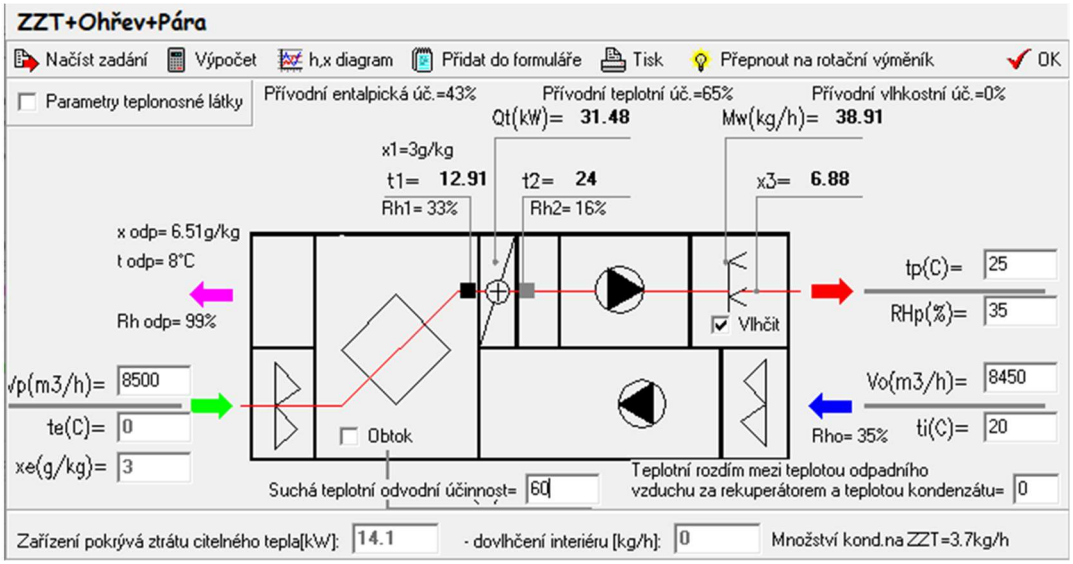
Obr. **14.14** – Výpočet teploty za ZZT



Obr. **14.15** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s integrovaným tepelným čerpadlem (Δt = 35 K)



Obr. **14.16** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=35 K)



Obr. 14.17 – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=20 K)

Tepelné čerpadlo	ZZT (PODKLADY OD VÝROBCE)	ZZT - REÁLNÝ PROVOZ	ZZT - Ecodesign (delta T = 20K)
te1 - přiváděný vzduchu před ZZT	-13 °C	-13 °C	0 °C
te2 - přiváděný vzduchu za ZZT	11,7 °C	11,98 °C	12,91 °C
ti1 - odváděný vzduchu před ZZT	22 °C	22 °C	20 °C
ti2 - odváděný vzduchu za ZZT	0 °C	2,92 °C	8 °C
přívodní účinnost - φ přív.	70,57%	71,37%	64,55%
odvodní účinnost - φ odv.	62,86%	54,51%	60,00%

Tabulka 9 – Souhrnná tabulka simulací pro výměník s integrovaným TČ (varianta 3)

Stejně jako u předchozí varianty nedochází k výrazným rozdílům mezi jednotlivými účinnostmi. U varianty se zimním extrémem je opět vidět velké množství kondenzátu, a tedy variantou by bylo méně vlhčit. Jednotka s tepelným čerpadlem v tomhle konkrétním případě nevykazuje nijak výrazně lepší vlastnosti než předchozí varianty.

14.4 Porovnání variant

Pro konečné zhodnocení z hlediska návrhu by bylo dobré ukázat ještě pořizovací náklady na jednotlivé varianty.

POŘIZOVACÍ NÁKLADY			
[Kč]	Deskový výměník	Glykolový okruh	Tepelné čerpadlo
pořizovací cena jednotky	1 728 277,00	1 963 576,00	2 621 719,00
kabeláž	50 000,00	50 000,00	75 000,00
ÚT - glykol (vytápění, chlazení)	-	150 000,00	-
chladivo (kompresorový okruh)	-	-	???
celkem:	1 778 277,00	2 163 576,00	2 696 719,00

Tabulka 10 - – Souhrnná tabulka investičních nákladů pro jednotlivé varianty

Variantu, kdy je zpětný zisk tepla realizován tepelným čerpadlem, v tomto případě hodnotím jako nevhodnou. Získáme zhruba stejné množství tepla jako u verze zpětného zisku tepla glykolovým systémem, ale musíme navíc počítat výrazně větší příkon díky spotřebované energii kompresoru, také investičně je jednotka podstatně dražší (viz **Tab. 10**). U všech jednotek jsou použity stejné ventilátory, aby jednotky byly srovnatelné jak na přívodu, tak i odvodu.

Jako nejvhodnější lze považovat variantu s deskovým výměníkem. Výměník v tomto případě dosahuje nejvyšší účinnosti rekuperace a pokud započtu i příkon čerpadla u glykolového okruhu, tak bude mít nejmenší spotřebu elektrické energie. Jednotka s deskovým výměníkem má nejnižší pořizovací náklady, je jednoduchá na údržbu a ze všech zmíněných variant obsahuje nejméně dílů, kde může nastat porucha.

Na glykolovém okruhu je navíc potřeba čerpadlo a třícestný ventil se servopohonem. U jednotky s kompresorem je kompresor a celý chladicí okruh, tedy větší množství prvků, u kterých může nastat porucha a znemožnit zpětný zisk tepla. Jak u glykolového okruhu, tak u tepelného čerpadla jsou výměníky propojeny pracovní látkou (glykol, resp. chladivo), na které se vztahují legislativní předpisy, a které prodražují servis a údržbu. Při tomto pohledu nese deskový výměník prakticky nejnižší riziko poruchy, a tedy i v budoucnu nese potenciálně nejmenší náklady na servis a údržbu.

Snad jediná nevýhoda deskového výměníku je, že proudy přívodního a odvodního vzduchu nejsou 100 % odděleny, s drobnou netěsností deskovým výměníkem je třeba počítat vždy. Nicméně v našem případě provozu JIP je řešení s deskovým výměníkem možné, koncový HEPA filtr v potrubí vzduch dostatečně přefiltruje. Problém by mohl nastat v případě jiných provozů, například na infekčním oddělení nebo tam, kde se izolují pacienti s TBC apod. V těchto případech by byl preferovaný systém ZZT realizovaný glykolovým okruhem, tak aby se přívodní vzduch ani "stopově" nekontaminoval z toho odvodního.

Důležité je si uvědomit, že systém zpětného získávání tepla by se neměl navrhovat jen dle preferencí rekuperace (regenerace), ale je třeba hodnotit možné varianty i podle provozu, který mají obsluhovat. Za jiných provozních podmínek (např. mokré provozy apod.) by se mohla vyplatit právě ta varianta, kterou jsme nyní zhodnotili jako méně vhodnou a naopak.

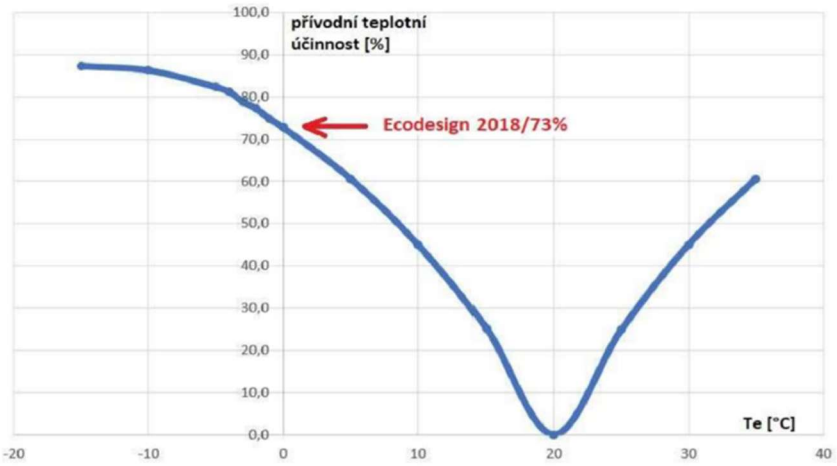
14.5 Hodnocení variant z pohledu roční bilance provozu

Cílem následujících výpočtů bylo porovnání variant, ne tedy získat přesná data spotřeb v konkrétním roce. Hodnoty uvedené v této kapitole jsou orientační a slouží pouze k porovnání variantních řešení mezi sebou. Pro zhodnocení jednotlivých variant z pohledu roční bilance provozu bylo tedy třeba zvolit jeden modelový rok. V mezích okrajových podmínek pro daný případ ($t_{e,léto}$ = 32°C a $t_{e,zima}$ = -13°C) byla vytvořena škála teplot, k nimž byly z dat běžně dostupných na internetových stránkách Českého hydrometeorologického ústavy přiřazeny četnosti výskytu dnů s danou teplotou v roce. Při užití průměrných měsíčních hodnot by došlo ke vymazání extrémů a výpočet by byl zatížen velkou chybou, proto byl výpočet proveden pomocí četnosti dnů s danou teplotou.

Následně byla každé teplotě přiřazena měrná vlhkost a pomocí softwaru Teruna byla vypočítána aktuální hodinová potřeba energie: v zimě potřeba tepla (kWh) pro ohřev a páry (kg/h) na vlhčení, v létě potřeba chladu (kWh) pro chlazení a ohřev (kWh) pro odvlhčení vzduchu.

V bilanci byly u všech verzí uvažovány i potřeby energie pro chod ventilátorů. U verze s glykolovým okruhem byla navíc připočtena i energie potřebná pro chod čerpadla glykolového okruhu. U verze s tepelným čerpadlem byla připočtena energie potřebná pro chod kompresoru, které byla ponížena koeficientem redukce chodu kompresoru. (*koeficient redukce chodu kompresoru* – jedná se o odhad na základě empirických znalostí).

Cílem bylo i zhodnotit kolísání účinnosti v průběhu roku, pro to byl použit předpoklad vycházející z grafu *Závislosti účinnosti ZZT na venkovní teplotě* z přednášky doc. Rubiny [21] (viz **Obr. 14.18**). V případě deskového výměníku byla pro bilanci uvažována účinnost výměníku při reálném provozu (viz **Obr. 14.6**)



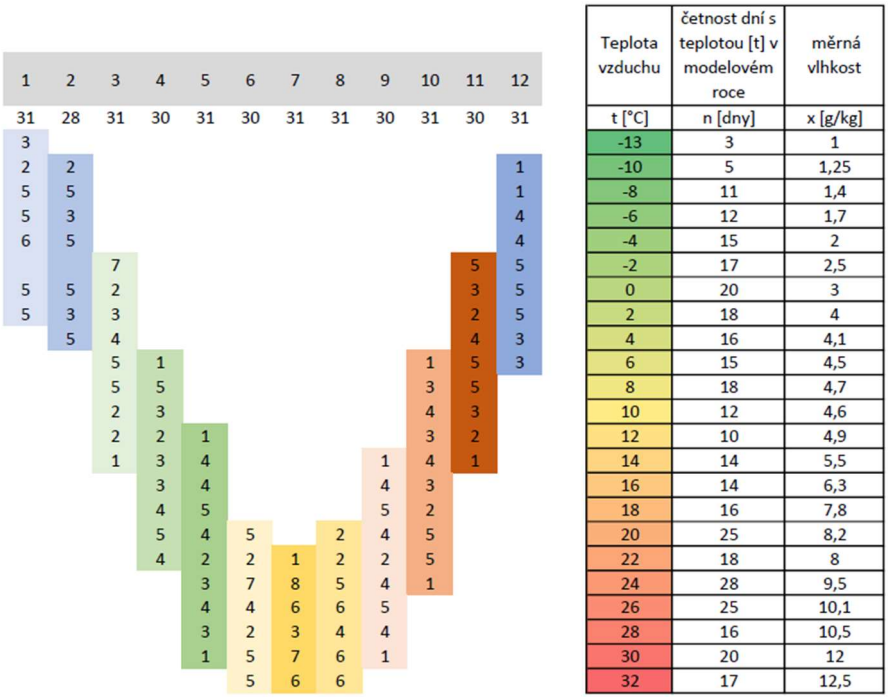
Obr. **14.18** – Graf závislosti účinnosti ZZT na venkovní teplotě [20]

Pro vyhodnocení spotřeb během roku byly četnosti teplot rozvrstveny jednotlivých měsíců pro vytvoření modelového roku. (**Obr. 14.19**).

14.5.1 VZT jednotka s deskovým výměníkem

Teplota vzduchu	četnost dní s teplotou [t] v modelovém roce	měrná vlhkost	DESKOVÝ VÝMĚNÍK										
			spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]		spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]		spotřeba páry - pára [kg/h] -> [kW]		spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]		Příkon ventilátorů [kW]		ZZT P
t [°C]	n [dny]	x [g/kg]	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	jmenov.	celkem	%
-13	3	1	44,15	3 178,80	-		59,26	3 200,04	-		11,20	806	60,0
-10	5	1,25	41,17	4 940,40	-		56,82	5 113,80	-		11,20	1 344	59,5
-8	11	1,4	39,54	10 438,56	-		55,36	10 961,28	-		11,20	2 957	59,0
-6	12	1,7	38,24	11 013,12	-		52,43	11 324,88	-		11,20	3 226	58,5
-4	15	2	35,74	12 866,40	-		49,50	13 365,00	-		11,20	4 032	58,0
-2	17	2,5	33,06	13 488,48	-		44,62	13 653,72	-		11,20	4 570	57,5
0	20	3	31,56	15 148,32	-		39,74	14 306,40	-		11,20	5 376	57,0
2	18	4	29,82	12 882,24	-		29,99	9 716,76	-		11,20	4 838	56,0
4	16	4,1	27,89	10 709,76	-		29,01	8 354,88	-		11,20	4 301	55,0
6	15	4,5	26,73	9 622,80	-		25,11	6 779,70	-		11,20	4 032	52,0
8	18	4,7	24,86	10 739,52	-		23,16	7 503,84	-		11,20	4 838	50,0
10	12	4,6	22,8	6 552,00	-		24,13	5 212,08	-		11,20	3 226	48,0
12	10	4,9	20,71	4 970,40	-		21,20	3 816,00	-		11,20	2 688	45,0
14	14	5,5	18,78	6 310,08	-		15,35	3 868,20	-		11,20	3 763	40,0
16	14	6,3	16,29	5 473,44	-		7,54	1 900,08	-		11,20	3 763	35,0
18	16	7,8	13,46	5 168,64	-		0,00	0,00	-		11,20	4 301	28,0
20	25	8,2	-		10,67	6 402,00	-		29,28	17 568,00	11,20	6 720	18,0
22	18	8	-		12,06	5 209,92	-		28,83	12 454,56	11,20	4 838	0,0
24	28	9,5	-		26,74	17 969,28	-		29,94	20 119,68	11,20	7 526	18,0
26	25	10,1	-		33,92	20 352,00	-		27,31	16 386,00	11,20	6 720	28,0
28	16	10,5	-		39,15	15 033,60	-		26,81	10 295,04	11,20	4 301	35,0
30	20	12	-		51,03	24 494,40	-		26,38	12 662,40	11,20	5 376	40,0
32	17	12,5	-		56,50	23 052,00	-		26,03	10 620,24	11,20	4 570	45,0
celkem	365	475,20		144		113		119		100		98	MWh/rok

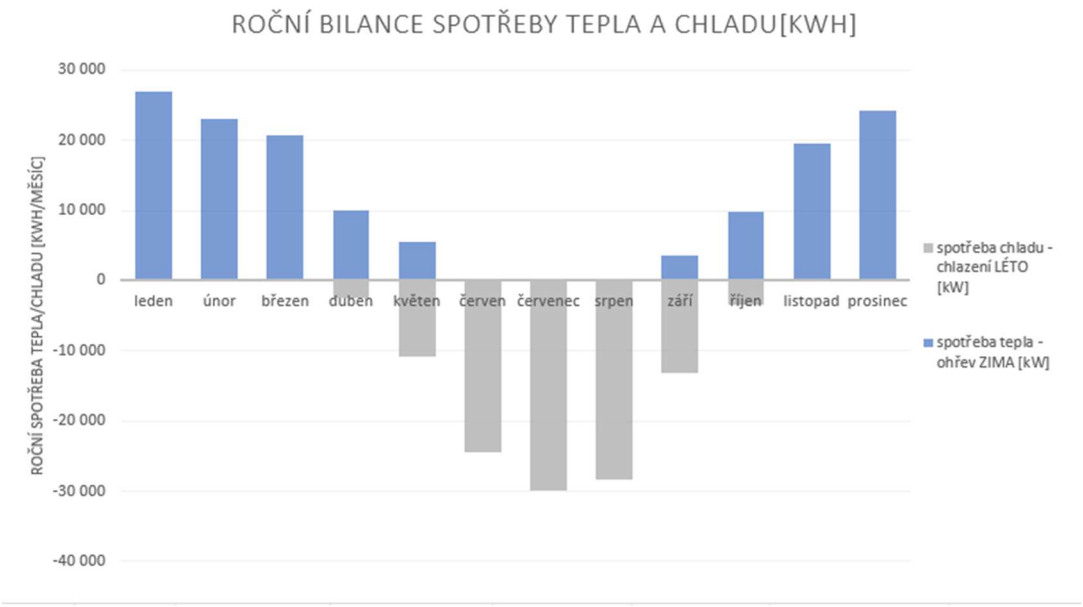
Tabulka 11 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce



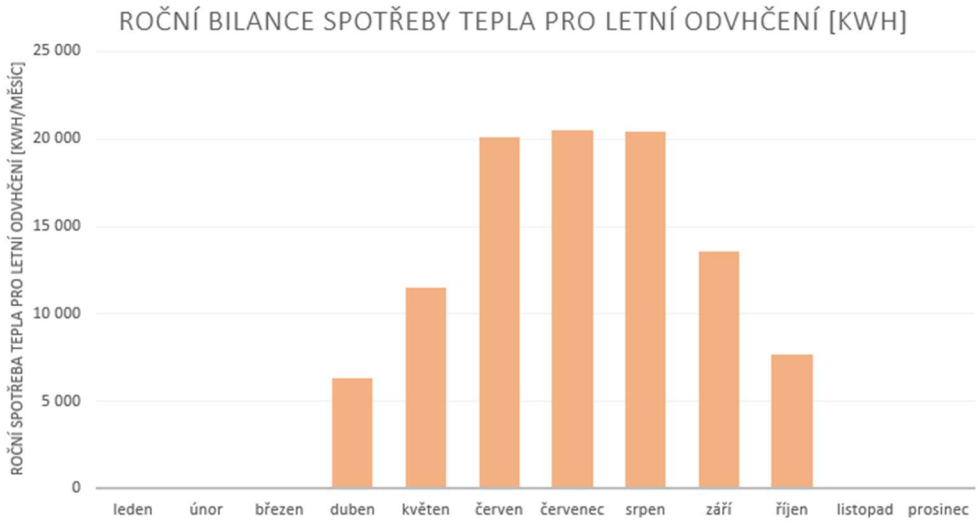
Obr. 14.19 – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku

DESKOVÝ VÝMĚNÍK								
počet dnů	měsíc	spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]	spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]	spotřeba páry - pára [kg/h]	spotřeba páry - pára [kW]	spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]	Příkon ventilátorů [kW]	ZZT P
n	-	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kg/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	%
31	leden	27 001	-	35 424	26 568	-	8333	58
28	únor	23 044	-	29 495	22 121	-	7526	57
31	březen	20 621	-	22 685	17 013	-	8333	53
30	duben	10 074	-2 438	7 785	5 839	6 281	8064	32
31	květen	5 479	-10 828	2 706	2 030	11 536	8333	28
30	červen	-	-24 391	-	-	20 125	8064	27
31	červenec	-	-29 836	-	-	20 484	8333	31
31	srpen	-	-28 427	-	-	20 436	8333	30
30	září	3 630	-13 224	1 092	819	13 553	8064	26
31	říjen	9 728	-3 369	8 130	6 097	7 692	8333	31
30	listopad	19 622	-	21 356	16 017	-	8064	52
31	prosinec	24 304	-	30 096	22 572	-	8333	57
	celkem	144 MWh/rok	113 MWh/rok	158 769 kg/rok	119 MWh/rok	100 MWh/rok	98 MWh/rok	

