

Integrovaný systém v budově - Systém techniky prostředí v objektu banky – Řídicí systém KNX

Integrated System in the Building - Environmental Engineering System in the Bank Object - KNX Control System

Bc. Miloslav Adamec

Diplomová práce
2013



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Miloslav Adamec**
Osobní číslo: **A11455**
Studijní program: **N3902 Inženýrská informatika**
Studijní obor: **Integrované systémy v budovách**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Integrovaný systém v budově – Systém techniky prostředí v objektu banky ? Řídicí systém KNX**

Zásady pro vypracování:

- 1. Analyzujte specifika prostředí v bankovním objektu zahrnující technologii tvorby vnitřního prostředí.**
- 2. Na základě výše uvedené analýzy popište požadavky na tepelně-technické vlastnosti budovy a zařízení techniky prostředí, včetně způsobu řízení.**
- 3. Pro konkrétní budovu navrhnete případnou změnu tepelně-technických parametrů budovy a pro takto upravenou budovu navrhnete vhodný systém techniky prostředí se zvážením možností využití obnovitelných zdrojů energie. Systém techniky prostředí řešte pomocí teplovodní vytápěcí soustavy a teplovzdušným větracím systémem s možností chlazení. Energetickým zdrojem bude výměňková stanice typu pára-voda.**
- 4. Zvažte možnost využití fotovoltaických panelů a proveďte jejich technicko-ekonomické hodnocení.**
- 5. Navrhnete systém řízení jako sběrníkový s použitím KNX komunikace, s vizualizací SCADA a komunikační bránou s protokolem TCP/IP , s možností vzdáleného ovládání přes GSM, s výstupem s případnou vazbou na management budovy.**

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. **ZÁLEŠÁK, Martin. UTB VE ZLÍNĚ. Technika prostředí v oboru Integrované systémy v budovách = Environmental technology in the field of integrated systems in buildings. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-834-4.**
2. **HRUŠKA, František. Měření střední radiační teploty pro stanovení indexů tepelné pohody. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2005. ISBN 80-7318-255-6.**
3. **MERZ, Hermann, HANSEMANN a HÜBNER. Automatizované systémy budov : sdělovací systémy KNX/EIB, LON a BACnet. Praha: Grada, 2008. ISBN 978-80-247-2367-9.**
4. **VALENTA, V. a kol. Topenářská příručka 1, 2, 3. Praha: Agentura ČSTZ, 2007. ISBN 978-80-86028-13-2.**
5. **AULICKÝ, Václav, et al. Inteligentní budovy a ekologické stavby. Praha : Nakladatelství Dr. Josef Raabe, 2008. ISBN 1803-4322**

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Martin Zálešák, CSc.

Ústav automatizace a řídicí techniky

Datum zadání diplomové práce:

24. února 2013

Termín odevzdání diplomové práce:

11. června 2013

Ve Zlíně dne 24. února 2013



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.

děkan



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.

ředitel ústavu

ABSTRAKT

Cieľom práce je návrhnúť systém tvorby mikroklímy administratívnej budovy využívajúcej moderné prvky regulácie a strojné vetranie s možnosťou chladenia. Práca obsahuje podrobný návrh od výpočtu tepelných strát, cez návrh teplovodnej sústavy, vzduchotechnickej jednotky a regulačné prvky s vizualizáciou. V závere práca obsahuje návrh fotovoltaiického systému spolu s ekonomickým zhodnotením.

Klíčová slova: teplovodná vykurovacia sústava, vzduchotechnika, regulácia, KNX, SCADA, fotovoltaiika

ABSTRACT

Aim of this work is to propose a microclimate system of administrative building heating system using modern control elements and mechanical ventilation system with cooling. The work contains a detailed proposal from the calculation of heat losses through design hot water heating system, air handling units and control elements with visualization. In conclusion the work contains a proposal of a photovoltaic system along with an economic recovery.

Keywords: hot water heating system, mechanical ventilation, regulation, KNX, SCADA, photovoltaics

Poděkování, motto

Touto cestou by som chcel v prvom rade poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce pánovi Ing. Martinovi Zálešákovi, CSc. za čas venovaný konzultácii, za pripomienky a odborné vedenie pri tvorbe práce. Vďaka patrí mojej priateľke, kamarátom a rodine za psychickú podporu.