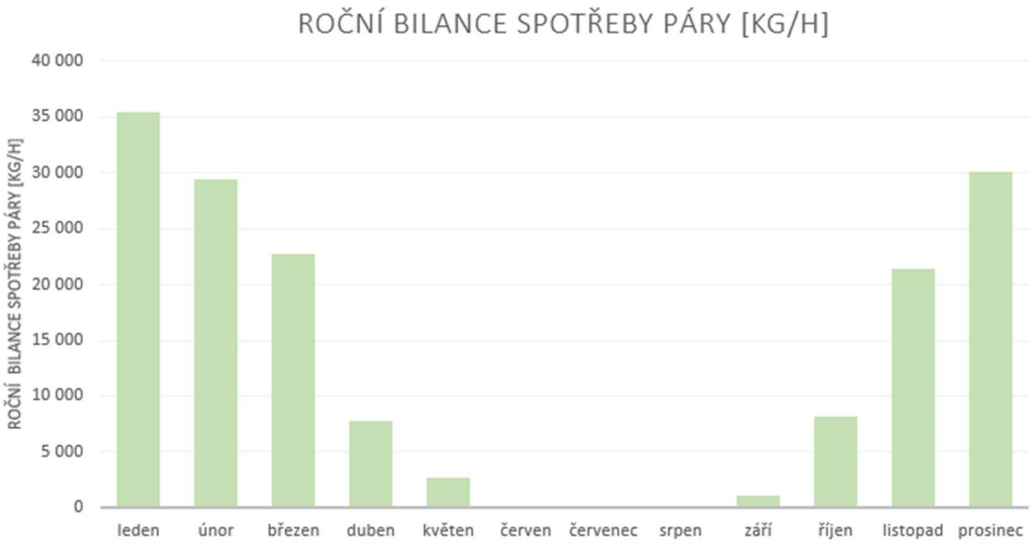
Tabulka 12 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku



Graf 7 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu



Graf 8 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení



Graf 9 – Graf roční bilance spotřeby páry

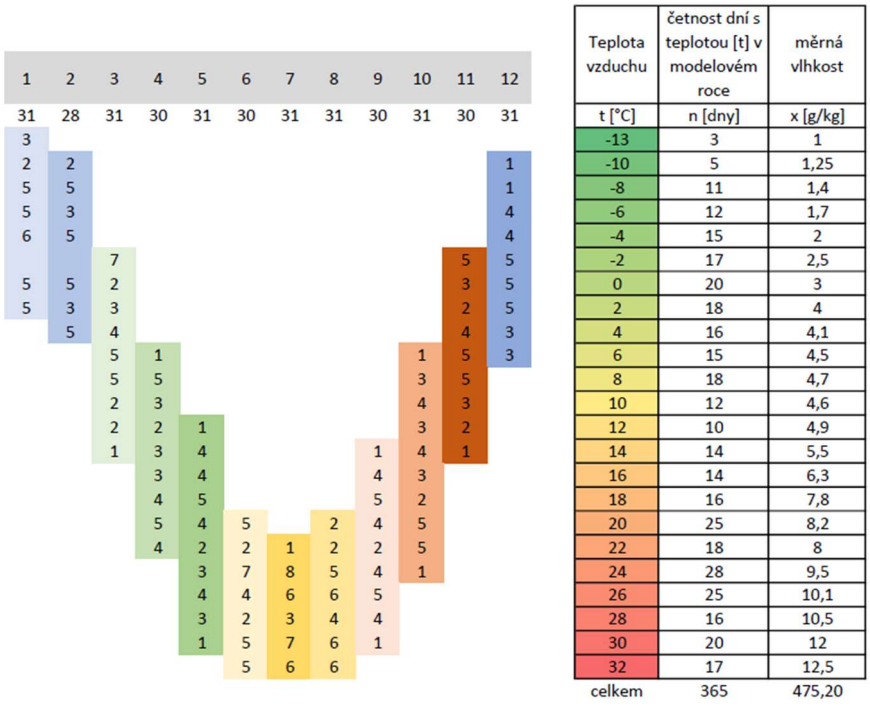
Graf 10 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě

Graf 11 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku

14.5.2 VZT jednotka s glykolovým okruhem

Teplota vzduchu	četnost dní s teplotou [t] v modelovém roce	měrná vlhkost	VÝMĚNÍK ZZT S GLYKOLOVÝM OKRUHEM										
			spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]		spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]		spotřeba páry - pára [kg/h] -> [kW]		spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]		Příkon ventilátorů [kW]		spotřeba energie čerpadla	ZZT P
t [°C]	n [dny]	x [g/kg]	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	jmenov.	celkem	kW	%
-13	3	1	33,26	2 394,72	-		59,26	3 200,04	-		11,20	806	22	71,10
-10	5	1,25	31,56	3 787,20	-		56,82	5 113,80	-		11,20	1 344	36	70,60
-8	11	1,4	30,50	8 052,00	-		55,36	10 961,28	-		11,20	2 957	79	70,10
-6	12	1,7	28,83	8 303,04	-		52,43	11 324,88	-		11,20	3 226	86	69,60
-4	15	2	27,58	9 928,80	-		49,50	13 365,00	-		11,20	4 032	108	69,10
-2	17	2,5	26,78	10 926,24	-		44,62	13 653,72	-		11,20	4 570	122	68,10
0	20	3	25,80	12 384,00	-		39,74	14 306,40	-		11,20	5 376	144	67,10
2	18	4	24,24	10 471,68	-		29,99	9 716,76	-		11,20	4 838	130	66,10
4	16	4,1	23,41	8 989,44	-		29,01	8 354,88	-		11,20	4 301	115	64,10
6	15	4,5	22,33	8 038,80	-		25,11	6 779,70	-		11,20	4 032	108	62,10
8	18	4,7	21,00	9 072,00	-		23,16	7 503,84	-		11,20	4 838	130	60,10
10	12	4,6	20,1	5 791,68	-		24,13	5 212,08	-		11,20	3 226	86	56,10
12	10	4,9	19,06	4 574,40	-		21,20	3 816,00	-		11,20	2 688	72	51,10
14	14	5,5	17,9	6 014,40	-		15,35	3 868,20	-		11,20	3 763	101	44,10
16	14	6,3	16,12	5 416,32	-		7,54	1 900,08	-		11,20	3 763	101	36,10
18	16	7,8	13,68	5 253,12	-		0,00	0,00	-		11,20	4 301	115	26,10
20	25	8,2	-		10,44	6 264,00	-		39,31	23 586,00	11,20	6 720	180	16,10
22	18	8	-		12,06	5 209,92	-		28,83	12 454,56	11,20	4 838	130	0,00
24	28	9,5	-		26,69	17 935,68	-		27,95	18 782,40	11,20	7 526	202	16,10
26	25	10,1	-		33,96	20 376,00	-		27,30	16 380,00	11,20	6 720	180	26,10
28	16	10,5	-		40,25	15 456,00	-		26,82	10 298,88	11,20	4 301	115	36,10
30	20	12	-		50,54	24 259,20	-		26,46	12 700,80	11,20	5 376	144	44,10
32	17	12,5	-		55,49	22 639,92	-		26,20	10 689,60	11,20	4 570	122	51,10
	365	455,51		119,40		112,14		119,08		104,89		98	2,63	MWh/rok

Tabulka 13 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce

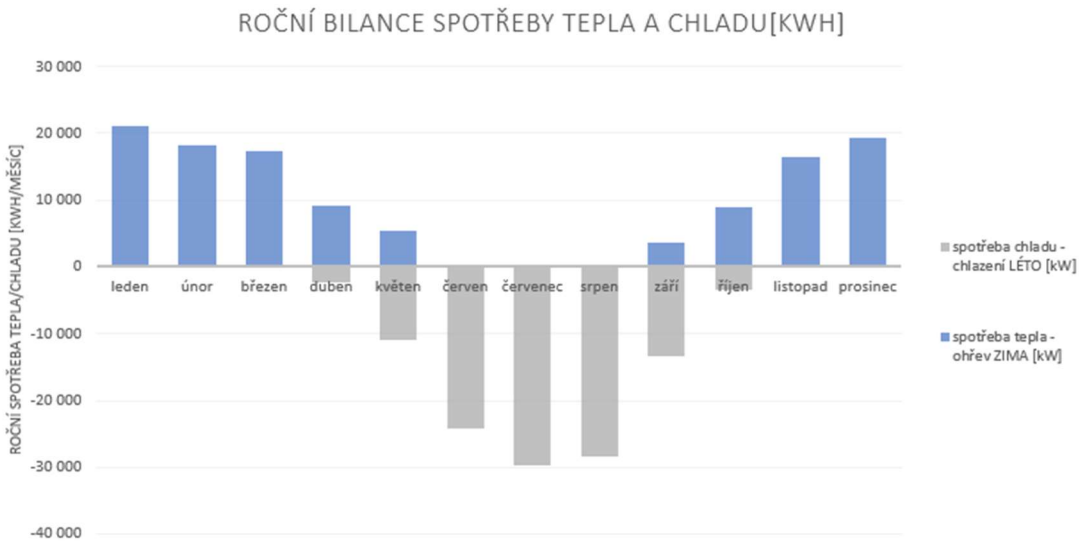


Teplota vzduchu	četnost dní s teplotou [t] v modelovém roce	měrná vlhkost
t [°C]	n [dny]	x [g/kg]
-13	3	1
-10	5	1,25
-8	11	1,4
-6	12	1,7
-4	15	2
-2	17	2,5
0	20	3
2	18	4
4	16	4,1
6	15	4,5
8	18	4,7
10	12	4,6
12	10	4,9
14	14	5,5
16	14	6,3
18	16	7,8
20	25	8,2
22	18	8
24	28	9,5
26	25	10,1
28	16	10,5
30	20	12
32	17	12,5
celkem	365	475,20

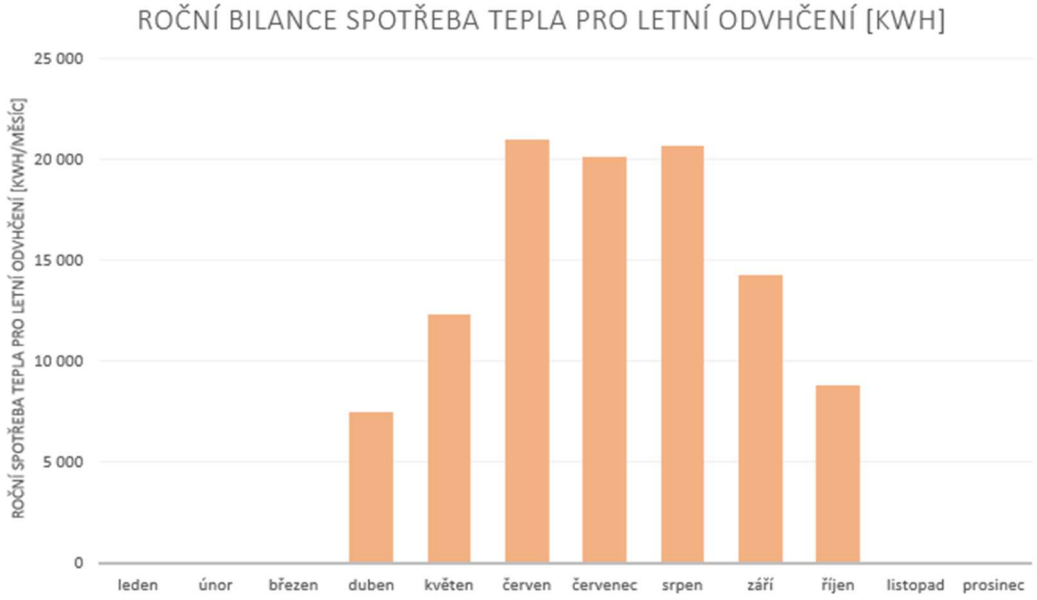
Obr. **14.20** – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku

VÝMĚNÍK ZZT S GLYKOLOVÝM OKRUHEM									
počet dnů	měsíc	spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]	spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]	spotřeba páry - pára [kg/h]	spotřeba páry - pára [kW]	spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]	Příkon ventilátorů [kW]	spotřeba energie čerpadla	ZZT P
n	-	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kg/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kW	%
31	leden	21 006	-	35 424	26 568	-	8333	223	69
28	únor	18 211	-	29 495	22 121	-	7526	202	68
31	březen	17 239	-	22 685	17 013	-	8333	223	62
30	duben	9 181	-2 411	7 785	5 839	7 485	8064	216	35
31	květen	5 365	-10 874	2 706	2 030	12 357	8333	223	28
30	červen	-	-24 231	-	-	21 024	8064	216	28
31	červenec	-	-29 683	-	-	20 139	8333	223	33
31	srpen	-	-28 305	-	-	20 714	8333	223	32
30	září	3 619	-13 296	1 092	819	14 327	8064	216	26
31	říjen	8 886	-3 341	8 130	6 097	8 848	8333	223	34
30	listopad	16 474	-	21 356	16 017	-	8064	216	62
31	prosinec	19 416	-	30 096	22 572	-	8333	223	67
	celkem	119 MWh/rok	112 MWh/rok	158 769 kg/rok	119 MWh/rok	105 MWh/rok	98 MWh/rok	3 MWh/rok	

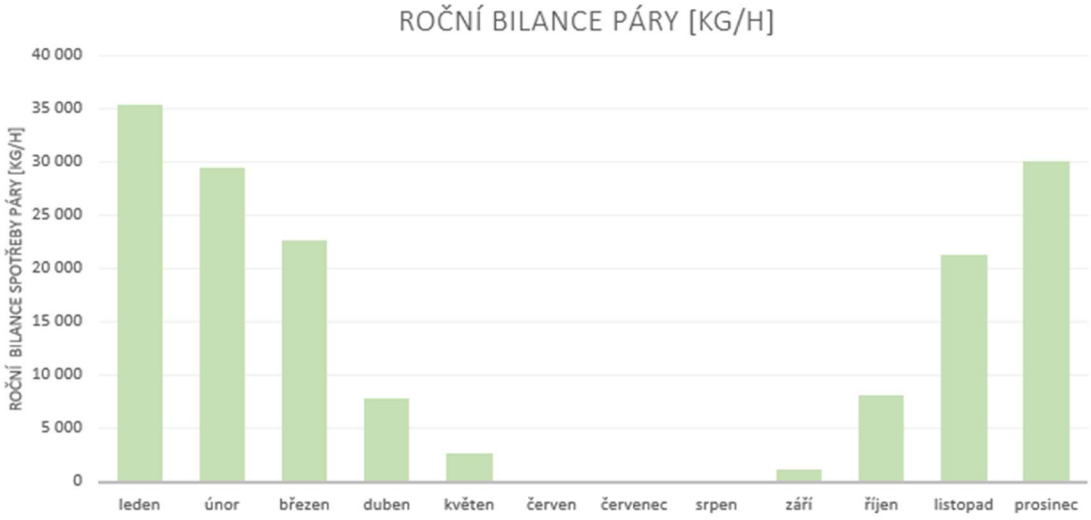
Tabulka 14 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku



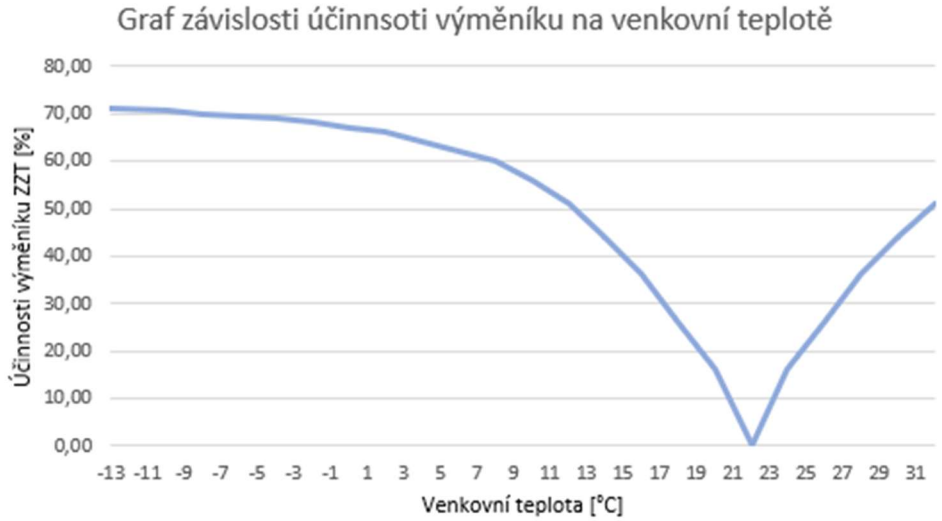
Graf 12 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu



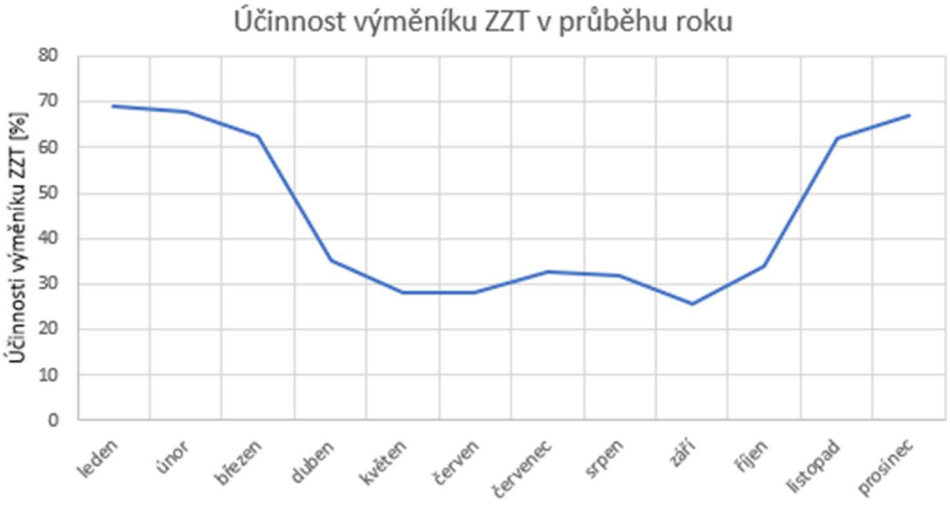
Graf 13 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení



Graf 14 – Graf roční bilance spotřeby páry



Graf 15 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě

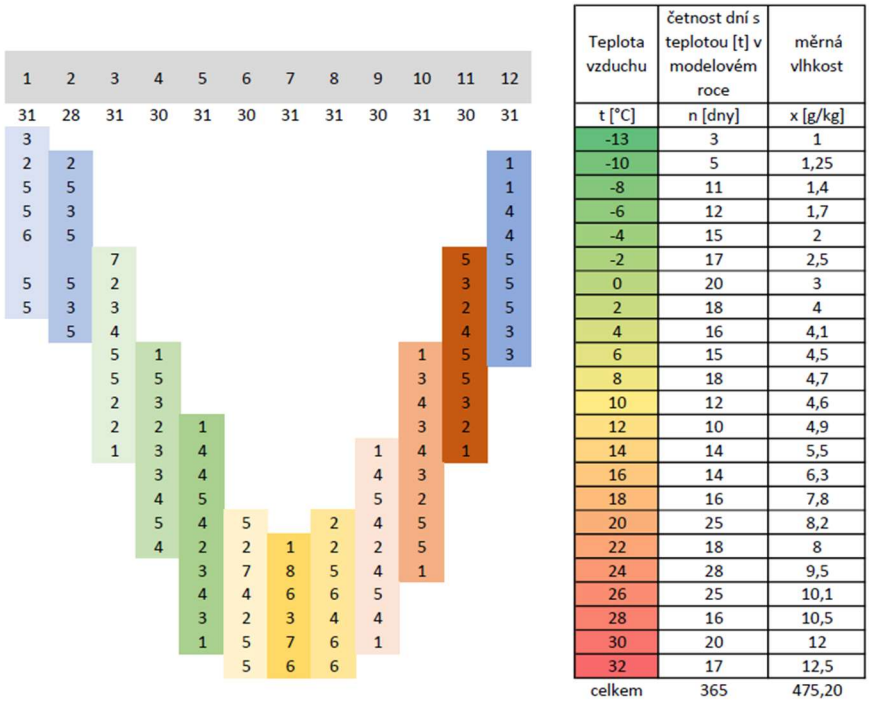


Graf 16 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku

14.5.3 VZT jednotka s integrovaným tepelným čerpadlem

Teplota vzduchu	četnost dní s teplotou [t] v modelovém roce	měrná vlhkost	VÝMĚNÍK ZZT S INTEGROVANÝM TEPELNÝM ČERPADLEM												
			spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]		spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]		spotřeba páry - pára [kg/h] -> [kW]		spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]		Příkon ventilátorů [kW]		koeficient redukce příkonu TČ	spotřeba energie na práci kompresoru	ZZT P
t [°C]	n [dny]	x [g/kg]	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	potř./hod	celkem	jmenov.	celkem	-	kW	%
-13	3	1	33,26	2 394,72	-		59,26	3 200,04	-		11,20	806	1,00	1 060	70,5
-10	5	1,25	31,73	3 807,60	-		56,82	5 113,80	-		11,20	1 344	1,00	1 766	70,0
-8	11	1,4	30,50	8 052,00	-		55,36	10 961,28	-		11,20	2 957	0,90	3 497	69,5
-6	12	1,7	29,59	8 521,92	-		52,43	11 324,88	-		11,20	3 226	0,88	3 731	69,0
-4	15	2	27,58	9 928,80	-		49,50	13 365,00	-		11,20	4 032	0,86	4 557	68,5
-2	17	2,5	26,78	10 926,24	-		44,62	13 653,72	-		11,20	4 570	0,85	5 105	67,5
0	20	3	25,80	12 384,00	-		39,74	14 306,40	-		11,20	5 376	0,80	5 652	66,5
2	18	4	24,24	10 471,68	-		29,99	9 716,76	-		11,20	4 838	0,78	4 960	65,5
4	16	4,1	23,42	8 993,28	-		29,01	8 354,88	-		11,20	4 301	0,75	4 239	63,5
6	15	4,5	22,33	8 038,80	-		25,11	6 779,70	-		11,20	4 032	0,70	3 709	61,5
8	18	4,7	21,00	9 072,00	-		23,16	7 503,84	-		11,20	4 838	0,65	4 133	59,5
10	12	4,6	20,11	5 791,68	-		24,13	5 212,08	-		11,20	3 226	0,60	2 544	55,5
12	10	4,9	19,06	4 574,40	-		21,20	3 816,00	-		11,20	2 688	0,60	2 120	50,5
14	14	5,5	17,9	6 014,40	-		15,35	3 868,20	-		11,20	3 763	0,55	2 720	43,2
16	14	6,3	16,12	5 416,32	-		7,54	1 900,08	-		11,20	3 763	0,50	2 473	35,5
18	16	7,8	13,68	5 253,12	-		0,00	0,00	-		11,20	4 301	0,55	3 109	25,5
20	25	8,2	-		10,49	6 294,00	-		29,31	17 586,00	11,20	6 720	0,60	5 299	16,5
22	18	8	-		12,06	5 209,92	-		28,83	12 454,56	11,20	4 838	0,65	4 133	0,0
24	28	9,5	-		26,70	17 942,40	-		27,94	18 775,68	11,20	7 526	0,70	6 924	16,5
26	25	10,1	-		33,98	20 388,00	-		27,30	16 380,00	11,20	6 720	0,85	7 507	25,5
28	16	10,5	-		40,30	15 475,20	-		26,81	10 295,04	11,20	4 301	0,90	5 087	35,5
30	20	12	-		50,65	24 312,00	-		26,44	12 691,20	11,20	5 376	1,00	7 066	43,2
32	17	12,5	-		55,57	22 672,56	-		26,18	10 681,44	11,20	4 570	1,00	6 006	50,5
	365	449,88		119,64		112,29		119,08		98,86		98,11		97,40	MWh/rok

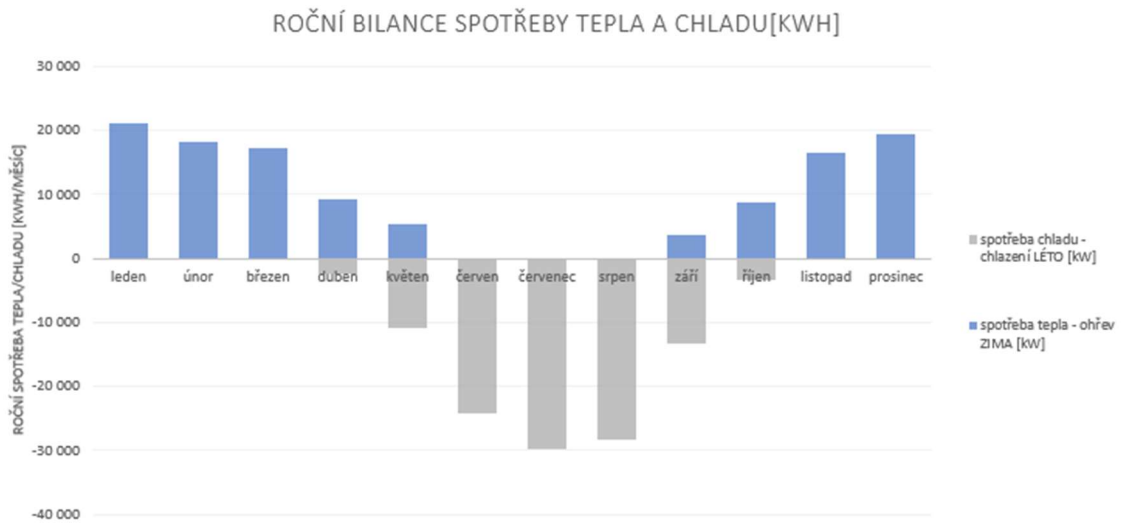
Tabulka 15 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce



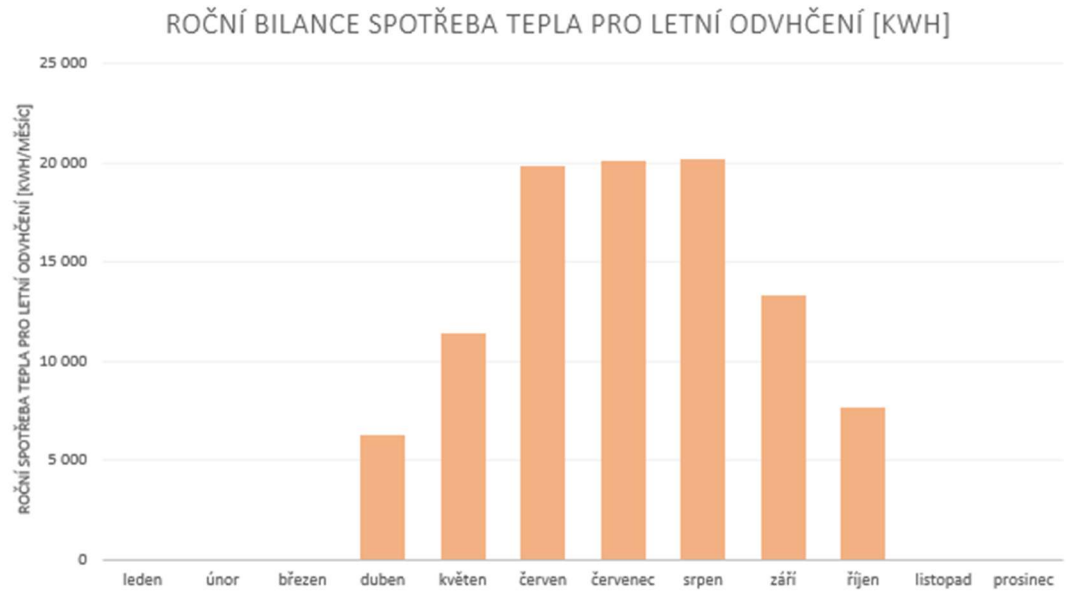
Obr. **14.21** – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku

VÝMĚNÍK ZZT S INTEGROVANÝM TEPELNÝM ČERPADLEM										
počet dnů	měsíc	spotřeba tepla - ohřev ZIMA [kW]	spotřeba chladu - chlazení LÉTO [kW]	spotřeba páry - pára [kg/h]	spotřeba páry - pára [kW]	spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [kW]	Příkon ventilátorů [kW]	koeficient redukce příkonu TČ	spotřeba energie na práci kompresoru	ZZT P
n	-	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kg/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	kWh/měsíc	%	kW/měsíc	%
31	leden	21 105	-	35 424	26 568	-	8333	0,95	10 404	68
28	únor	18 275	-	29 495	22 121	-	7526	0,75	7 419	67
31	březen	17 240	-	22 685	17 013	-	8333	0,60	6 571	62
30	duben	9 181	-2 417	7 785	5 839	6 285	8064	0,55	5 829	35
31	květen	5 365	-10 888	2 706	2 030	11 395	8333	0,70	7 666	28
30	červen	-	-24 266	-	-	19 817	8064	0,80	8 479	28
31	červenec	-	-29 722	-	-	20 130	8333	0,95	10 404	32
31	srpen	-	-28 344	-	-	20 226	8333	0,80	8 761	31
30	září	3 619	-13 311	1 092	819	13 364	8064	0,75	7 949	25
31	říjen	8 886	-3 347	8 130	6 097	7 647	8333	0,70	7 666	34
30	listopad	16 475	-	21 356	16 017	-	8064	0,65	6 889	61
31	prosinec	19 494	-	30 096	22 572	-	8333	0,95	10 404	67
	celkem	120 MWh/rok	112 MWh/rok	158 769 kg/rok	119 MWh/rok	99 MWh/rok	98 MWh/rok		98 MWh/rok	

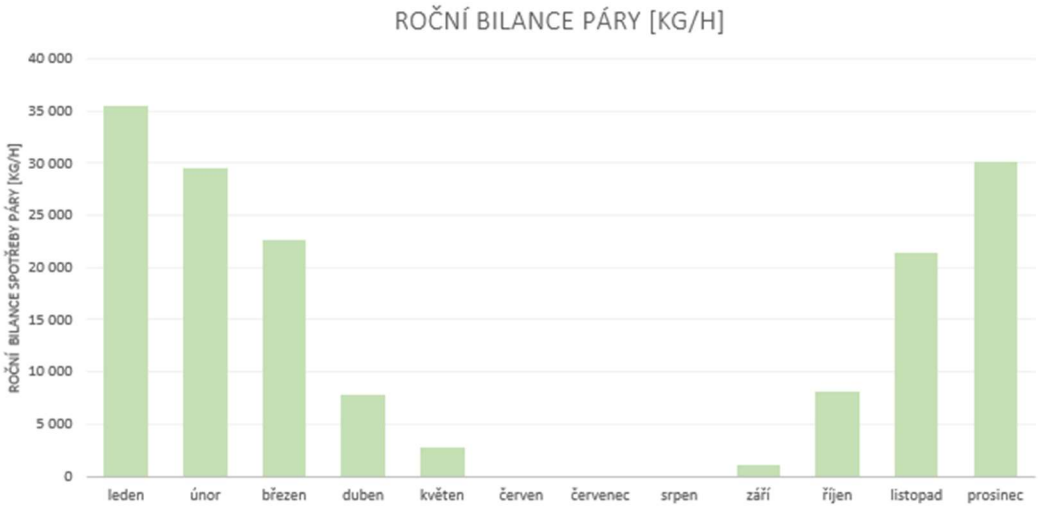
Tabulka 16 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku



Graf 17 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu

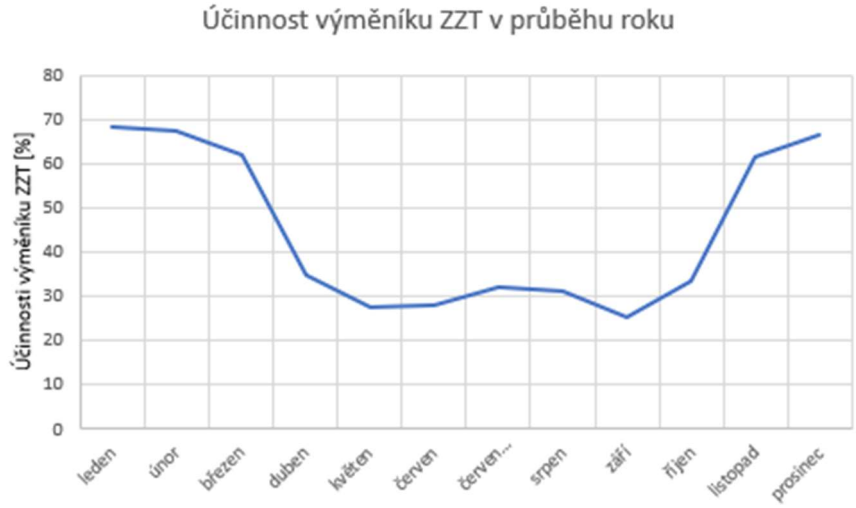


Graf 18 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení



Graf 19 – Graf roční bilance spotřeby páry

Graf 20 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě



Graf 21 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku

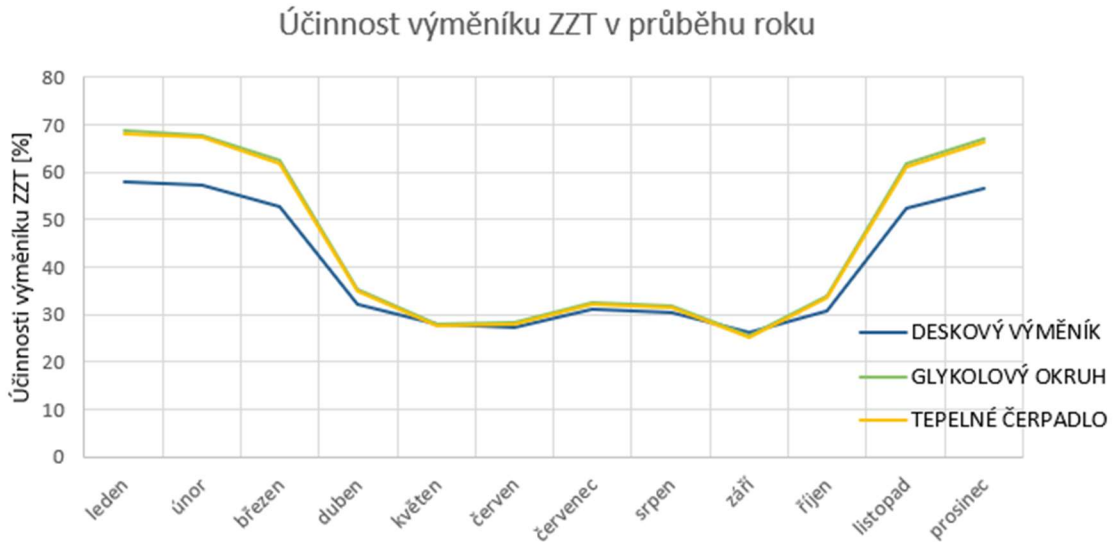
14.5.4 Závěr

Při porovnání roční bilance jednotlivých variant je vidět, že nejhůře vychází právě první varianta s deskovým výměníkem. V podkladech výrobce sice účinnost výměníku dosahovala 80 %, ale jak již bylo zmíněno v kapitole 14.1, při reálném provozu dosáhne nejvýše 60 %. U dalších dvou variant nedošlo k rozdílu mezi výrobcem deklarovaným a reálným stavem. Situace se tedy oproti původnímu hodnocení z kapitoly 14.4 změnila a z pohledu účinnosti a roční spotřeby tepla a chladu se stala varianta s deskovým výměníkem jako nejméně výhodná (viz **Tab. 17**).

Nicméně nesmíme zapomenout na energie potřebné k chodu zařízení u zbylých dvou variant, variantě s glykolem musíme přičíst zhruba 3MW ročně na chod čerpadla a variantě s tepelným čerpadlem dokonce necelých 100 MW ročně na chod kompresoru. Při takovém pohledu by se varianta s glykolem mohla zdát jako nejvhodnější, nicméně opět nesmíme zapomenout na vyšší servisní požadavky a mírně vyšší pořizovací cenu. Tepelné čerpadlo se pro náš hodnocený provoz hodí nejméně, má příliš velké pořizovací náklady a „úspora“ energií na topení a chlazení je smazána příliš velkou spotřebou na práci kompresoru.

varianta	spotřeba tepla - ohřev ZIMA [MW/rok]	spotřeba chladu - chlazení LÉTO [MW/rok]	spotřeba páry - pára [kg/rok]	spotřeba páry - pára [MW/rok]	spotřeba tepla - odvlhčení LÉTO [MW/rok]	ventilátory [MW/rok]	spotřeba energie čerpadla[MW/rok]	energie na práci kompresoru [MW/rok]
TEPELNÉ ČERPADLO	120	112	158 769	119	99	98	-	98
GLYKOLOVÝ OKRUH	119	112	158 769	119	105	98	3	-
DESKOVÝ VÝMĚNÍK	144	113	158 769	119	100	98	-	-

Tabulka 17 – Srovnání spotřeb energií pro jednotlivé varianty



Graf 22 – Graf průběhu účinností jednotlivých výměníků ZZT v průběhu roku

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

HODNOCENÍ PROVOZU SYSTÉMU PĚTNÉHO ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA VZDUCHOTECHNIKY PRO JIP

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Natálie Dobrovolná
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. ALEŠ RUBINA, Ph.D.
SUPERVISOR

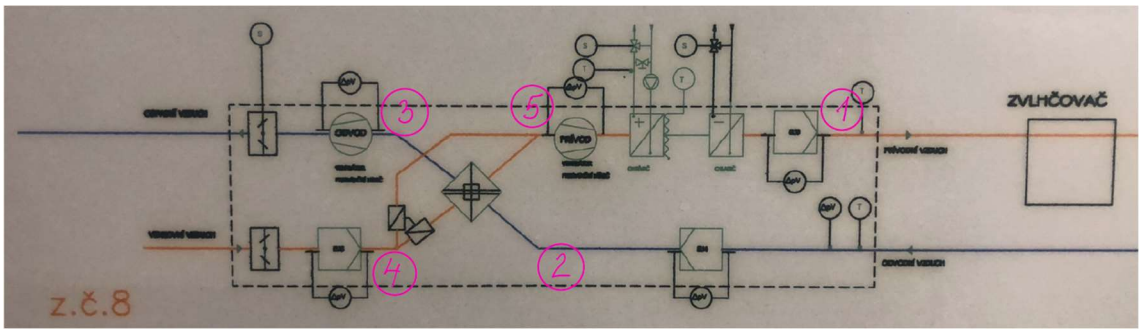
BRNO 2024

ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

15 ÚVOD

Cílem experimentálního měření bylo zhodnotit fungování a provoz reálného vzduchotechnického zařízení. Experiment byl proveden na vzduchotechnické jednotce obsluhující oddělení jednotky intenzivní péče jedné brněnské nemocnice. Stejně jako předchozí části diplomové práce se i tato věnuje systému zpětného získávání tepla. Podstatou měření bylo ověřit účinnost zpětného získávání tepla reálného deskového rekuperátoru osazeného ve vzduchotechnické jednotce.

Data budou vyhodnocena celkem třikrát, a to 1.-28. února, 1.-31. července a 16.-31. října. Data z prvních dvou období (únor, červenec) byla získána ze systému MaR dané vzduchotechnické jednotky. Poslední měření proběhlo v říjnu, kdy byla jednotka osazena pěti dataloggery, které zaznamenávaly datum, čas, teplotu a vlhkost. Dataloggery byly osazeny jak na přívodů, tak na odvodu vzduchu, vždy před a za rekuperátorem, poslední byl osazen za ohřívačem na přívodu vzduchu, viz schéma zařízení (**Obr. 15.1**).



Obr. **15.1** – Schéma VZT zařízení a očíslovanými dataloggery [22]

15.1 Popis zařízení

Pro účely měření byla využita jednotka GL – 14281-9 CE 2010 od firmy BÖSCH. Jedná se o centrální klimatizační jednotku s průtokem přívodního vzduchu 8700 m3/hod a průtokem odvodního vzduchu 8400 m3/hod. Množstvím upravovaného vzduchu je tedy srovnatelná s jednotkou z původního návrhu. Jednotka byla instalována v roce 2010, tedy ještě před vydáním nařízení Ecodesign.

Jednotka obsahuje deskový rekuperátor a jelikož se jedná se o jednotku obsluhující čistý prostor, obsahuje třístupňovou filtraci na přívodu (včetně HEPA filtru na koncovém elementu v místnosti) a jednostupňovou filtraci na odvodu.

Jednotka je umístěna ve vnitřním prostoru strojovny vzduchotechniky, sání čerstvého vzduchu i výfuk znehodnoceného vzduchu je umístěn na střeše budovy. Jednotka přivádí vzduchu do

prostor oddělení jednotky intenzivní péče, jedná se o pokoje pacientů a stanoviště sester. Distribuční elementy pro přívod vzduchu jsou použity čisté nástavce s filtrační vložkou, anemostat je osazen vířivou výtokovou čelní deskou. Pro odvod vzduchu byly použity běžné odvodní anemostaty. Veškeré potrubní rozvody jsou z pozinkovaného ocelového plechu.

Obr. **15.2** – Měřená vzduchotechnická jednotka [22]

15.2 Měření teploty v okolí rekuperátoru

Jak již bylo zmíněno dataloggery byly osazeny ze všech čtyř stran rekuperátoru, viz schéma zařízení (**Obr. 15.1**). Díky datům ze systému MaR bylo možné navíc získat i informace o stavu otevření, resp. zavření klapky rekuperace

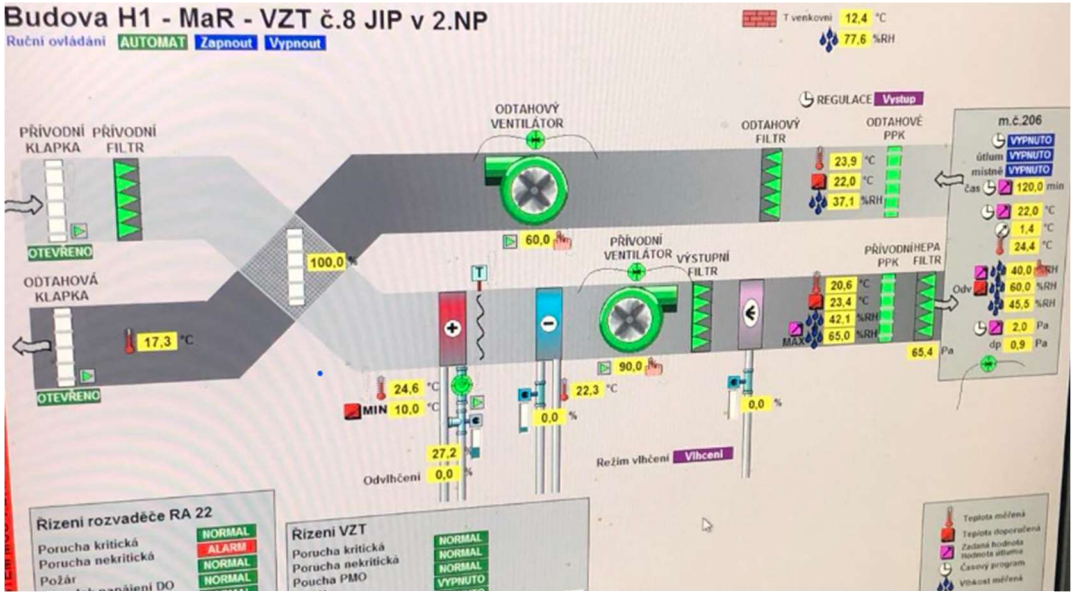
- klapka rekuperace = 100 %, veškerý vzduchu teče přes deskový výměník
- klapka rekuperace = 0 %, všechen vzduch teče obtokem

Procento otevření klapky má vliv na výpočet účinnosti systému ZZT. Ve chvíli, kdy se klapka rekuperace začne zavírat, spouští se obtok (**Obr. 15.3**) a část vzduchu (zastoupená procentem zavření klapky) teče právě tudy a procento účinnosti výměníku ZZT začne výrazně klesat.

Pro měření teploty a relativní vlhkosti byly použity dataloggery Comet S 3120. (**Obr. 15.4**) a data byla zaznamenávána každou hodinu.

Obr. **15.3** – Datalogger Comet S 3120 [23]

Obr. **15.4** – Deskový výměník [22]



Obr. **15.5** – Ukázka ze systému MaR [22]

Výpočet účinnosti výměníku

$$\eta_{přívodní} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \ [\%] \tag{1.1}$$

$$\eta_{odvodní} = \frac{t_{i1} - t_{i2}}{t_{i1} - t_{e1}} \ [\%] \tag{1.2}$$

kde t_{e1} – teplota přiváděného vzduchu před výměníkem (°C)

t_{e2} – teplota přiváděného vzduchu za výměníkem (°C)

t_{i1} – teplota odváděného vzduchu před výměníkem (°C)

t_{i2} – teplota odváděného vzduchu za výměníkem (°C)

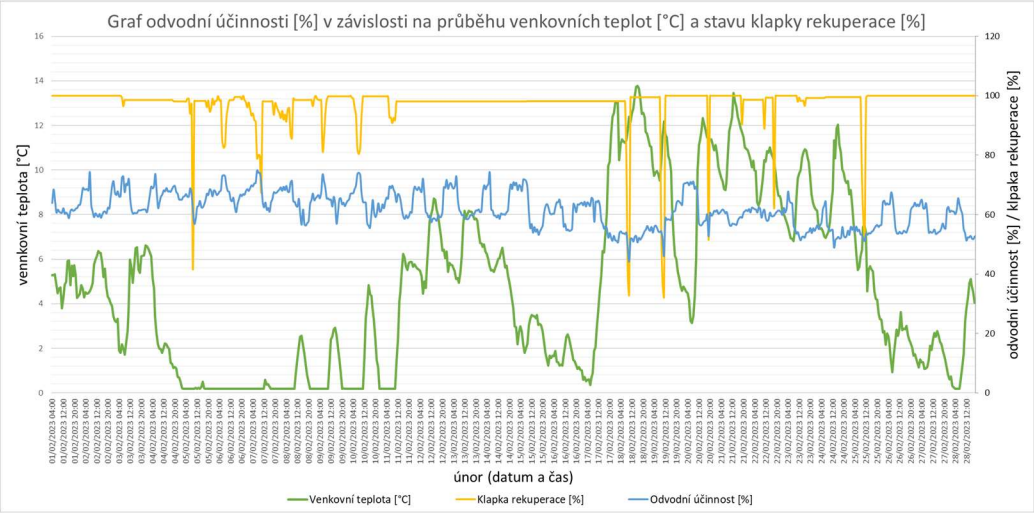
Účinnost ZZT je ovlivněna i poměrem průtoku přiváděného a odváděného vzduchu.

$$\eta_{\,t,přívodní} = \frac{Q_{REAL}}{Q_{MAX}} = \frac{V_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot (t_{e2} - t_{e1})}{V_i \cdot \rho_i \cdot c_{pi} \cdot (t_{i1} - t_{e1})} \cdot 100 \ [\%] \tag{1.3}$$

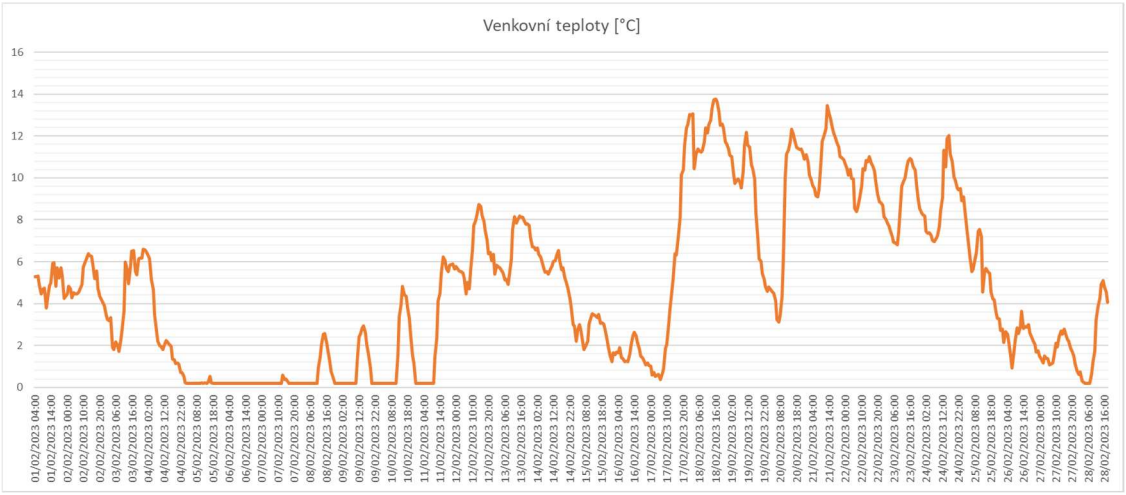
15.3 Výsledky měření

15.3.1 Únor

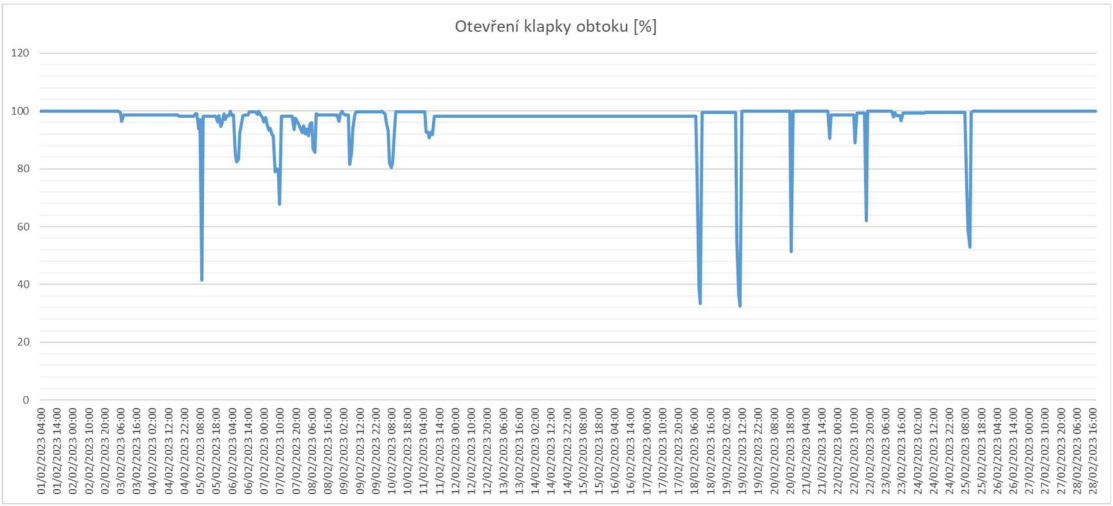
Z pohledu vyhodnocení měření jsou únorová data nejvíce názorná, obtok se spouští pouze při teplotách klesající k bodu mrazu a při teplotách dosahujících 15 °C. Jelikož z hlediska MaR je efektivnější odečítat účinnost na odváděném vzduchu, i my zde budeme sledovat účinnost odvodní. Ta se pohybuje po celou dobu měření kolem 60 %. Díky čidlu teploty v odvodu za rekuperátorem můžeme pozorovat nejen kdy je třeba spustit protimrazovou ochranu, ale je možné dopočítat i hodnoty odvodní účinnosti. Díky nim vidíme, kolik nevyužitého tepla v odvodním vzduchu ještě zbývá.



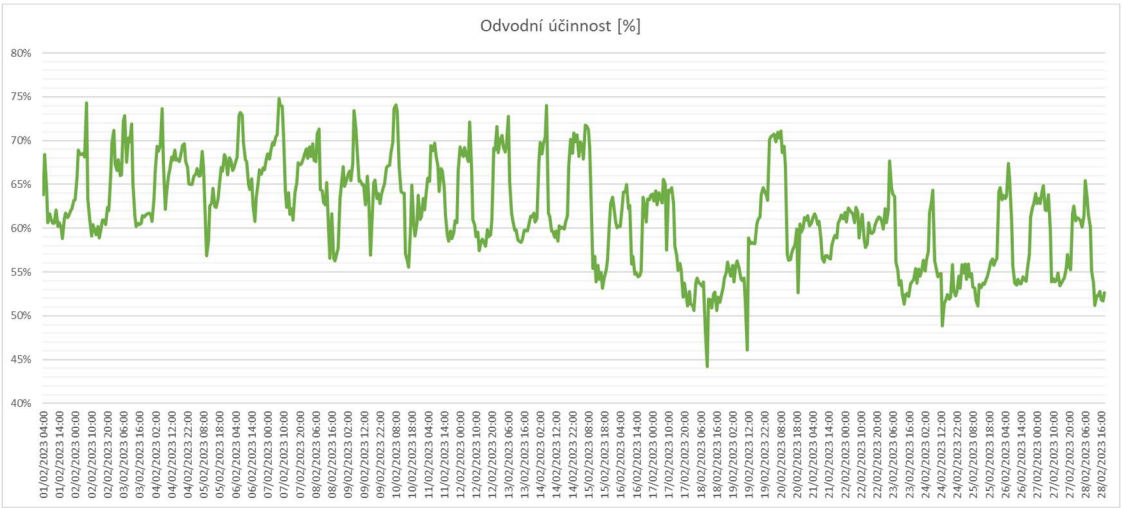
Graf 23 – Graf odvodní účinnosti v závislosti na průběhu venkovních teplot a stavu klapky rekuperace



Graf 24 – Graf průběhu venkovních teplot



Graf 25 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace



Graf 26 – Graf průběhu odvodní účinnosti (únor)

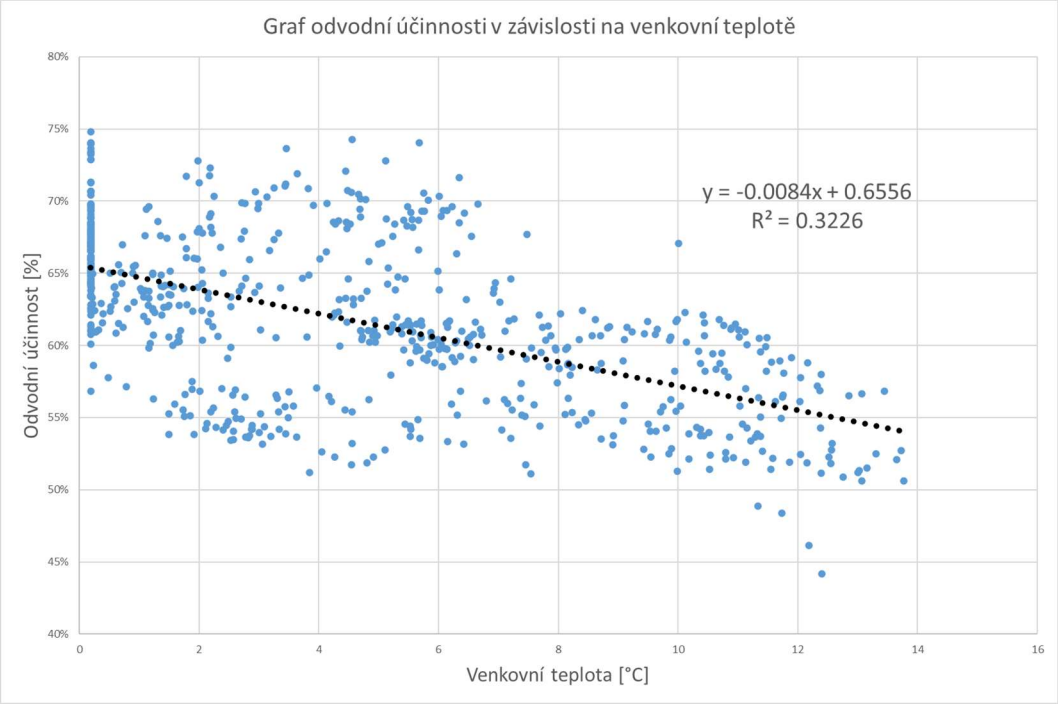
% otevření klapky	01.07.2023	02.07.2023	03.07.2023	04.07.2023	05.07.2023	06.07.2023	07.07.2023	08.07.2023	09.07.2023	10.07.2023	11.07.2023	12.07.2023	13.07.2023	14.07.2023	15.07.2023	16.07.2023	17.07.2023	18.07.2023	19.07.2023	20.07.2023	21.07.2023	22.07.2023	23.07.2023	24.07.2023	25.07.2023	26.07.2023	27.07.2023	28.07.2023	29.07.2023
0 - 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20 - 40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40 - 60	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	2	0	0	0
60 - 80	0	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0
80 - 100	20	24	24	24	23	24	21	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	21	21	23	24	23	24	24	21	24	24	19

odvodní účinnost [%]																													
0 - 20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20 - 40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40 - 60	1	4	0	0	2	0	0	6	1	5	5	10	9	7	10	10	7	11	24	17	9	11	7	17	21	24	11	14	9
60 - 80	19	20	24	24	22	24	24	18	23	19	19	14	15	17	14	14	17	13	0	7	15	13	17	7	3	0	13	10	10
80 - 100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabulka 18 – Četnosti % otevření klapky a odvodní účinnosti (únor)

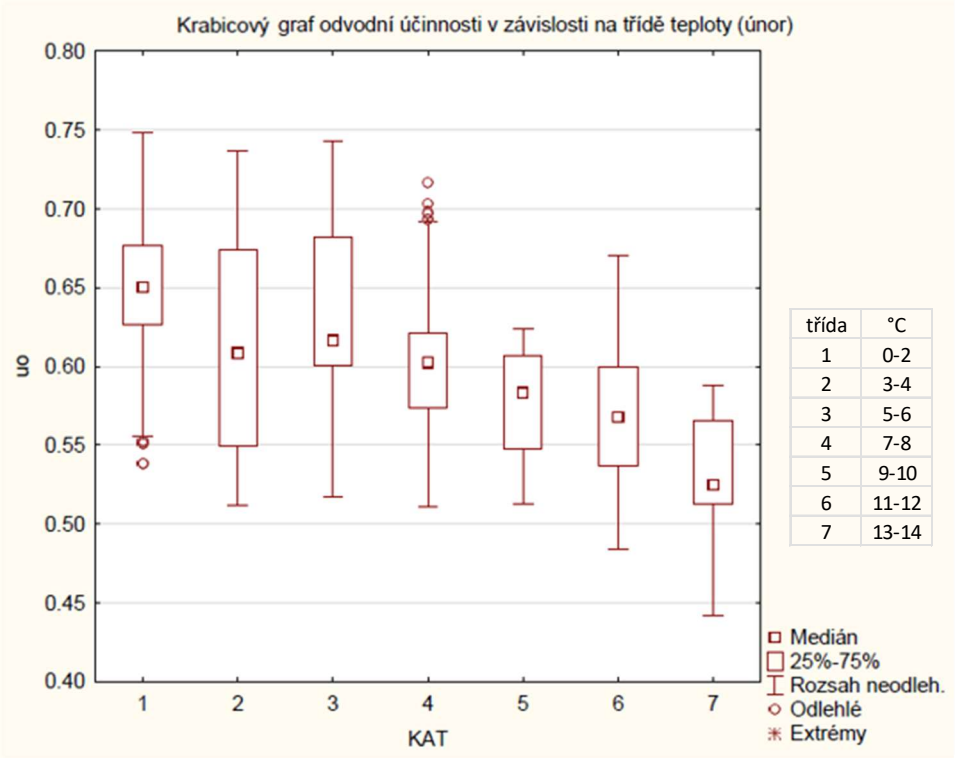
Lépe situaci ukazuje *Tabulka 18* - Četnosti výskytu hodnot odvodní účinnosti v závislosti na procentu otevření klapky obtoku. Je zřejmé, že po většinu času vzhledem k venkovním teplotám proudil vzduch přes rekuperátor a odvodní účinnost se pohybovala kolem 60 %.