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k prezenčnímu nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen v příruční knihovně Fakulty aplikované informatiky Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně

.....
podpis diplomanta

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 VNÚTORNÉ PROSTREDIE BUDOV	13
1.1 TEPLOTNÉ PARAMETRE.....	13
1.1.1 Operatívna teplota	13
1.1.2 Výsledná teplota	14
1.1.3 Stredná radiačná teplota	15
1.2 VLHKOSTNÉ PARAMETRE.....	15
1.2.1 Relatívna vlhkosť	15
1.2.2 Prúdenie vzduchu v interiéri	17
1.2.3 Teplota rosného bodu	17
1.3 TEPELNÁ POHODA	19
1.3.1 Predpoveď stredného tepelného pocitu PMW	19
1.3.2 Predpoveď percentuálneho podielu nespokojných PPD	20
1.3.3 Parametre odevu	21
1.4 HYGIENICKÉ PARAMETRE	22
1.4.1 Oxid uhličitý.....	22
1.4.2 Ostatné škodliviny	23
1.5 AKUSTICKÉ PARAMETRE.....	24
1.6 SVETELNÉ PARAMETRE.....	25
2 TEPELNÁ ZÁŤAŽ BUDOV	26
2.1 TEPELNÉ STRATY	26
2.1.1 Tepelná strata prestupom	27
2.1.2 Tepelná strata vetraním	30
2.1.2.1 Prirodzené vetranie	31
2.1.2.2 Nútené vetranie	32
2.1.3 Návrhový tepelný výkon	32
2.1.4 Prídavný výkon.....	33
2.2 TEPELNÉ ZISKY	33
2.2.1 Výpočet pomocou ČSN 73 0548 [12]	34
2.2.1.1 Produkcie tepla ľudí	34
2.2.1.2 Produkcie tepla svítidel.....	34
2.2.1.3 Tepelné zisky od technológie.....	34
2.2.1.4 Tepelná záťaž okny	35
2.3 TEPELNÁ ZÁŤAŽ	36
3 CERTIFIKÁCIA BUDOVY Z HĽADISKA ENERGETICKEJ NÁROČNOSTI	37
3.1 ENERGETICKÝ ŠTÍTOK OBÁLKY BUDOVY	37
3.1.1 Základný súbor údajov protokolu.....	37
3.1.2 Grafické znázornenie.....	38

4	SYSTÉM TVORBY VNÚTORNÉHO PROSTREDIA	39
4.1	TEPLOVODNÁ VYKUROVACIA SÚSTAVA.....	40
4.1.1	Návrh vykurovacích telies.....	41
4.1.2	Hydraulika teplovodnej siete.....	43
4.1.3	Zabezpečovacie zariadenia.....	45
4.1.3.1	Poistný ventil	45
4.1.3.2	Tlaková expanzná nádoba s membránou	46
4.1.3.3	Termohydraulický rozdelovač	48
4.1.3.4	Trojcestný regulačný ventil.....	51
4.2	TEPLOVZDUŠNÝ VETRACÍ SYSTÉM S MOŽNOSŤOU CHLADENIA	53
4.3	ZDROJ TEPELNEJ ENERGIE VÝMENNÍKOVÁ STANICA PARA-VODA.....	56
4.4	TEPLÁ VODA.....	58
5	REGULÁCIA.....	60
5.1	REGULÁTORY - ÚSTŘEDNÍ REGULAČNÍ ČLENY	60
5.2	PRVKY REGULÁCIE	61
5.2.1	Čidlo a vysielateľ	61
5.2.2	Riadiaci člen a obvody	62
5.2.3	Ústredný člen.....	62
5.2.4	Prevodník	62
5.2.5	Akčný člen.....	62
5.3	REGULAČNÉ ARMATÚRY	63
5.3.1	Dvojcestný a trojcestný regulačný ventil.....	63
5.3.2	Termostatické radiátorové ventily.....	63
5.4	REGULÁCIA TEPELNÉHO VÝKONU VYKUROVACÍCH SÚSTAV	65
5.4.1	Zónová regulácia	65
5.4.2	Decentralizovaná regulácia	66
5.4.3	Centrálna regulácia.....	67
6	FOTOVOLTAIKA	68
6.1	TYPY FOTOVOLTAICKÝCH ČLÁNKOV	68
6.1.1	Kremíkové monokryštalické články.....	68
6.1.2	Kremíkové polykryštalické články.....	69
6.1.3	Amorfne články	69
6.2	KOMPONENTY FOTOVOLTAIKY	70
6.2.1	Striedač.....	70
6.2.2	Akumulátor	70
6.2.3	Regulátor nabíjania	70
7	ZBERNICOVÝ SYSTÉM RIADENIA	72