Na dalším grafu (*Graf 27*) je vidět závislost odvodní účinnosti na venkovní teplotě. Tedy s rostoucí venkovní teplotou klesá hodnota odvodní účinnosti.



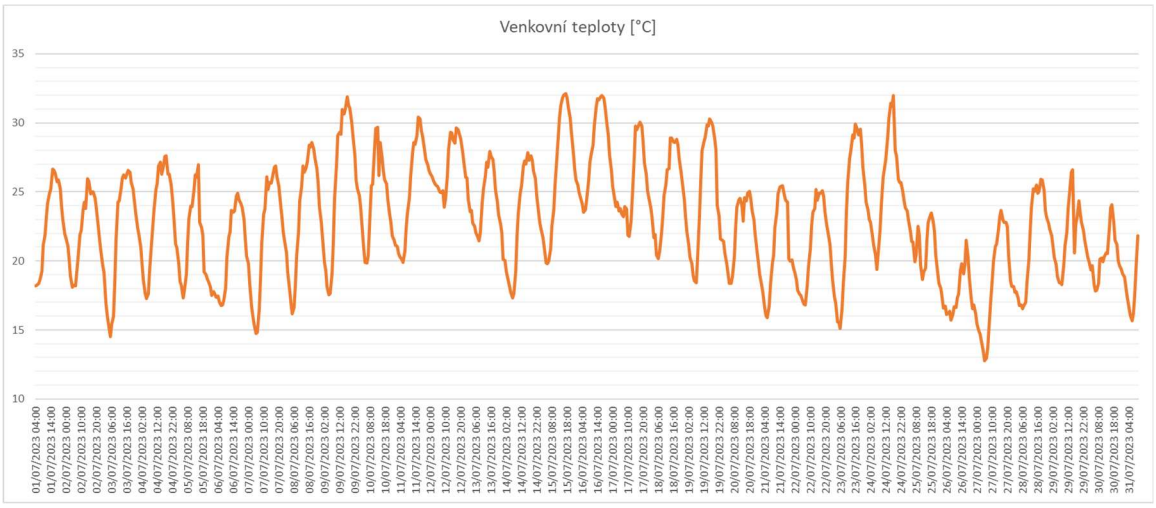
Graf 27 – Graf závislosti odvodní účinnosti na venkovní teplotě

Podobný závěr nám potvrzuje i krabicového graf odvodní účinnosti v závislosti na třídě teploty. (*Graf 28*). Venkovní teploty v měřeném období byly rozděleny do tříd (1-7). a pomocí krabicového grafu vykreslena odvodní účinnost. I zde odvodní účinnost vykazuje klesající trend v závislosti na vyšší třídě teploty (vyšší teplotě).

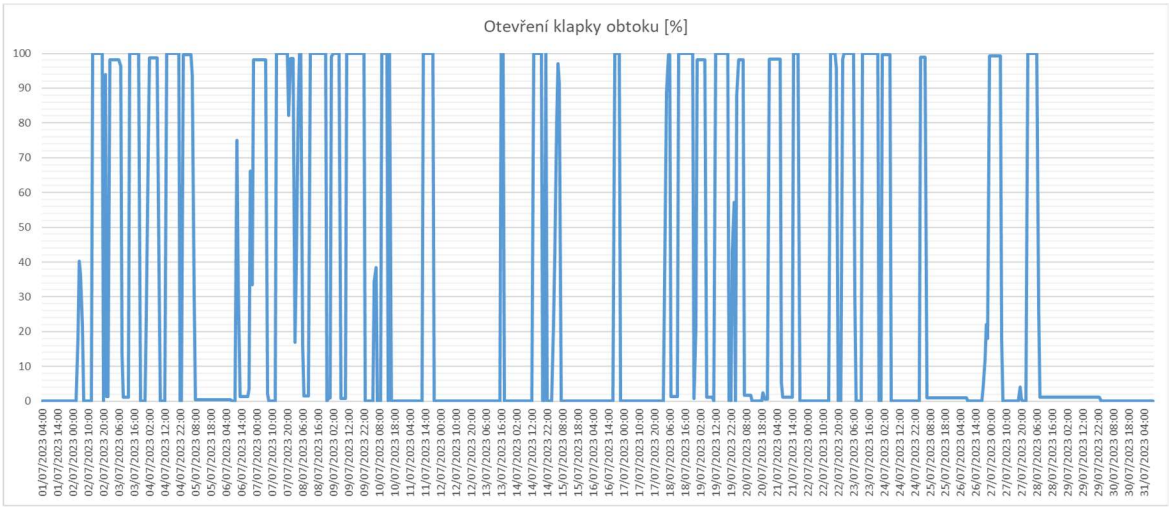


Graf 28 – Krabicový graf odvodní účinnosti v závislosti na třídě teploty

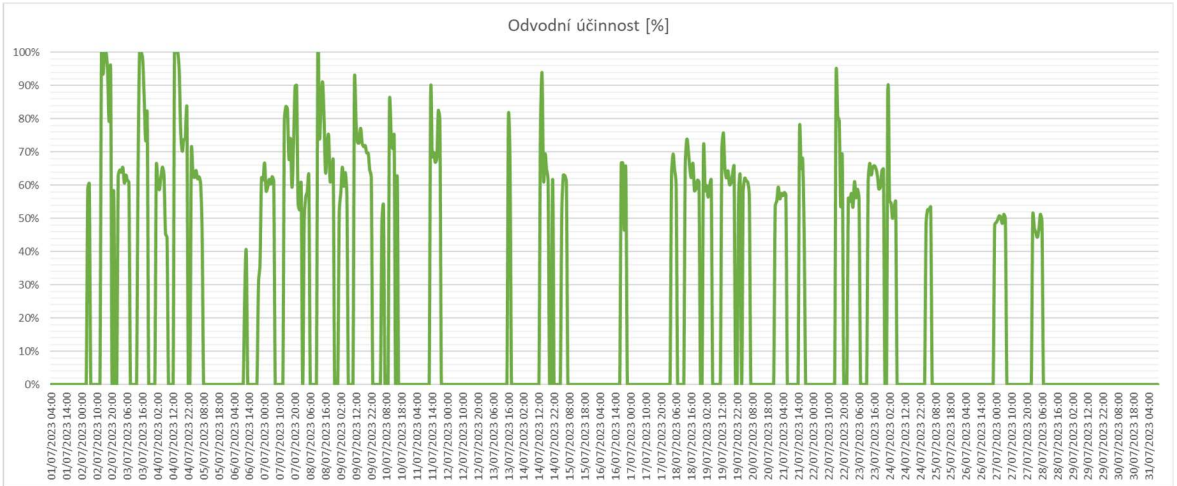
15.3.2 Červenec



Graf 29 – Graf průběhu venkovních teplot



Graf 30 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace



Graf 31 – Graf průběhu odvodní účinnosti (červenec)

% otevření klapky	01.07.2023	02.07.2023	03.07.2023	04.07.2023	05.07.2023	06.07.2023	07.07.2023	08.07.2023	09.07.2023	10.07.2023	11.07.2023	12.07.2023	13.07.2023	14.07.2023	15.07.2023	16.07.2023	17.07.2023	18.07.2023	19.07.2023	20.07.2023	21.07.2023	22.07.2023	23.07.2023	24.07.2023	25.07.2023	26.07.2023	27.07.2023	28.07.2023	29.07.2023	30.07.2023	31.07.2023
0 - 20	20	13	9	6	16	18	6	8	6	17	17	24	22	17	19	19	20	24	9	8	17	13	18	5	18	20	22	17	16	24	24
20 - 40	0	2	0	2	1	2	0	1	0	2	0	0	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1	0	0
40 - 60	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60 - 80	0	0	0	1	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
80 - 100	0	8	15	15	7	2	18	15	18	5	7	0	2	7	3	3	4	0	13	15	6	11	6	18	6	4	1	7	7	0	0
odvodní účinnost [%]																															
0 - 20	20	14	9	7	16	18	6	8	6	17	17	24	22	17	20	20	20	24	10	8	17	13	18	6	18	20	23	17	17	24	24
20 - 40	0	0	0	0	0	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40 - 60	0	2	0	3	1	0	5	3	4	2	0	0	0	0	1	1	1	0	2	5	3	8	2	8	5	4	1	7	7	0	0
60 - 80	0	2	10	9	7	2	9	9	13	4	5	0	1	6	3	3	3	0	12	11	4	3	2	10	0	0	0	0	0	0	0
80 - 100	0	6	5	5	0	0	4	4	1	1	2	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	1	0	0	0	0	0	0

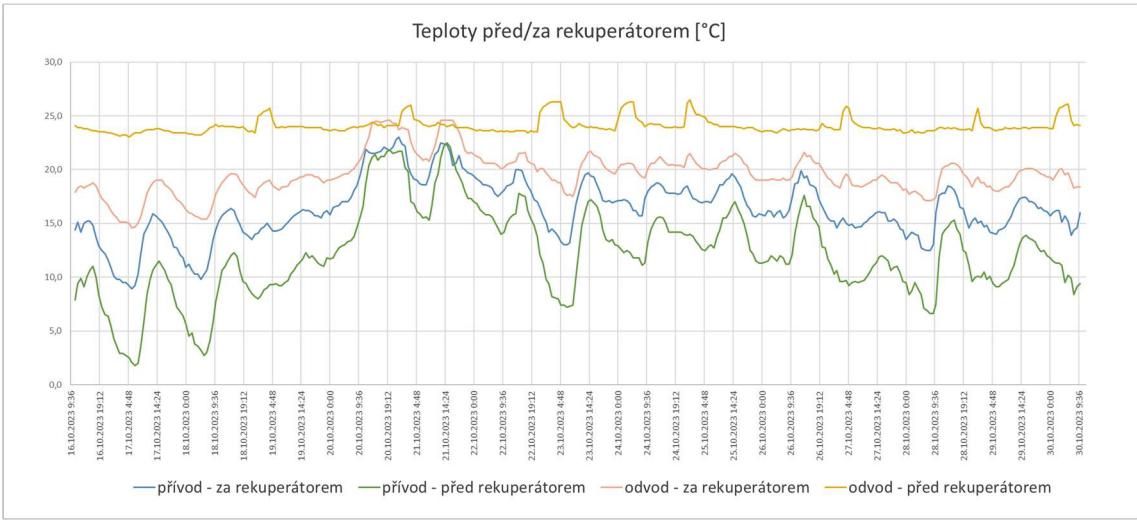
Tabulka 19 – Četnosti % otevření klapky a odvodní účinnosti (červenec)

Během měsíce červenec se venkovní teploty pohybovaly od 15 do 33°C. Největší změnou oproti únoru je počet hodin, kdy byla klapka rekuperace na nulových hodnotách, tedy veškerý vzduchu šel obtokem. Důvodem takového stavu je zřejmě úspora energie. Provozovateli se vyplatí pustit veškerý vzduch obtokem a následně upravit, neboť přínos rekuperátoru je příliš malý. V takovém případě nemusí ventilátory překonávat tlakovou ztrátu deskového rekuperátoru, a tedy dochází k úspoře energie na provoz ventilátoru. Tedy upravit přímo venkovní vzduch je v takovém případě energeticky méně náročné než provoz ventilátorů v režimu s malým přínosem deskového rekuperátoru.

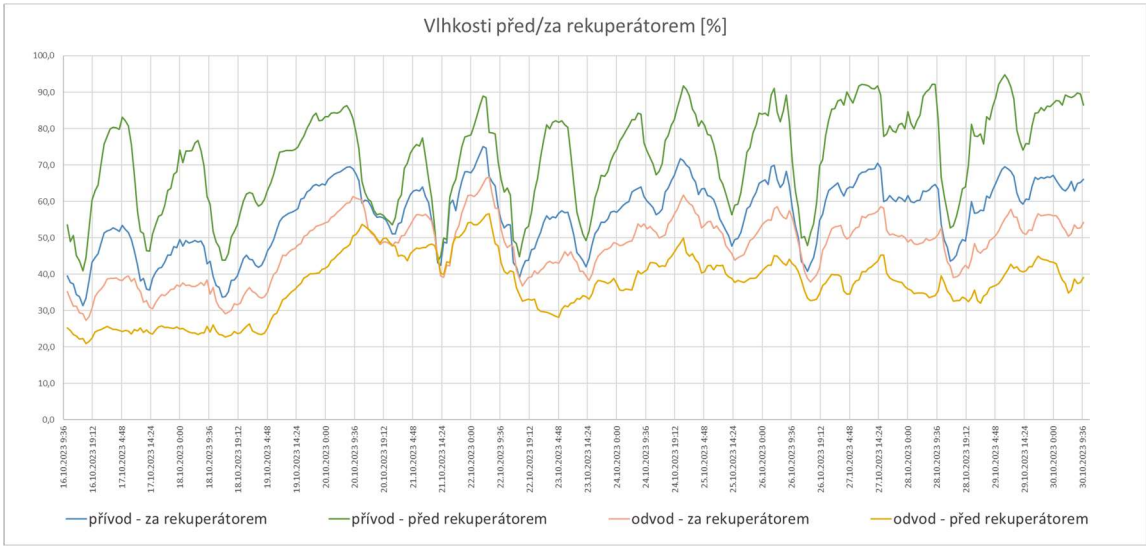
Graf průběhu odvodní účinnosti je v tomto případě příliš ovlivněn spouštěním obtoku. Z *tabulky 19* je vidět, že pokud je klapka rekuperace na hodnotách 80-100 % pohybuje se odvodní účinnost nejvíce v rozmezí 60-80 %, tedy v odvodním vzduchu je ještě poměrně velké množství potenciálně využitelného tepla.

15.3.3 Říjen

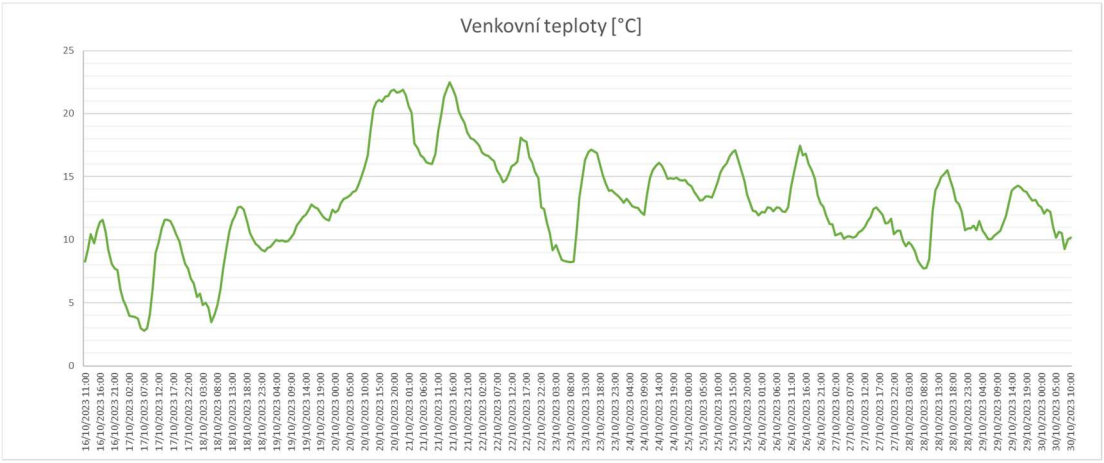
Posledním měřeným obdobím byl říjen, v tomto období byla data měřena současně jak systémem MaR, tak čidly Comet system instalovanými v jednotce viz (*Obr. 15.1*). Díky tomu bylo možné i v tomto období zjistit procento otevření/zavření obtoku a porovnat i přívodní a odvodní. *Grafy 32* a *33* zobrazují naměřené teploty a relativní vlhkosti v okolí rekuperátoru. Z dat je patrné, že hodnoty vzájemně korelují.



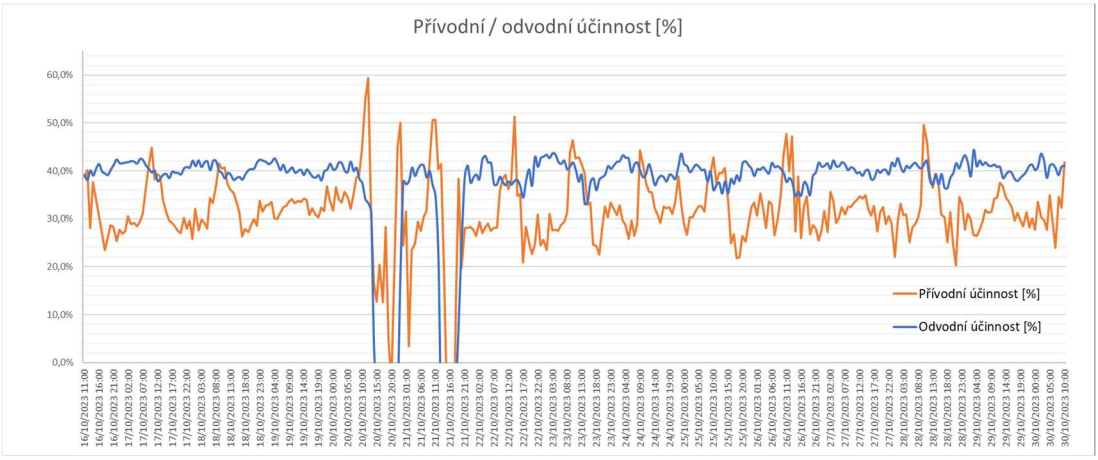
Graf 32 – Graf průběhu teplot v okolí rekuperátoru



Graf 33 – Graf průběhu relativních vlhkostí v okolí rekuperátoru



Graf 34 – Graf průběhu venkovních teplot (říjen)



Graf 35 – Graf průběhu přívodní a odvodní účinnosti (říjen)

Graf 36 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace (říjen)

% otevření klapky	16.10.2023	17.10.2023	18.10.2023	19.10.2023	20.10.2023	21.10.2023	22.10.2023	23.10.2023	24.10.2023	25.10.2023	26.10.2023	27.10.2023	28.10.2023	29.10.2023	30.10.2023	31.10.2023
0 - 20	0	0	0	0	9	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20 - 40	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40 - 60	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60 - 80	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
80 - 100	24	24	24	24	14	15	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24

přívodní účinnosti [%]																
0 - 20	0	0	0	0	6	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20 - 40	22	22	21	24	13	12	23	19	22	22	21	24	22	24	21	11
40 - 60	2	2	3	0	5	5	1	5	2	2	3	0	2	0	3	1
60 - 80	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12
80 - 100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

odvodní účinnosti [%]																
0 - 20	0	0	0	0	10	31	0	0	0	0	0	24	0	0	0	0
20 - 40	10	10	9	10	7	12	16	10	13	13	14	7	10	10	14	11
40 - 60	14	14	15	14	7	5	8	14	11	11	10	17	14	14	10	1
60 - 80	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12
80 - 100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabulka 20 – Četnosti % otevření klapky a přívodní /odvodní účinnosti (říjen)

Venkovní teploty se pohybují v rozmezí 3–23 °C. Grafy 34,35,36 ukazují vzájemnou závislost. Relativně vysoké teploty ve dnech 20. a 21. října zapříčinily uzavření klapky rekuperace, spuštění obtoku a v tom důsledku nulovou účinnost rekuperátoru. Při 100% otevření klapky se přívodní účinnost pohybuje kolem 30–40 %. Odvodní účinnost je mírně vyšší (kolem 40 %).