7.1	KNX/EIB.....	72
7.2	SCADA - HMI.....	73
7.3	PROTOKOL TCP/IP.....	74
7.4	GSM.....	74
II	PRAKTICKÁ ČÁST.....	76
8	POPIS OBJEKTU.....	77
8.1	ANALÝZA OBVODOVÝCH KONŠTRUKCIÍ.....	77
8.1.1	Analýza kondenzácie vodných pár podľa ČSN 73 0540.....	78
9	VÝPOČET TEPELNÝCH STRÁT.....	81
9.1	ENERGETICKÝ ŠTÍTOK OBÁLKY BUDOVY.....	83
10	NÁVRH TEPELOVODNEJ VYKUROVACEJ SÚSTAVY.....	84
10.1	NÁVRH VYKUROVACÍCH TELIES.....	84
10.2	VÝPOČET HYDRAULICKÝCH PARAMETROV POTRUBNEJ SIETE.....	85
10.3	DIMENZOVANIE TROJCESTNÝCH REGULAČNÝCH VENTILOV.....	88
10.4	NÁVRH ČERPADIEL SEKUNDÁRNEHO OKRUHU.....	90
10.5	NÁVRH ZDROJA TEPELNEJ ENERGIE.....	92
10.6	NÁVRH TERMOHYDRAULICKÉHO ROZDELOVAČA.....	94
10.7	NÁVRH ZABEZPEČOVACÍCH ZARIADENÍ.....	96
10.7.1	Návrh poistného ventilu.....	96
10.7.2	Návrh expanznej nádoby.....	97
10.8	NÁVRH ČERPADIEL A POTRUBNÝCH SIETÍ PRIMÁRNYCH OKRUHOV.....	100
11	NÁVRH TEPLEJ VODY.....	102
12	NÁVRH VZDUCHOTECHNIKY.....	105
12.1	VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKOV.....	105
12.2	VÝPOČET VLNČENIA OD EUDÍ.....	106
12.3	NÁVRH VZDUCHOTECHNICKEJ JEDNOTKY.....	106
12.4	NÁVRH DISTRIBUČNÝCH PRVKOV VZDUCHOTECHNIKY.....	111
13	NÁVRH REGULÁCIE.....	117
13.1	NÁVRH REGULÁCIE VÝMENNÍKOVEJ STANICE.....	117
13.1.1	Primárny okruh.....	119
13.1.2	Sekundárny okruh.....	119
13.1.3	Meranie spotreby pary.....	119
13.1.4	Stavy výmenníkovej stanice.....	119
13.2	NÁVRH REGULÁTOROV.....	120
13.2.1	Regulátor primárnej vetvy.....	120
13.2.2	Regulátor vykurovacích vetiev a miestností.....	122
13.2.3	Regulátor vzduchotechniky.....	124

13.3	VIZUALIZÁCIA SYSTÉMU.....	127
13.4	NÁVRH PRVKOV VZDIALENÉHO RIADENIA	129
14	FOTOVOLTAIKA	131
14.1	NÁVRH.....	131
14.2	EKONOMICKÉ HODNOTENIE	133
	ZÁVĚR	135
	ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ.....	137
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	139
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	141
	SEZNAM OBRÁZKŮ	142
	SEZNAM TABULEK.....	145
	SEZNAM PŘÍLOH.....	146

ÚVOD

V súčasnosti sa veľký význam kladie na spotrebu energie a na jej znižovanie. Výrazne sa tieto zmeny prejavujú aj v stavebníctve. Tento trend narastá ako pri návrhu rodinných domov a bytových jednotiek, ale aj pri návrhoch pracovných priestorov, v ktorých trávime nie málo podstatnú časť života. Ako riešenie je ponúkaných veľa možností, ako je napríklad voľba obalových konštrukcií s menším únikom tepla, hľadanie a inštalovanie alternatívnych zdrojov energie, vhodná regulácia a z nej vyplývajúce šetrenie energie v čase napríklad nevyužívania budov.

Voľba kvalitnej obalovej konštrukcie je základným prvkom pre zníženie plytvania energiami. Použitie je možné ako pri novostavbách, tak vhodnou voľbou izolácie a otvorových konštrukcií pri existujúcich objektoch.

Tak, ako je už mnoho rokov zvykom, informačné technológie zaplavujú celý svet a nachádzajú svoje využitie v rôznych odvetviach. Výnimkou nie sú ani systémy integrované v budove. Pomocou komunikácie na báze „jednotiek a núl“ je v súčasnosti možné v budove ovládať všetko, čo sa len ovládať dá. Hovorím o ovládaní elektroinštalácie, kamier a bezpečnostného systému, vykurovania, vetrania, prístupu do objektu atď. Dokonca sa moderné technológie vyvinuli natoľko, že všetky vymenované odvetvia spolu dokážu komunikovať. Ako príklad uvediem vháňanie vzduchu do miestnosti riadeného podľa senzoru pohybu. Týmto spôsobom je možné znížiť náklady na energie a neuberať užívateľov o komfort tak, ako sa snaží mnoho systémov šetriacich energiu.

Samotné použitie moderných systémov však nestačí na zníženie energetickej náročnosti budov. Tak ako sa zvyšuje spotreba paliva pri neekonomickej jazde automobilom, hoci má automobil všetky predpoklady a technológie na nízku spotrebu paliva, tak ani budova nebude ekonomická, pokiaľ sa koncový užívateľ nebude ekonomicky správať.

Na nasledujúcich stránkach je popísaný návrh systému tvorby mikroklimy administratívnej budovy. Obsahuje popis požiadaviek na kvalitu vzduchu, podrobný teoretický aj praktický návrh teplovodnej vykurovacej sústavy, teoretický a praktický návrh obalovej konštrukcie tak, aby spĺňala najnovšie normy, praktický návrh vzduchotechnickej jednotky, návrh regulácie pomocou KNX a možností vzdialeného ovládania a na záver je v práci uvedený postup pri návrhu malej fotovoltaickej elektrárne.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 VNÚTORNÉ PROSTREDIE BUDOV

Vnútorným prostredím budov rozumieme teplotné a vlhkosťové podmienky, prípadne prúdenie vzduchu v miestnosti. Ideálne vnútorné prostredie sa odlišuje v zameraní budov. Ohľad sa berie na krátkodobý a dlhodobý pobyt, nosený odev v budove a vlhkosť užívania. Pre príklad, prostredie v obývacej izbe a na plavárni sa významne líši vo vlhkosti. Avšak teplotne sú si podobné. Zle nastavené vnútorné podmienky môžu mať zlý vplyv na ľudský organizmus. V miestnosti s vysokou vlhkosťou sa môžu vytvárať napr. plesne, s ktorými sa spájajú rôzne alergie, v miestnostiach so zle nastavenou teplotou môžu, aj v letnom, aj v zimnom období, vznikáť ľuďom dýchacie ťažkosti. Tieto ťažkosti sú pomenované v tzv. SBS (Sick Building Syndrome), v preklade syndróm chorých budov. Je to zbierka, ktorá vysvetľuje respiračné a iné choroby v súvislosti so zlým vnútorným prostredím. Budovy klasifikuje na zdravé a nezdravé. V zbierke sa nachádzajú ochorenia ako napríklad chuťové a čuchové problémy, podráždenie pokožky, dokonca útlm a porucha reči. Predísť týmto problémom sa dá dostatočným vetraním, reguláciou teploty a vlhkosti vzduchu, zabránením vzniku škodlivín, atď.

1.1 Teplotné parametre

Základné hodnotiace teplotné parametre sú operatívna a výsledná teplota.

1.1.1 Operatívna teplota

Operatívna teplota je vypočítaná hodnota a je definovaná ako jednotná teplota uzavreného priestoru (tj. priestoru o stejné teplotě vzduchu i stejné střední radiační teplotě), černého z hlediska radiace, ve kterém by lidské tělo sdílelo konvekcí i sáláním stejné množství tepla jako ve skutečném, teplotně nesourodém prostředí [6].

$$\theta_o = \theta_r + A * (\theta_{ai} - \theta_r) [^{\circ}C] \quad (1)$$

, kde:

θ_o - operatívna teplota [$^{\circ}C$],

θ_r - stredná radiačná teplota(účinná teplota okolitých plôch) [$^{\circ}C$],

A - súčiniteľ[-],

θ_{ai} - teplota vzduchu v miestnosti [$^{\circ}\text{C}$].

Súčiniteľ A je funkciou rýchlosti prúdenia vzduchu v_{ar} a určí sa z tabuľky (Tab. 1).:

Tab. 1.: Závislosť súčiniteľa A na prúdení vzduchu.