Jednotka, na které bylo měření realizováno byla instalována ještě předtím, než vyšlo v platnost nařízení Ecodesign. Při současně platných nařízeních by jednotka měla dosahovat přívodní účinnosti minimálně 73 %.

Jak již bylo zmíněno v teoretické části, teplotní účinnost je měřítkem efektivnosti přenosu citelného tepla. Nicméně pro její přesný výpočet je třeba brát v úvahu výparné teplo a množství kondenzátu.

$$\eta_{přívodní} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \ [\%] \tag{1.1}$$

$$V_p . \rho . c . \left(t_{p,ZZT} - \ t_e\right) = \ V_o . \rho . c . \left(h_o - h_{o,ZZT}\right) \tag{1.2}$$

$$V_p . \rho . c . \left(t_{p,ZZT} - \ t_e\right) = \ V_o . \rho . c . \left(h_o - h_{o,ZZT}\right) + \ M_k . L_v \tag{1.3}$$

15.4 Závěr

Výrobci současně vyráběných deskových rekuperátorů uvádějí v závislosti na konkrétním provedení hodnoty teplotní účinnosti až 80 %. Pro dosažení vyšší účinnosti by bylo například změnit délku výměníku anebo využít výparné teplo v odváděném vzduchu při skupenské změně, tedy využít kondenzace vodní páry v odváděném vzduchu. Při dostatečně velkých teplosměnných plochách a vetší délce komor je možné dosáhnout relativně vysokých hodnot teoretické teplotní účinnosti (i kolem 90 %). Je třeba ale počítat i s negativními odpady zvětšování výměníku. Spolu s větším výměníkem roste i prostorová náročnost už tak velkých vzduchotechnických jednotek, a hlavně narůstá i tlaková ztráta takového rekuperátoru. Vyšší tlakovou ztrátu rekuperátoru musí překonat ventilátory, tím roste jejich příkon a spotřeba elektrické energie.

16 ZÁVĚR

Tématem mé diplomové práce bylo hodnocení provozu systému ZZT pro JIP. V teoretické části jsou popsány systémy zpětného získávání tepla. Cílem této části je seznámení se s tématem systémů ZZT, druhy výměníků a jejich použití.

Ve výpočtové části byly navrženy tři varianty systémů zpětného získávání tepla pro čisté nemocniční prostory jednotky intenzivní péče. Samotný návrh průtoků vzduchu, distribučních elementů a VZT rozvodů byl použit z bakalářské práce. Návrh byl obohacen o srovnání dvou metod výpočtu tepelné bilance. Cílem výpočtové části bylo zhodnocení jednotlivých navržených variant, řešení z hlediska vnitřního prostředí, prostorových nároků a ekonomiky provozu. Byly zde nastíněny tři varianty návrhu sytému ZZT, a to varianta s deskovým výměníkem, který byl navržen již v BP, dále varianta s využitím teplonosné látky – kapalinovým, konkrétně glykolovým okruhem, a nakonec varianta s integrovaným tepelným čerpadlem.

Experimentální část se věnuje měření a následnému vyhodnocení dat reálného VZT zařízení. Experiment byl proveden na vzduchotechnické jednotce obsluhující oddělení jednotky intenzivní péče jedné brněnské nemocnice. Cílem bylo ověřit účinnost zpětného získávání tepla reálného deskového rekuperátoru osazeného ve vzduchotechnické jednotce

17 POUŽITÉ ZDROJE

Knihy a akademické zdroje

[1] SZÉKYOVÁ, Marta, Karol FERSTL a Richard NOVÝ. *Větrání a klimatizace*. Bratislava: JAGA GROUP, 2006. ISBN 80-8076-037-3.

[2] CHYSKÝ, J, HEMZAL, K, a kol. Technický průvodce Větrání a klimatizace

[3] GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2. vydání. Brno: ERA group spol., 2007. ISBN 978-80-7366-091-8.

[4] neobsazeno

Zákony, vyhlášky, normy směrnice

[5] ČSN EN 305 – Výměníky tepla – Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla, Kat. čís.: 52391, Vydána: 5. 1998

Elektronické zdroje

[6] ZIKÁN, Zdeněk, Zpětné získávání tepla a větrání objektů, 2010. Zdroj: https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu, TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov, ISSN 1801-4399 [online]. [cit. 2023-09-28]. Dostupné z: https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu

[7] LAIN, Miloš, Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (I), 2006. Zdroj: http://www.tzbinfo.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-aklimatizaci-i. TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov, ISSN 1801-4399 [online]. [cit. 2023-09-28]. Dostupné z: http://www.tzbinfo.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrania-klimatizaci-i

[8] Výměníky tepla v energetice [online]. [cit. 2023-09-28]. Dostupné z: http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-n%C3%A1vrh-v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADku.pdf

[9] www.fsv.cvut.cz [online], [cit.2023-09-28]. Dostupné z: http://www.fsv.cvut.cz/svoc/2006/prisp/09/henkl.pdf

[10] TECHNIKA PROSTŘEDÍ: ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA VE VZDUCHOTECHNICE. TECHNIKA PROSTŘEDÍ: www.qpro.cz [online]. 2014 [cit.2023-09-28]. Dostupné z: http://www.qpro.cz/ZZT-rekuperaceregenerace

[11] Hodnocení rekuperačních výměníků metodou energií tepelných toků. Adamovský, Daniel. 4/2007, Praha : Společnost pro techniku prostředí, 2007, Vytápění větrání instalace, stránky 221-226. ISSN 1210-1389. [online] [cit. 2023-09-28].

[12] HEMZAL, Karel, ZZT – známé principy v nových aplikacích, ISSN 1801-4399, [online], [cit. 2023-09-28]. Dostupné z: https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/2453-zzt-zname-principy-v-novych-aplikacich

[13] TECHNIKA PROSTŘEDÍ: VÝPOČET STAVU VZDUCHU PŘI OHŘEVU A VÝKONU OHŘÍVAČE. TECHNIKA PROSTŘEDÍ: www.qpro.cz [online]. 2014 [cit.2023-09-28]. Dostupné z: https://www.qpro.cz/Psychrometricke-vypocty-informace

[14] ADAMOVSKÝ, Daniel. Energetické systémy zpětného získávání tepla z větracího vzduchu, http://tzb.fsv.cvut.cz/ [online]. [cit. 2023-09-29]. Dostupné z: http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/tz30/prednasky/tz30-10.pdf

[15] Entalpický výměník, [online]. [cit. 2023-12-17]. Dostupné z: https://www.infobydleni.cz/news/vetrani-s-rekuperaci-8-funkce-entalpickeho-vymeniku-a-jeho-vyuziti/

[16] Princip činnosti tepelného čerpadla, [online]. [cit. 2023-12-17]. Dostupné z: https://www.ekovy.cz/jak-funguje-tepelne-cerpadlo.htm

[17] POSTUPA, Martin, KASTT, spol. s.r.o., Moderní rotační výměníky tepla, ISSN 1801-4399 [online]. [cit. 2023-10-10]. Dostupné z: https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla

[18] Ecodesign [online]. 2003 [cit. 2023-10-10]. ISBN 80-72 12-230-4. Dostupné z: https://www.mzp.cz/web/edice.nsf/7907A38F19E1D57EC1256FC0004FE74D/$file/ekodesign.pdf

[19] Úřední věstník Evropské unie, Nařízení komise (EU) č.1253/2014 ze dne 7.července 2014, [online], 2014 [cit. 2023-10-10]. ISBN 80-72 12-230-4. Dostupné z: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1253

[20] Kompresorové jednotky řady K pro jednotky AeroMaster XP. In: *https://www.remak.eu* [online]. [cit. 2023-12-14]. Dostupné z: https://www.remak.eu/sites/default/files/files/cz_kj_manual_2016-05-10.pdf

[21] RUBINA, Aleš. Vybrané statě ze vzduchotechniky – Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice, Ecodesign 2018.VUT v Brně, 2019

[22] vlastní fotoarchiv

[23] Cometsystem.cz [online]. [cit. 2023-12-17]. Dostupné z: https://www.cometsystem.cz/produkty/reg-s3120

18 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

Zkratky

ČP – čistý prostor

VZT – vzduchotechnika, vzduchotechnický/-á, -é

OS – operační sál

ZZT – zpětné získávání tepla

Fyzikální veličiny

a – zrychlení [m/s^2]

C_n – je maximální povolená koncentrace částic (n/m^3)

N – třída čistoty prostředí dle ČSN EN ISO 14 644-1, kde N= 1-9

D – velikost částice [μm]

c – koncentrace [ppm]

F – síla [N]

h – výška [m]

m – hmotnost [kg]

n – násobnost výměny vzduchu [h^{-1}]

S – plocha [m^2]

t – čas [s], teplota [°C]

v – rychlost [m/s]

V – objemový průtok [m^3/h]

ε – efektivita [-]

P – hustota [kg/m^3]

φ – relativní vlhkost [%]

L_W – hladina akustického výkonu [dB]

L_P – hladina akustického tlaku [dB]

Q – směrový činitel [-]

α – činitel pohltivosti [-]

A_k – plocha konstrukce [m^2]

U_{kc} – součinitel prostupu tepla konstrukce [W/m^2K]

e_k – korekční činitel zahrnující exponování, klimatické podmínky [-]

ΔU – korekční součinitel [W/m^2K]

$U_{equie,k}$ – ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukce v kontaktu se zeminou [W/m^2K]

f_{g1} – opravný součinitel, uvažující vliv roční změny průběhu venkovní teploty, stanovená národní hodnota [-]

f_{g2} - opravný součinitel, zahrnující roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou [-]

G_w - opravný součinitel na vliv spodní vody [-]

$\theta_{init,i}$ – teplota interiéru [°C]

$\theta_{m,e}$ – teplota zeminy [°C]

θ_e – vnější výpočtová teplota [°C]

f_{ij} – součinitel redukce teploty [-]

θ_i – teplota přilehlého prostoru [°C]

19 SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obrázky

Obr. 2.1 – Princip ZZT [7] 14

Obr. 3.1 – Citelné a vázané teplo [8] **Obr. 3.2** – Obecné schéma ZZT [11] 16

Obr. 4.1 – hx diagram – rekuperace I **Obr. 4.2** – hx diagram – rekuperace II 19

Obr. 4.3 – hx diagram – regenerace I **Obr. 4.4** – hx diagram – regenerace II 19

Obr. 5.1 – Rozdělení výměníků ZZT 20

Obr. 5.2 – Schéma deskového výměníku s křížovým prouděním vzduchu [3] 21

Obr. 5.3 – Schéma deskového protiproudého rekuperačního výměníku [6] 21

Obr. 5.4 – Schéma přenosu částic přes membránu entalpického výměníku [15] 22

Obr. 5.5 – Schéma s protimrazovým zapojením [1] 23

Obr. 5.6 – Schémata příkladů možných zapojení systémů ZZT s kapalinovým okruhem [1] 23

Obr. 5.7 – Princip činnosti teplené trubice při zimním chodu zařízení *a) gravitační, b) kapilární* [1] 24

Obr. 5.8 – Příklad použití tepelných trubic pro ZZT v běžné dvoupodlažní sestavovací větrací jednotce [1] 25

Obr. 5.9 – Schéma činnosti tepelného čerpadla při ZZT z odváděného vzduchu [1] 25

Obr. 5.10 – Princip činnosti tepelného čerpadla [16] 26

Obr. 5.11 – Princip činnosti rotačního výměníku, legenda k hx-diagramu viz Obr. 5.2 [17] [3] . 27

Obr. 5.12 – Princip činnosti přepínacího výměníku, legenda k hx-diagramu viz Obr. 5.2 [3] 28

Obr. 6.1 – Schéma deskového výměníku s obtokem [3] 28

Obr. 9.1 – Zvláštní požadavky na ekodesign větracích jednotek pro jiné než obytné budovy dle čl. 3 odst. 2 a čl.3 odst. [19] 30

Obr. 10.1 – Kritéria výběru systému zpětného získávání tepla [3] 31

Obr. 12.1– Funkční celek č.1 – JIP 34

Obr. 12.2 - Ukázka přívodního elementu s čistým nástavcem [24] 44

Obr. 12.3 – Ukázka distribučního elementu VVM [27] 44

Obr. 12.4 – Ohebná hadice Sonoflex [31] 44

Obr. 12.5 – Jednočarové schéma rozvodů VZT – zařízení č. 1 44

Obr. **13.1** – Axonometrický pohled na VZT jednotku (ZČ1) 45

Obr. **14.1** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s deskovým výměníkem 47

Obr. **14.2** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – stav deklarovaný výrobcem 48

Obr. **14.3** – Modelová situace úpravy vzduchu – od výrobce (Δt=35 K) 49

Obr. **14.4** – Modelová situace úpravy vzduchu – vlhčení interiéru na 25% (Δt=35 K) 49

Obr. **14.5** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – možný reálný stav 50

Obr. **14.6** – Modelová situace úpravy vzduchu – reálný stav (Δt=35 K) 50

Obr. **14.7** – Modelová situace úpravy vzduchu – reálný stav (Δt=20 K) 51

Obr. **14.8** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s glykolovým okruhem 52

Obr. **14.9** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=35 K) 52

Obr. **14.10** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s deskovým výměníkem – stav deklarovaný výrobcem 53

Obr. **14.11** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=20 K) 54

Obr. **14.12** – VZT jednotka (ZČ1) – varianta s integrovaným tepelným čerpadlem 55

Obr. **14.13** – Kompresorová jednotka KDH-S2-58 [20] 55

Obr. **14.14** – Výpočet teploty za ZZT 56

Obr. **14.15** – hx – diagram úpravy vzduchu VZT jednotky s integrovaným tepelným čerpadlem (Δt = 35 K) 57

Obr. **14.16** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=35 K) 57

Obr. **14.17** – Modelová situace úpravy vzduchu – (Δt=20 K) 58

Obr. **14.18** – Graf závislosti účinnosti ZZT na venkovní teplotě [20]..... 60

Obr. **14.19** – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku 61

Obr. **14.20** – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku 64

Obr. **14.21** – Modelový rok – rozvrstvení teplot v průběhu roku 67

Obr. **15.1** – Schéma VZT zařízení a očíslovanými dataloggery [22]..... 72

Obr. **15.2** – Měřená vzduchotechnická jednotka [22]..... 73

Obr. **15.3** – Datalogger Comet S 3120 [23] 74

Obr. **15.4** – Deskový výměník [22] 74

Obr. **15.5** – Ukázka ze systému MaR [22]..... 74

Tabulky

Tabulka 1 - Vypočtené součinitele prostupu tepla pro dané konstrukce 36

Tabulka 2 - Výpočet tepelné bilance v hodinových intervalech 38

Tabulka 3 - Výpočet průběhu teplot během dne v interiéru Chýského metodou 41

Tabulka 4 --Tabulka místností a vnější okrajové podmínky pro ZČ.1..... 43

Tabulka 5 - Tabulka místností a vnější okrajové podmínky pro ZČ.1..... 46

Tabulka 6 - Charakteristika deskového rekuperátoru..... 47

Tabulka 7 - Souhrnná tabulka simulací pro deskový výměník (varianta 1)..... 51

Tabulka 8 - Souhrnná tabulka simulací pro výměník s glykolovým okruhem (varianta 2) 54

Tabulka 9 – Souhrnná tabulka simulací pro výměník s integrovaným TČ (varianta 3) 58

Tabulka 10 - – Souhrnná tabulka investičních nákladů pro jednotlivé varianty 58

Tabulka 11 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce.... 61

Tabulka 12 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku 62

Tabulka 13 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce.... 64

Tabulka 14 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku 65

Tabulka 15 – Spotřeby energií v závislosti na venkovních teplotách a jejich četnosti v roce 67

Tabulka 16 – Spotřeby energií po jednotlivých měsících modelového roku 68

Tabulka 17 – Srovnání spotřeb energií pro jednotlivé varianty..... 70

Tabulka 18 – Četnosti % otevření klapky a odvodní účinnosti (únor) 77

Tabulka 19 – Četnosti % otevření klapky a odvodní účinnosti (červenec) 80

Tabulka 20 – Četnosti % otevření klapky a přívodní /odvodní účinnosti (říjen)..... 83

Grafy

Graf 1 – Graf průběhu tepelného toku sluneční radiace okny během dne ručním výpočtem ... 39

Graf 2 – Graf průběhu tepelného toku sluneční radiace okny během dne ze softwaru Teruna 39

Graf 3 – Graf průběhu tepelné zátěže během dne ručním výpočtem 40

Graf 4 - Graf průběhu tepelné zátěže během dne ručním výpočtem ze softwaru Teruna 40

Graf 5 – Graf průběhu teploty vzduchu v interiéru během dne ručním výpočtem 42

Graf 6 – Graf průběhu teploty vzduchu v interiéru během dne ze softwaru Teruna 42

Graf 7 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu 62

Graf 8 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení 62

Graf 9 – Graf roční bilance spotřeby páry..... 63

Graf 10 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě 63

Graf 11 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku 63

Graf 12 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu 65

Graf 13 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení 65

Graf 14 – Graf roční bilance spotřeby páry..... 66

Graf 15 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě 66

Graf 16 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku..... 66

Graf 17 – Graf roční bilance spotřeby tepla a chladu 68

Graf 18 – Graf roční bilance spotřeby tepla pro letní odvlhčení..... 68

Graf 19 – Graf roční bilance spotřeby páry..... 69

Graf 20 – Graf závislosti účinnosti výměníku ZZT na venkovní teplotě 69

Graf 21 – Graf průběhu účinnosti výměníku ZZT v průběhu roku..... 69

Graf 22 – Graf průběhu účinností jednotlivých výměníků ZZT v průběhu roku..... 70

Graf 23 – Graf odvodní účinnosti v závislosti na průběhu venkovních teplot a stavu klapky rekuperace..... 75

Graf 24 – Graf průběhu venkovních teplot 76

Graf 25 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace..... 76

Graf 26 – Graf průběhu odvodní účinnosti (únor) 76

Graf 27 – Graf závislosti odvodní účinnosti na venkovní teplotě..... 77

Graf 28 – Krabicový graf odvodní účinnosti v závislosti na třídě teploty..... 78

Graf 29 – Graf průběhu venkovních teplot 79

Graf 30 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace..... 79

Graf 31 – Graf průběhu odvodní účinnosti (červenec) 79

Graf 32 – Graf průběhu teplot v okolí rekuperátoru..... 81

Graf 33 – Graf průběhu relativních vlhkostí v okolí rekuperátoru..... 81

Graf 34 – Graf průběhu venkovních teplot (říjen)..... 82

Graf 35 – Graf průběhu přívodní a odvodní účinnosti (říjen)..... 82

Graf 36 – Graf průběhu stavu klapky rekuperace (říjen) 82

PŘÍLOHY ČÁSTI B

Funkční schémata

PŘÍLOHA Č. 1 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK

PŘÍLOHA Č. 2 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 2 – GLYKOLOVÝ OKRUH