$v_{ar}[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	0,2	0,3	0,4	0,8	1
$A[-]$	0,5	0,6	0,65	0,7	1

1.1.2 Výsledná teplota

Výsledná teplota označovaná θ_v [$^{\circ}\text{C}$] udáva teplotný stav vnútorného prostredia, ktorý zahŕňa vplyv aktuálneho pôsobenia teploty vnútorného vzduchu θ_{ai} , vnútornej teploty povrchu jednotlivých stavebných konštrukcií a výplní otvorov označované $\theta_{si,j}$, ktoré vnútorný priestor vymedzujú, a rýchlosti prúdenia vnútorného vzduchu v_{ai} . Vo väčšine prípadov sa za výslednú teplotu môže považovať teplota guľového (výsledného) teplomeru. Kulový teploměr tvoří černá koule, v jejímž středu je umístěno teplotní čidlo. Vnější povrch koule pohlcuje záření z okolních stěn prostoru a jeho povrch musí být dostatečně tmavý (matný černý nátěr). Běžně se pro měření používá standardní průměr koule 150 mm, nebo někdy 100 mm, a to z důvodu jednotného výpočetního vztahu, neboť stanovení t_r (t_r - střední radiační teplota vid'. 1.1.3) závisí právě na průměru koule. Bilance kulového teploměru vyjadřuje rovnováhu při výměně tepla mezi koulí a okolím

$$q_k + q_s = 0 [\text{W}/\text{m}^2] \quad (2)$$

, kde:

q_k - je hustota tepelného toku sdíleného konvencií medzi povrchem koule S_g a okolním vzduchem,

q_s - je hustota tepelného toku sdíleného sáláním medzi povrchem koule a okolními plochami prostoru. [7, s. 58]

Výslednú teplotu môžeme s dostatočnou presnosťou určiť zo vzťahu

$$\theta_v = 0,5 \cdot (\theta_{ai} + \theta_{sim,m}) \quad (3)$$

, kde:

θ_{ai} - teplota vnitřního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

$\theta_{sim,m}$ - vážený průměr průměrných povrchových teplot ploch stien v miestnosti θ_{sim} [$^{\circ}\text{C}$], pričom uvažujeme s príslušnými plochami konštrukcie a ich súčiniteľom prestupu tepla [$^{\circ}\text{C}$].

1.1.3 Stredná radiačná teplota

Stredná radiačná teplota θ_r , tiež označovaná ako stredná sálavá teplota vyjadruje priemernú rovnomernú teplotu mysleného vymedzeného priestoru, v ktorom sa prenos tepla sálaním z ľudskej o tela rovná zdieľaniu v skutočnom prostredí. Z hľadiska zdieľania tepla sálaním a vzťahu k ľudskému telu je stredná radiačná teplota základnou nezávislou veličinou vnitřného prostredia.

Stredná radiačná teplota sa stanoví z teploty guľového teplomeru, okolnej teploty vnitřného vzduchu a rýchlosti prúdenia vzduchu v miestnosti. Výslednej teplote sa približne rovná pri rýchlosti prúdenia vzduchu v interiéri $v_{ai} = 0,2\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ a osobou v sede.

1.2 Vlhkostné parametre

Vlhkost vzduchu a atmosférické zrážky jsou příčinou zvětšení obsahu vlhkosti v obvodových konstrukcích. Jak je známo, čím je jejich vlhkost větší, tím je větší tepelná stráta budovy.

Proto se budovy:

- nemají stavět v údolích,
- obvodové plášte budov musí mít vnější vrstvy z nenasákavých materiálů a zejména ty části obvodového pláště, které jsou ve směru převládajících větrů, je nutné častěji kontrolovat a opravovat. [8, s. 128]

1.2.1 Relatívna vlhkosť

Relatívna vlhkosť udáva mieru nasýtenia vzduchu v percentách

$$\varphi_a = \frac{p_v}{p_v''} \quad (4)$$

, kde:

p_v - čiastočný tlak vodnej pary vo vzduchu o danej teplote [Pa],

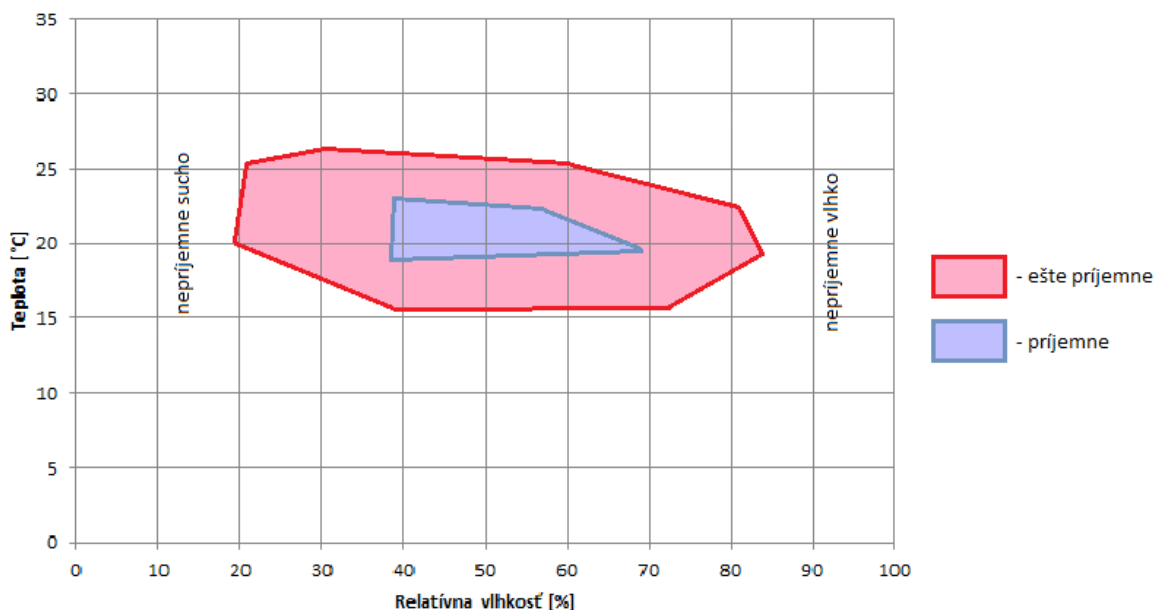
p_v'' - čiastočný tlak nasýtenej vodnej pary pri rovnakej teplote [Pa].

Niektoré spôsoby merania relatívnej vlhkosti:

- **Psychrometrická metóda** je najrozšírenejší laboratórny metodou. Jej princíp spočíva v meraní teploty mezného adiabatického ochlazení. Součástí adiabatického psychrometru jsou dva teploměry – mokrý a suchý. Čidlo mokrého teploměru (např. baňka rtuťového teploměru) je obaleno navlhčenou punčoškou. Z punčošky se voda odpařuje, čímž se baňce teploměru odebírá výparné teplo a teplota mokrého teploměru klesá až na teplotu mezného adiabatického ochlazení. Čím sušší je vzduch, tím větší je ochlazování teploměru. Po ustálení obou teplot nastane rovnovážný stav. [8, s. 128]
- **Odporový hygrometr** využívá hygroskopické (vodu pohlcující) materiály (solné roztoky, polymery), které při absorpci vody mění elektrickou vodivost. Odporové hygrometry jsou vysoce přesné a stabilní, avšak citlivé na kondenzaci vodní páry a nelze je použít pro vyšší teploty. [8, s. 128]
- **Kapacitní vlhkoměr (hygrometr)** – principem uplatňujícím se u kapalných čidel je absorpce vody v polymerních materiálech. Sledovanou veličinou je změna kapacity kondenzátoru, v němž je polymer dielektrikem. Kapacitní vlhkoměry se vyznačují malými rozměry, malou závislostí údaje na teplotě, odolností vůči kondenzaci dobou odezvy v řádech minut (liší se v provedení přístroje a může dosahovat až desítek minut), přesností v jednotkách procent a poměrně dobrou odolností vůči vyšším teplotám a chemikáliím. [8, s. 128]

Z niekoľkých dôvodov, ako je napr. vysušovanie pokožky, tvorba statickej elektriky, tvorba plesní, rast a množenie mikroorganizmov, rôzne ochorenia atď. je relatívna vlhkosť v miestnosti stanovená v medziach od 30% do 70% a to podľa využitia miestnosti.

Optimálna hodnota relatívnej vlhkosti je 50%. Človek vníma vlhkosť aj v závislosti na teplote vid'. (Obr. 1.):



Obr. 1. Vlhkostná pohoda človeka.

1.2.2 Prúdenie vzduchu v interiéri

Vplyv na prúdenie vzduchu v interiéri má vetranie. Vetranie môže byť prirodzené (voľné) a nútené. Pri vetraní voľnom tento stav neovplyvníme, avšak pri vetraní nútenom by rýchlosť prúdenia vzduchu v_{ai} nemala presiahnuť 0,2 m/s. Pri tejto rýchlosti je osobami prítomnými v miestnosti pociťovaný prievan. Pociťovanie ľudí prievanom sa vyjadruje v percentách a nemal by presiahnuť 15% osôb. Kvôli tomu je stanovená maximálna rýchlosť prúdenia vzduchu v teplom a chladnom období vid'. (Tab. 2.):