PŘÍLOHA Č. 3 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 3 – INTEGROVANÉ TEPELNÉ ČERPADLO

Technická zpráva

PŘÍLOHA Č. 4 – TECHNICKÁ ZPRÁVA (z BP)

Specifikace

PŘÍLOHA Č. 5 – SPECIFIKACE Z.Č.1 – VAR.1, VAR.2, VAR.3

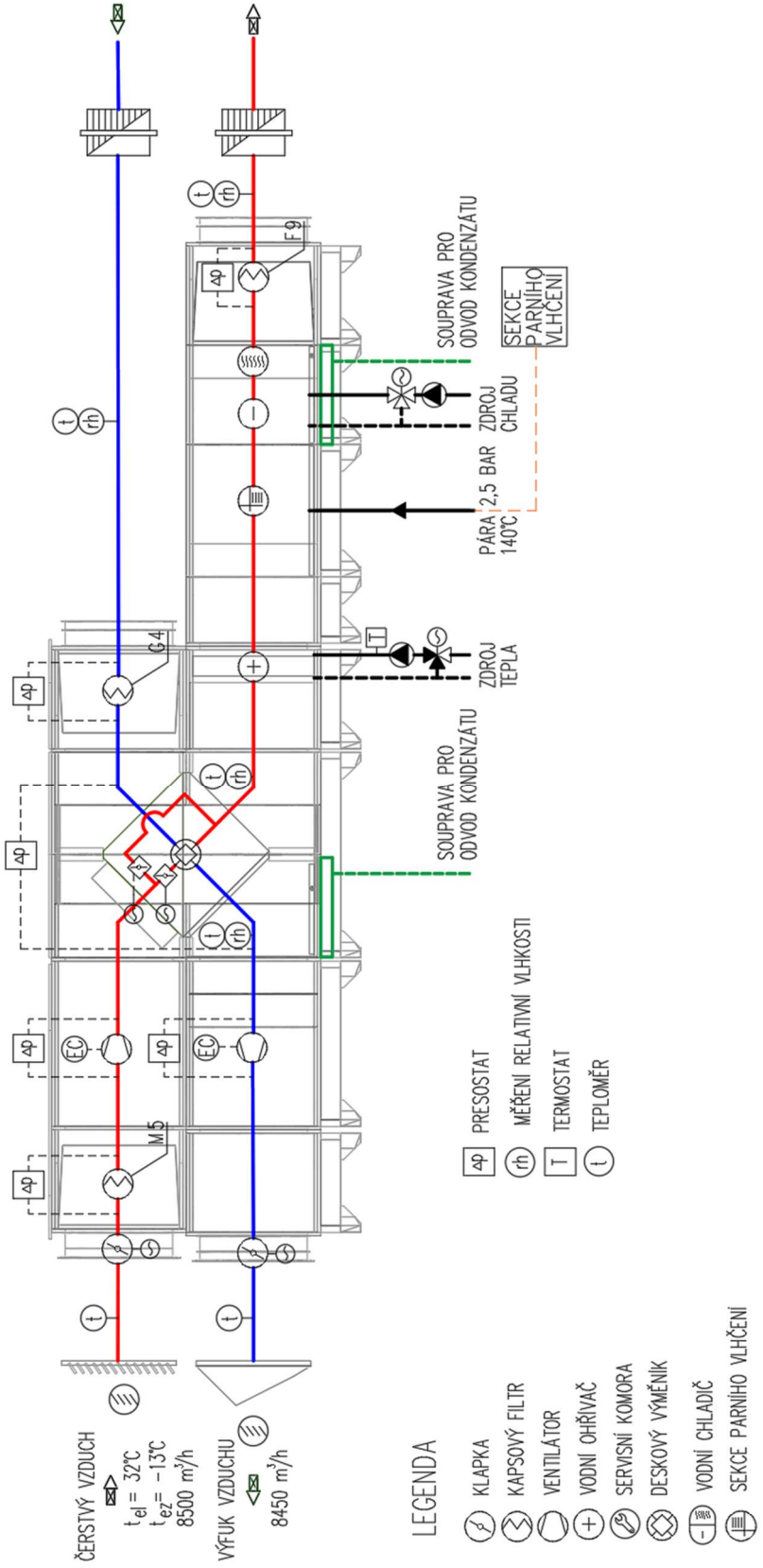
Výkresy (z BP)

D.1.4 VZDUCHOTECHNIKA, VYTÁPĚNÍ A CHLAZENÍ

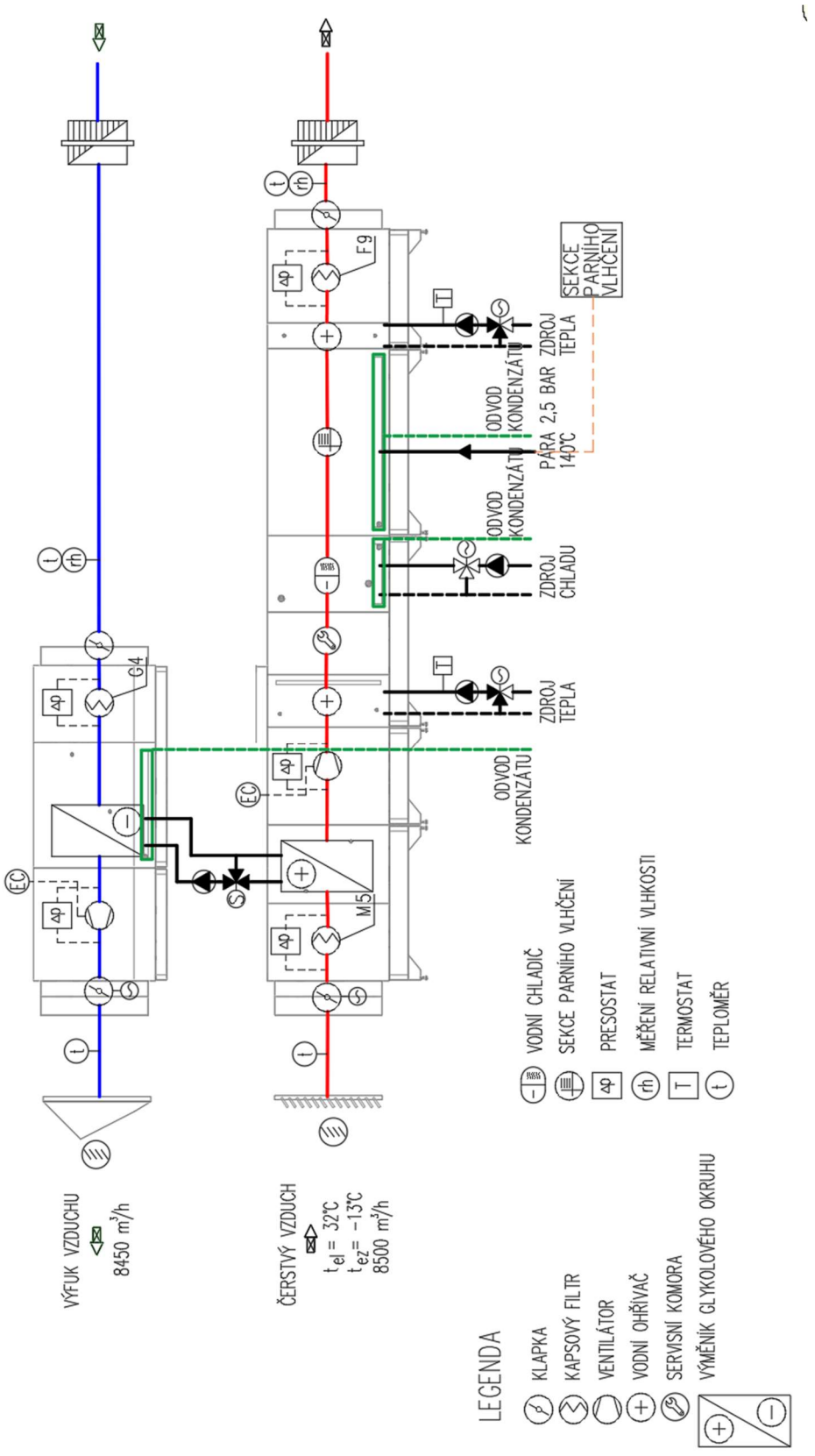
- D.1.4.1 PŮDORYS 2NP, SVISLÉ ŘEZY A-A´, B-B´
- D.1.4.2 SVISLEÝ ŘEZ C-C´
- D.1.4.3 PŮDORYS STROJOVNY VZT A SVISLÉ ŘEZY E-E´, F-F´, H-H´, I-I´, J-J´
- D.1.4.4 REGULAČNÍ SCHÉMA – VAR. Č. 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK
- D.1.4.5 REGULAČNÍ SCHÉMA – VAR. Č. 2 – GLYKOLOVÝ OKRUH
- D.1.4.6 REGULAČNÍ SCHÉMA – VAR. Č. 3 – TEPELNÉ ČERPADLO

Pozn.:
Výkresová část D.1.4 je přiložena samostatně.

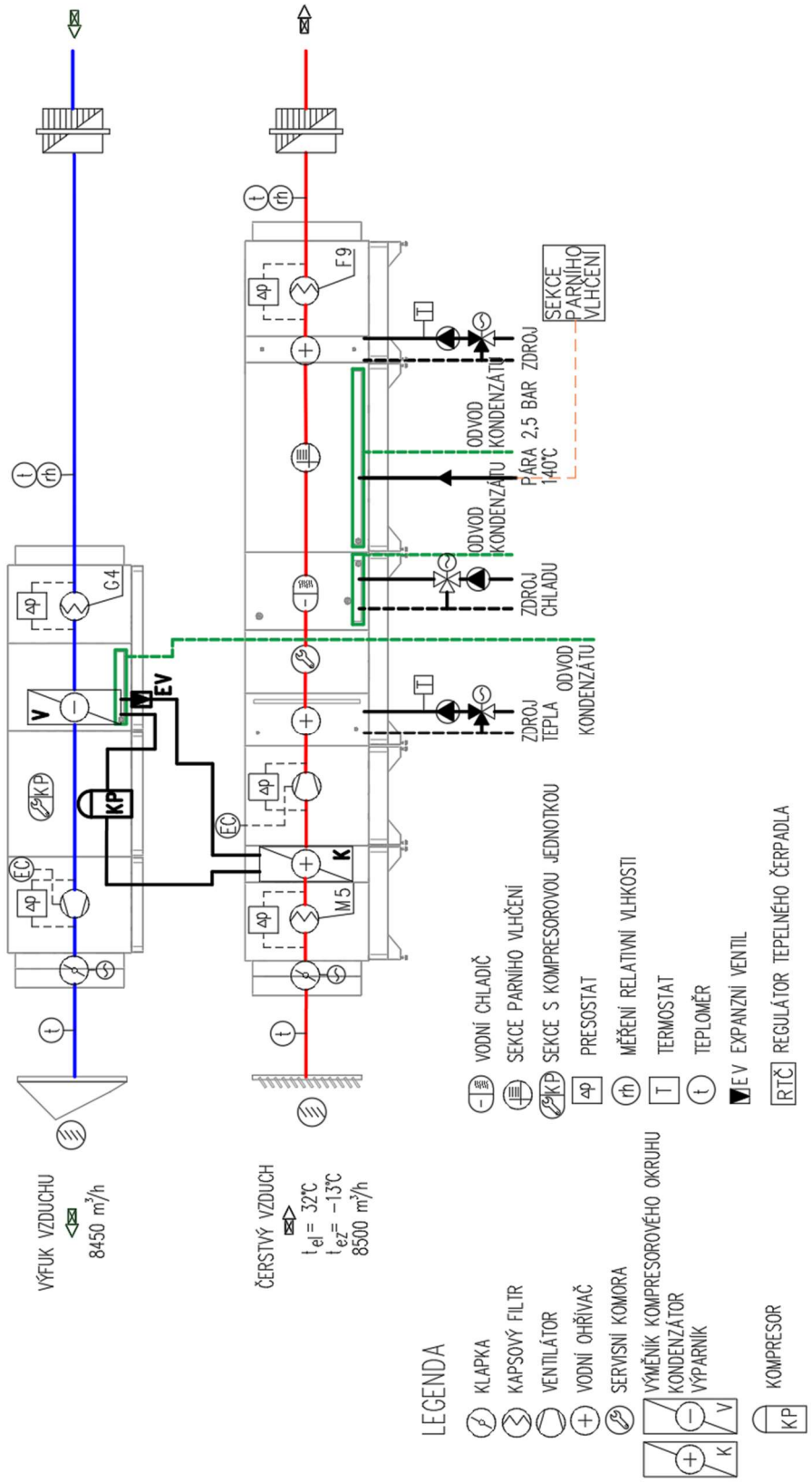
PŘÍLOHA Č. 1 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 1 – DESKOVÝ VÝMĚNÍK



PŘÍLOHA Č. 2 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 2 – GLYKOLOVÝ OKRUH



PŘÍLOHA Č. 3 – FUNKČNÍ SCHÉMA – VARIANTA 3 – INTEGROVANÉ TEPELNÉ ČERPADLO



TECHNICKÁ ZPRÁVA (z BP)

1 ÚVOD

Předmětem projektové dokumentace pro stavební povolení je návrh větrání a klimatizace stávajících rekonstruovaných prostorů oddělení jednotky intenzivní péče ve 2. patře nemocnice v Brně. Návrh byl proveden tak, aby byly zajištěny požadavky na vnitřní mikroklima, třídu čistoty prostředí a aby byly dodrženy předepsané hodnoty hygienických výměn vzduchu.

1.1 Podklady pro zpracování

Jako podklady pro zpracování projektu byly použity slepé matrice daných půdorysů v elektronické podobě. Další částí podkladů byly České technické normy, zákony, vyhlášky a údaje od příslušných výrobců zejména:

- Nařízení vlády č. 241/2018 Sb., kterým se mění nařízení vlády č. 272/2011 Sb. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací ve znění nařízení vlády č.217/2016 Sb.
- Vyhláška č. 20/2012 Sb., kterou se mění Vyhláška 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby
- Vyhláška č.6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- Vyhláška č. 78/2013 Sb. o energetické náročnosti budov, ve znění vyhlášky č.230/2015 Sb.
- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů (1986)
- ČSN EN 15255 - Tepelné chování budov Výpočet chladícího výkonu pro odvod citelného tepla z místnosti – obecná kritéria a validační postupy (2008)
- ČSN EN ISO 14644-1 Čisté prostory a příslušné řízené prostředí – Část 1: Klasifikace čistoty vzduchu
- ČSN 12 7010 - Navrhování větracích a klimatizačních zařízení (2014)
- ČSN EN 1822-1 Vysoce účinné filtry vzduchu (HEPA a ULPA), část 1 - Klasifikace, ověřovaní vlastnosti, označovaní
- ČSN EN 1822-2 Vysoce účinné filtry vzduchu (HEPA a ULPA), část 2 – Výroba aerosolu, měřící zařízení, statistické počítání částic
- ČSN 730835 Požární bezpečnost staveb – budovy zdravotnických zařízení a sociální péče
- ČSN EN 1507 Větraní budov – Kovové plechové potrubí pravoúhlého průřezu – požadavky na pevnost a těsnost
- ČSN EN 15780 Větrání budov – Vzduchovody, čistota vzduchotechnických zařízení
- Vyhláška 6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- Nařízeni EK – požadavky na ECODESIGN větracích jednotek od 1.1 2018

1.2 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo	Brno
Nadmořská výška:	227 m n. m.
Normální tlak vzduchu:	101,3 kPa
Výpočtová teplota vzduchu:	léto: 32 °C zima: -13 °C entalpie: léto 64 jK/kg s.v. měrná vlhkost: zima 1 g/kg

2 ZÁKLADNÍ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Předmětem projektové dokumentace pro stavební povolení je návrh větrání a klimatizace stávajících rekonstruovaných prostorů oddělení jednotky intenzivní péče ve 2. patře nemocnice v Brně. Návrh byl proveden tak, aby byly zajištěny požadavky na vnitřní mikroklima, třídu čistoty prostředí a aby byly dodrženy předepsané hodnoty hygienických výměn vzduchu. Jedná se o objekt občanské vybavenosti – nemocnice.

Objekt má šest nadzemích podlaží, jedno podzemní podlaží a střešní nástavbu. V posledním podlaží – střešní nástavbě je umístěna strojovna vzduchotechnických zařízení. Objekt je půdorysně obdélníkového tvaru. Jedná se o starší objekt tvaru U o sedmi nadzemních podlažích s novou třípodlažní přístavbou obdélníkového tvaru. Řešené prostory se nacházejí ve 2.NP nové vestavby.

Řešený objekt JIP je rozdělen do dvou funkčních celků, každý z nich je obsluhován jednou vzduchotechnickou jednotkou. Pro potřeby diplomové práce se funkční celek č.2 neřeší.

Funkční celek č.1 - JIP

- Třída čistoty prostředí: 8, ČSN EN ISO 14644-1 (125301)
- Světlá výška místnosti: 3 m
- Celková podlahová plocha: 284,40 m^2
- Celkový objem funkčního celku: 853,20 m^3
- 2. nadzemní podlaží
- 16 místností

2.1 Stavební větrání

Stavební větrání bude zabezpečovat nucenou výměnu vzduchu v provozních, provozně technických místnostech a v místnostech hygienického vybavení v souladu s příslušnými hygienickými, zdravotnickými, bezpečnostními, protipožárnímu předpisy a normami platnými na území České republiky. Větrání na oddělení JIP je navrženo jako přetlakové pro lůžkové pokoje, inspekční pokoj, čistící místnost, filtr a jiné, a jako podtlakové pro hygienická zázemí. Okna jsou navržena jako těsná a neuvažuje se s přirozeným větráním.

2.2 Hygienické větrání

Hygienické větrání je navrženo, aby zabezpečovalo nucenou výměnu vzduchu v provozně-technických místnostech a v místnostech hygienického vybavení nejméně na úrovni hygienického minima ve smyslu obecně závazných předpisů.

Pro projektové řešení byly přijaty základní podmínky:

- Bylo navrženo podtlakové větrání ve většině hygienických zařízení (úklidové komory, WC, umývárny)
- Přívod čerstvého upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 24 °C a pro zimní období 24 °C
- Počet stupňů a třída filtrace bude určena dle třídy čistoty prostředí řešeného prostoru dle ČSN EN ISO 14644-1.
- JIP – tři stupně filtrace: M5/ISO eMP 10>60 %, F9/ISO eMP 1 85 %, HEPA fitry H13
- Maximální přípustná hladina vnitřního hluku L_{amaxp} splňuje Nařízení č.272/2011 Sb. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Nemocnice, JIP – noční provoz 22:00-6:00 25 dB/A
- Nemocnice, JIP – denní provoz 6:00-22:00 35 dB/A

  V době nočního provozu bude provoz VZT jednotky snížen na 70 % nominálního průtoku a limit hladiny akustického hluku 25 dB pro noční provoz bude splněn.

2.3 Klimatizace zdravotnických prostor

Klimatizace zajišťuje

Přívod čerstvého upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 24 °C a pro zimní období 24°C.

Relativní vlhkost upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 55 % a pro zimní období 40 %.

Počet stupňů a třída filtrace bude určena dle třídy čistoty prostředí řešeného prostoru dle ČSN EN ISO 14644-1.

Pro JIP budou použity tři stupně filtrace přiváděného vzduchu. Na přívodu vzduchu do VZT jednotky: M5/ISO eMP 10>60 %, na přívodu vzduchu do klimatizovaných F9/ISO eMP 1 85 % a na přívodu vzduchu koncovým elementem s vířivým anemostatem s HEPA filtry H13. Odváděný vzduchu z oddělení JIP bude filtrován na výstupu z VZT jednotky třídou filtrace G4/ ISO Coarse 60 %.