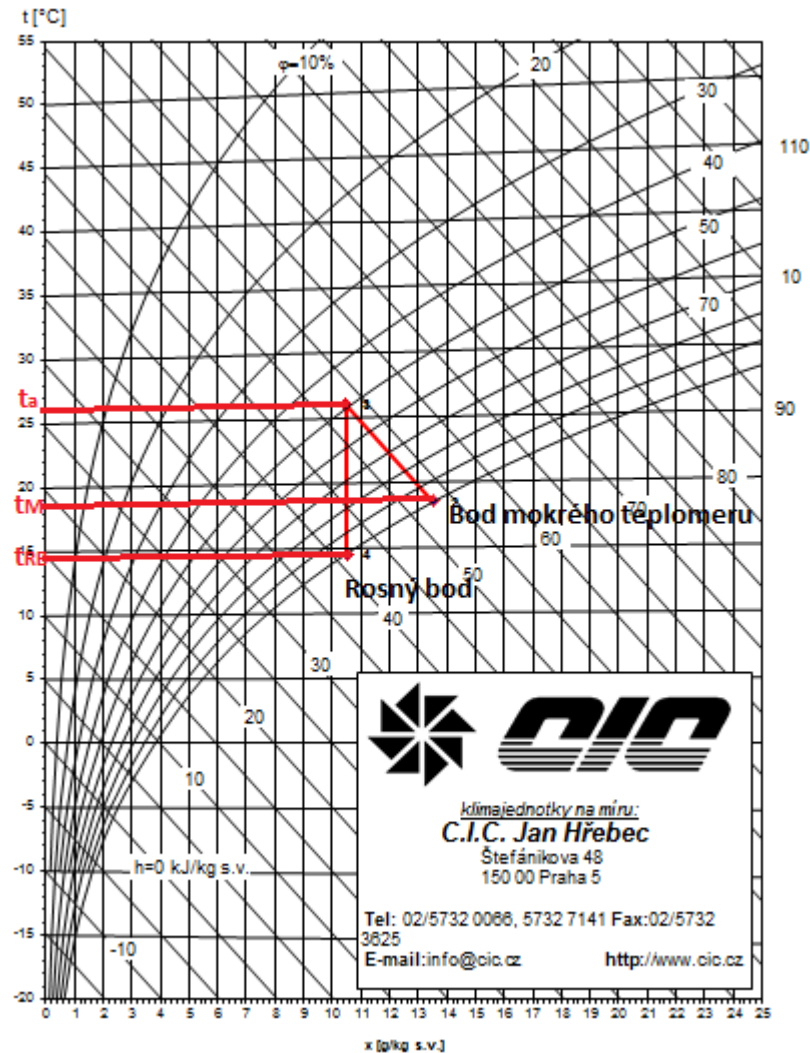
Tab. 2. Maximálna rýchlosť vzduchu v interiéri

Obdobie	Rýchlosť prúdenia vzduchu $v_{ai} [m \cdot s^{-1}]$
Teplé obdobie	0,16 – 0,25
Chladné obdobie	0,13 – 0,2

1.2.3 Teplota rosného bodu

Teplota rosného bodu je teplota, pri ktorej je vzduch nasycen vodnými parami a dochádza k tvorbe prvých kondenzátných jader na hladkém odmašťeném povrchu. Pri ďalším

ochlazování začíná vodní pára obsažená ve vzduchu kondenzovat. V h-x diagramu se teplota rosného bodu pro daný stav vzduchu odečte na průsečniku křivky nasycení a čáry konstantní měrné vlhkosti, odpovídající danému stavu vzduchu. [7, s. 82]



Obr. 2. Mollierův h-x diagram se zakreslením teploty rosného bodu t_{RB} a teploty teploty mokrého teploměru t_M pro daný stav vzduchu ($t_a = 26^\circ\text{C}$ a $\varphi = 50\%$)

S teplotou rosného bodu sa spája kondenzácia vodnej pary v konštrukcii. Zkondenzovaná vodná para sa označuje M_c [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$]. V konštrukciách, v ktorých by mohla ohroziť jej požadovanú funkciu sa uvažuje $M_c = 0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$, teda nesmie ku kondenzácii vnútri konštrukcie dôjsť. Ohrozením funkcie stavebnej konštrukcie sa uvažuje znížená živostnosť obvodového plášťa, zníženie vnútornej povrchovej teploty, objemové zmeny spôsobujúce

zvýšenie hmotnosti budovy mimo rezerv jej statických výpočtov. Predovšetkým je nutné rešpektovať tieto podmienky pre nosné drevené časti.