Zimní ohřev přiváděného vzduchu nepokrývá zcela tepelné ztráty větráním a tepelné ztráty prostupem všech místností. U místností, kde tepelné ztráty nebudou pokryty teplovzdušným vytápěním budou ztráty pokryty ústředním vytápěním, zajistí profese vytápění.

2.4 Technologické větrání a klimatizace

Není řešeno.

2.5 Energetické zdroje

Elektrická energie

Pro pohon elektromotorů VZT a klimatizačního zařízení bude zřízena soustava 3 + PEN, 50 Hz, 400 V/230 V.

Tepelná energie

Pro ohřev a chlazení vzduchu bude zřízena topná a studená voda s rozsahem teplot tw1/tw2 70/45 °C, resp. tw1/tw2 7/13°C. Rozvody teplé i studené vody zajistí profese ZTI.

Pára

Vlhčení vzduchu je zajištěno zvlhčovačem umístěným přímo v centrální jednotce VZT.

3 POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

3.1 Koncepce větracích a klimatizačních zařízení

Návrh klimatizace a větrání vychází ze stavebních dispozic objektu, technických možností a požadavků kladených na interní mikroklima v daných místnostech.

Jednotlivé klimatizované prostory oddělení jednotky intenzivní péče a zázemí zaměstnanců (neřeší se) se nacházejí ve 2. patře budovy.

Centrální jednotka VZT bude opatřena vodním chladičem, vodním ohřívačem, filtry, parním zvlhčovačem a eliminátorem kapek. Jednotka bude osazena ve strojovně VZT systémem ZZT, který bude v první variantě návrhu pomocí deskového výměníku dosahovat účinnosti v souladu s aktuálně platnými požadavky Ecodesignu. Strojovna se nachází ve střešní nástavbě v 7.NP.

Ve variantě č.2 bude zpětný zisk tepla realizován pomocí glykolového okruhu.

Ve variantě č.3 bude zpětný zisk tepla realizován pomocí integrovaného tepleného čerpadla.

Zařízení č.1 – Klimatizace prostorů JIP

Pro prostory JIP budou použity tři stupně filtrace přiváděného vzduchu, dle ČSN EN ISO 14644-1. Na přívodu vzduchu do VZT jednotky M5/ISO eMP 10>60 %, na přívodu vzduchu do klimatizovaných prostor F9/ISO eMP 1 85 % a na přívodu vzduchu koncovým elementem s vířivým anemostatem s HEPA filtry H13. Odváděný vzduchu z oddělení JIP bude filtrován na výstupu z VZT jednotky třídou filtrace G4/ ISO Coarse 60 %.

Jednotka je osazena ventilátorem s motorem typu EC motor – EI5.

Přívod čerstvého upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 25 °C a pro zimní období 25°C. V jednotce dochází k řízené úpravě vlhkosti vzduchu – relativní vlhkost upraveného vzduchu bude na oddělení JIP pro letní období 55 % a pro zimní období 40 %.

Jednotka VZT je typu AeroMaster XP 13 s vnějším pláštěm z komaxitovaného plechu.

Stupně filtrace:

	Přívod	Odvod
1. stupeň filtrace	M5 / ISO ePM 10 >60 %	G4 / ISO Coarse 60 %
2. stupeň filtrace	F9 / ISO ePM 1 85 %	-

Zimní ohřev přiváděného vzduchu nepokrývá zcela tepelné ztráty větráním a tepelné ztráty prostupem všech místností. U místností, kde tepelné ztráty nebudou pokryty teplovzdušným vytápěním budou ztráty pokryty ústředním vytápěním, zajistí profese vytápění.

Chlazení přiváděného vzduchu bude zabezpečeno výhradně VZT jednotkou.

Sání čerstvého vzduchu je zabezpečeno přes protihlukovou, protidešťovou, pozinkovanou žaluzii Stavoklima PHZE osazenou na severní straně objektu. Výfuk znehodnoceného vzduchu bude zabezpečen také přes protihlukovou, protidešťovou, pozinkovanou žaluzii Stavoklima PHZE osazenou na jižní straně objektu strojovny. Sání a výfuk budou osazeny v dostateční vzdálenosti od sebe, aby nedocházelo ke zpětnému nasávání již znehodnoceného vzduchu.

Přívodní, odvodní potrubí, potrubí výtlaku i sání ve strojovně i přívodní a odvodní potrubí v šachtě bude z důvodu možné kondenzace vodní páry opatřeno tepelnou izolací z kamenné vlny Orstech LSP H, a to tloušťky 60 mm. Přívodní potrubí v interiéru bude opatřeno izolací tloušťky 40 mm.

Jednotka bude napojena rozvody teplé a studené vody. Pro ohřev a chlazení vzduchu bude zřízena topná a studená voda s rozsahem teplot tw1/tw2 70/44 °C, resp. tw1/tw2 7/13°C. Rozvody teplé i studené vody zajistí profese ZTI.

Potrubí, kde je to z hlediska požárně-bezpečnostního řešení vyžadované, budou izolované protipožární izolací s atestem s požadovanou dobou odolnosti. Jako opatření pro zabránění šíření nepřiměřeného hluku a vibrací do obsluhovaných prostor a do exteriéru, jsou do potrubí u VZT jednotky vloženy buňkové tlumiče.

Systém centrálního větrání a klimatizace je navržen jako přetlakový (kaskádový přetlak) vůči prostorům hygienických zázemí, viz tlaková mapa. Stejně tak celé oddělení (viz m.č. 264 – FILTR) je navrženo v přetlaku vzhledem k okolním prostorám.

Spouštění a ovládání systému centrálního větrání a klimatizace bude řešeno centrálně prostřednictvím systému MaR, měřeni a regulace, včetně možnosti úpravy teploty přiváděného vzduchu v rozmezí +/- 5°C. Umístění příslušných ovladačů a čidel (teplotní čidlo v referenční místnosti a jiné) je řešeno v profesi MaR.

4 NÁROKY NA ENERGIE

K zajištění chodu větracích a klimatizačních zařízení je třeba zabezpečit zdroje energií uvedené v technických specifikacích jednotlivých zařízení

5 MĚŘENÍ A REGULACE, PROTIMRAZOVÁ OCHRANA

Navržené vzduchotechnické jednotky budou řízeny a regulovány samostatným systémem měření a regulace – profese MaR.

- silové napájení ovládaných zařízení, ovládání chodu ventilátorů
- napojení ventilátorů VZT jednotek pro čisté prostory na záložní zdroj – určení konkrétních ventilátorů viz tabulka výkonů
- napojení servoklapek a regulátorů průtoku na záložní zdroj
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu teplovodního ohřívače v zimním období –vlečná regulace (směšování)
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu vodního chladiče v letním období (rozdělování)
- řízené zimní dovlhčování – ovládání parního zvlhčovače (elektrické odporové vyvíječe páry)
- signalizace bezporuchového chodu ventilátorů pomocí diferenčního snímače tlaku

- umístění teplotních a vlhkostních čidel podle požadavku (referenční místnosti)
- řízení účinnosti deskového výměníku nastavováním obtokové klapky protimrazová ochrana deskového rekuperátoru na základě teplotního čidla za
- ovládání uzavíracích klapek na jednotce
- protimrazová ochrana teplovodního výměníku – měření na straně vzduchu i vody.
- Při poklesnutí teploty: 1. vypnutí ventilátoru, 2. uzavření klapek, 3. otevření třícestného ventilu, 4. spuštění čerpadla
- plynulá regulace výkonu ventilátorů na přívodu i odvodu vzhledem ke stupni zanášení filtrů (frekvenční měniče)
- provozní stavy VZT jednotek: plný chod, 70 % výkonu, útlum
- snímání zanášení třetího stupně filtrace (vybrán čistý nástavec v místnosti č. 246 JIP 3L)
- signalizace zanesení filtrů
- ovládání regulátorů proměnlivého (konstantního) průtoku vzduchu
- poruchová signalizace, připojení regulace a signalizace všech zařízení na velící centralizované stanoviště
- zajištění požadovaných současností chodu jednotlivých zařízení v příslušných funkčních celcích
- všechny centrální jednotky (motory) jsou vybaveny vlastní tepelnou ochranou PTC, termistorem
- signalizace požárních klapek (Z / O) – podružná signalizace polohy na panel požárních klapek

6 NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE

6.1 Stavební úpravy spojené s VZT:

- otvory pro prostupy vzduchovodů včetně zapravení a odklizení sutě
- obložení a dotěsnění prostupů VZT potrubí izolačními protiotřesovými hmotami v rámci zapravení
- zajištění případných nátěrů VZT prvků umístěných na fasádě, či střeše objetu (architektonické ztvárnění)
- stavební, výpomocné práce
- zřízení revizních otvorů pro přístup k ventilátorům, regulačním a požárním klapkám v nerozebíratelných částech podhledu

6.2 Silnoproud

- silové napojení MaR pro řízení VZT jednotek
- silové napojení a spouštění požárních ventilátorů ze zálohového zdroje
- opatření el. Zařízení výstražnými štítky dle ČSN ISO 3864

6.3 ÚT

- Připojení ohřívačů centrální VZT jednotky na topnou vodu včetně regulačního uzlu
- Zřízení rozvodů teplé vody

6.4 ZTI

- zřízení rozvodů teplé a studené vody
- připojení parního zvlhčovače ZČ1
- odvod kondenzátu od chladiče, výměníku ZZT a komory parního zvlhčovače
- odvod kondenzátu z podlahové vpusti

7 PROTIHLUKOVÁ A PROTIOTŘESOVÁ OPATŘENÍ

Do rozvodných tras potrubí jsou navrženy buňkové tlumiče hluku, snižující akustický výkon způsobený ventilátorem na předepsanou hodnotu v interiéru a exteriéru. Hygienický limit ustáleného a proměnného hluku pro pracoviště s výkonem práce náročné na pozornost a soustředění je dle nařízení vlády 272/2011 vyjádřený hladinou akustického tlaku A, $L_{Aeq,T}$ = 50 dB, pro hladinu akustického tlaku uvnitř chráněných prostorů staveb platí hodnota $L_{Aeq,T}$ = 40 dB. Korekce pro jednotlivé druhy chráněných prostor viz Tab. 7. Tlumiče jsou navrženy celkem 4, na každém potrubí (přívod, odvod, výtlak a sání) je navržen jeden tlumič o délce dva metry. Přesné rozměry byly navrženy dle softwaru od výrobce Greif-Akustik a následného posouzení. Vzduchovody tak budou protihlukově izolovány. Veškeré točivé stroje (jednotky, ventilátory) budou pružně uloženy za účelem zmenšení vibrací, které se přenášejí stavebními konstrukcemi. Stavitelné nohy budou podloženy rýhovanou gumou. Potrubí na závěsech bude podloženo tlumící gumou a všechny prostupy VZT potrubí stavebními konstrukcemi musí být obloženy a dotěsněny izolací. VZT jednotky jsou na potrubí napojeny přes tlumiče. Distribuční prvky jsou na potrubí napojeny pomocí ohebné hadice Sonoflex s tlumícím účinkem.

8 IZOLACE A NÁTĚRY

Přívodní, odvodní potrubí, potrubí výtlaku i sání ve strojovně i přívodní a odvodní potrubí v šachtě bude z důvodu možné kondenzace vodní páry opatřeno tepelnou izolací z kamenné vlny Orstech LSP H, a to tloušťky 60 mm. Přívodní potrubí v interiéru bude opatřeno izolací tloušťky 40 mm. Tepelná izolace plní zároveň funkci izolace hlukové. Potrubní rozvody procházející přes samostatný úsek budou izolovány požárně, stejně tak místa na potrubních rozvodech, kde se nacházejí předsazené požární klapky.

Nátěry nejsou uvažovány.

9 PROTIPOŽÁRNÍ OPATŘENÍ

Potrubní rozvody procházející přes samostatný úsek budou izolovány požárně. Místa na potrubních rozvodech, která procházejí stavební konstrukcí ohraničující určitý požární úsek se nacházejí předsazené požární klapky, klapky musí být také požárně doizolovány. V případech, kdy není možné osadit předsazenou požární klapku do požárně dělící konstrukce, musí být potrubí opatřeno izolací s požadovanou dobou odolnosti. Požární klapky osazené v konstrukcích jsou opatřeny servopohonem a signalizací polohy a budou přímo ovládány z EPS. Ke klapkám musí být zajištěny přístupy pro následující revize.

10 MONTÁŽ, PROVOZ, ÚDRŽBA A OBSLUHA ZAŘÍZENÍ

Realizační firma provede v rámci své dodávky rozpis VZT potrubí pro výrobní a montážní účely (rozdělení vzduchovodů na jednotlivé tvarovky a roury včetně potřebných „doměrů“)

Při montáži požárních klapek budou zajištěny přístupy pro následné revize – nutná opětovná koordinace se stavební profesí v průběhu realizace výstavby.

Výměna dílčích prvků VZT zařízení (HEPA filtry a jejich likvidace) a nakládání s nimi musí být provedeno dle předpisů jednotlivých výrobců a v souladu s předpisy o nakládání s nebezpečným odpadem.

Osazení centrálních VZT jednotek bude provedeno na podložky z rýhované gumy.

Spodní hrana vzduchovodů uvedená na výkresech je uvažována od čisté podlahy místností.

Montáž všech VZT zařízení bude provedena odbornou montážní firmou. Navržená VZT zařízení budou montována podle montážních předpisů jednotlivých VZT prvků. Trasy vzduchovodů obsluhující „čisté prostory“ budou provedeny ve třídě těsnosti C, ostatní vzduchovody centrálních VZT systémů budou ve třídě B. VZT potrubí pro decentrální systémy větrání technických a hygienických místností budou ve třídě těsnosti B. Lemy potrubí a rohovníky přírubových spojů budou trvale utěsněny pružným polyuretanovým tmelem

Připojení koncových elementů pro přívod i odvod vzduchu bude proveden tepelně izolovanými hadicemi typu Sonoflex

Na každém nástavci na čtyřhranném nebo kruhovém potrubí bude před zvukově izolační ohebnou hadicí umístěna těsná regulační klapka daného průměru

Navržená VZT a KLM zařízení budou řízena a regulována samostatným systémem měření a regulace.

11 ZÁVĚR

Větrací a klimatizační zařízení je navrženo, tak aby celoročně zabezpečovalo požadované parametry, optimální pohodu prostředí a požadované předpisy. Je zabezpečena maximální hospodárnost provozu těchto zařízení.

PŘÍLOHA Č. 5 – SPECIFIKACE Z.Č.1 – VAR.1, VAR.2, VAR.3

VZT zařízení č.1 - Klimatizace prostorů JIP - specifikace				
ozn.	**Refer. výrobce**	**Popis zařízení**	**Jednotka**	**Množství**
1 (var. 1)	**VZT jednotka**		ks	1
	REMAK	tlumící manžety, sekce filtru M5/ISO eMP 10>60 %, **deskový rekuperátor**, vodní ohřívač, vodní chladič, 2x ventilátorová komora, filtr G4/ ISO Coarse 60 %, parní zvlhčovač, filtr F9/ISO eMP 1 85 %, eliminátor kapek, rám s nosnými nohami		
1 (var. 2)	**VZT jednotka**		ks	1
	REMAK	tlumící manžety, sekce filtru M5/ISO eMP 10>60 %, **glykolový okruh- RAC sekce (výměník v přívodu/výměník v odvodu)**, vodní ohřívač, vodní chladič, 2x ventilátorová komora, filtr G4/ ISO Coarse 60 %, parní zvlhčovač, filtr F9/ISO eMP 1 85 %, eliminátor kapek, rám s nosnými nohami		
1 (var. 3)	**VZT jednotka**		ks	1
	REMAK	tlumící manžety, sekce filtru M5/ISO eMP 10>60 %,**integrované teplené čerpadlo - výměníková sekce (přímý chladič/ohřívač)**, **sekce s kompresorovou jednotkou**, vodní ohřívač, chladič, 2x ventilátorová komora, filtr G4/ ISO Coarse 60 %, parní zvlhčovač, filtr F9/ISO eMP 1 85 %, eliminátor kapek, rám s nosnými nohami		
2	**Tlumiče hluku**			
2.1	Greif-Akustik	1250x500 mm, délka tlumič 2000 mm, typ G, šířka buňky 250 mm	ks	4
3	**Koncové elementy přívodní**			
3.1	FläktGroup	Čistý nástavec CGF-H/470/K, výústka C 500 - A, filtrační vložka ABSOFIL 457/457/78 220 P U	ks	20
3.2	FläktGroup	Čistý nástavec CGF-K/587/K, výústka C 600 - A, filtrační vložka ABSOFIL 575/575/78 360 P U	ks	12
4	**Koncové elementy odvodní**			
4.1	MANDIK	Výřivá výustka s nastavitelnými lamelami ALCM VVM 500/ P / 24 / R - TPM 001/9 ODVOD, vč. regulační klapky	ks	9
4.2	MANDIK	Výřivá výustka s nastavitelnými lamelami ALCM VVM 600 / P / 24 / R - TPM 001/96 ODVOD, vč. regulační klapky	ks	13
4.3	MANDIK	odvodní talířový ventil TVOM 80, s=9, Ø 115	ks	5
4.4	MANDIK	odvodní talířový ventil TVOM 160, s=5, Ø 211	ks	1
5	**Koncové elementy v exteriéru**			
5.1	STAVOKLIMA	Protihluková žaluzie PHZE 600 2000x1600 mm	ks	1
5.2	STAVOKLIMA	Protihluková žaluzie PHZE 600 2000x1400 mm	ks	1
6	**Požární klapky**			
6.1	MANDIK	Požární klapka FDMB 1250x560	ks	3
6.2	MANDIK	Požární klapka FDMB 1250x600	ks	2
6.3	MANDIK	Požární klapka FDMB 315x315	ks	1
6.4	MANDIK	Požární klapka FDMB 225x450	ks	1
6.5	MANDIK	Požární klapka FDMB 560x250	ks	1

7	**Regulační klapky**			
7.1	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 250x315	ks	4
7.2	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 355x225	ks	1
7.3	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 160x225	ks	1
7.4	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 710x315	ks	1
7.5	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 180x100	ks	1
7.6	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 1250x560	ks	1
7.7	MANDIK	Regulační klapka RPMC-V 1250x600	ks	2
8	**Tepelná izolace**			
8.1	ISOVER	Tepelná izolace ISOVER Orstech LSP H, tl. 40 mm	m^2	204,6
8.2	ISOVER	Tepelná izolace ISOVER Orstech LSP H, tl. 60 mm	m^2	344,1
9	**Ohebné potrubí**			
9.1	Sonoflex	Ohebné potrubí Sonoflex MO ø200 mm	bm	35
9.2	Sonoflex	Ohebné potrubí Sonoflex MO ø250 mm	bm	30
9.3	Sonoflex	Ohebné potrubí Sonoflex MO ø160 mm	bm	2
9.4	Sonoflex	Ohebné potrubí Sonoflex MO ø80 mm	bm	8
10	**Čtyřhranné pozinkované potrubí**			
10.1		do obvodu 1050 mm / 20% tvarovek	bm	25,2
10.2		do obvodu 1500 mm/ 20 % tvarovek	bm	22,9
10.3		do obvodu 1890 / 10% tvarovek	bm	17,6
10.4		do obvodu 2630 / 10% tvarovek	bm	15,5
10.5		do obvodu 4460 / 35% tvarovek	bm	131,5
11	**Práce**			
11.1		Montáž VZT jednotky a rozvodů	kompl.	1,00
11.2		Cena na dopravu	kompl.	1,00
11.3		regulace, technický servis, odborný dozor, regulace, vypracování PD skutečného stavu, uvedení do provozu, zaškolení obsluhy	kompl.	1,00