Pre stavebné konštrukcie, u ktorých kondenzácia neovplyvní ich funkciu je požadované obmedzenie ročného množstva z kondenzovanej vodnej pary tak, aby spĺňalo podmienku

$$M_c \leq M_{cN} \quad (5)$$

Pre jednoplášťovú strechu, konštrukciu s vonkajším tepelnoizolačným systémom, konštrukciu so zabudovanými drevenými prvkami, vonkajším obkladom alebo inú obvodovú konštrukciu s difúzne málo priepustnými vonkajšími vrstvami sa uvažuje $M_{cN} = 0,10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ a pre ostatné stavebné konštrukcie $M_{cN} = 0,50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$.

1.3 Tepelná pohoda

Tepelná pohoda alebo tepelný komfort vyjadruje subjektívny pocit človeka, ten sa vo vnútornom prostredí necíti ani teplo ani chladne, je mu príjemne. Meranie tepelnej pohody sa vykonáva dvoma spôsobmi. Dotazníkmi, kedy každý človek vyjadří svoju spokojnosť, alebo nespokojnosť a sledovaním fyziologických zmien človeka, ako je napr. potenie. Na výslednú tepelnú pohodu vplyvajú faktory ako teplota vzduchu θ_{ai} , stredná radiačná teplota θ_r , rýchlosť prúdenia vzduchu v_{ai} , relatívna vlhkosť vzduchu φ a intenzita turbulencie T_u .

1.3.1 Predpoveď stredného tepelného pocitu PMV

PMV (Predicted Mean Vote) je ukazovateľ predpovedajúci stredný tepelný pocit veľkej skupiny osôb na základe odovzdaných hlasov. Hodnotí sa na základe sedembodovej stupnice tepelných pocitov vid'. (Tab. 3.), ktorá je založená na tepelnej rovnováhe ľudského tela. Tepelná rovnováha nastane, ak sa vnútorná tepelná produkcia tela rovná tepelnej strate v danom prostredí (bod 0 - neutrálne).

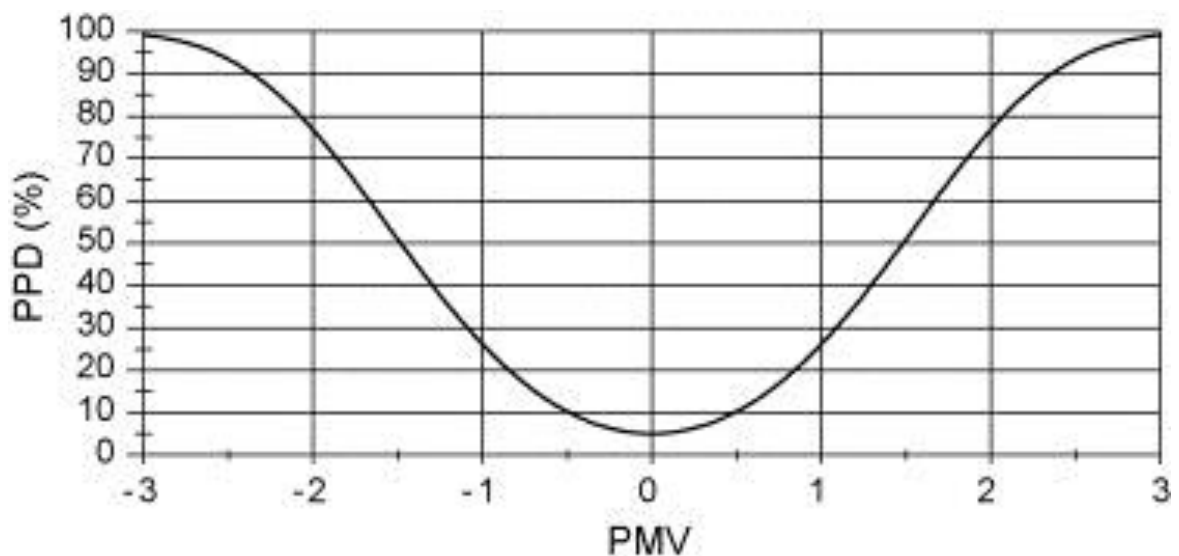
Tab. 3. Stupnica tepelných pocitov

+3	Horúco
+2	Teplo
+1	Mierne teplo
0	Neutrálne
-1	Mierne chladno
-2	Chladno
-3	Zima

1.3.2 Predpoveď percentuálneho podielu nespokojných PPD

Jednotlivé odovzdané hlasy ukazovateľa PMV sú rôzne rozložené okolo strednej hodnoty a je preto užitočné predpovedať počet osôb, ktoré sa pravdepodobne budú cítiť nekomfortne z dôvodu tepla alebo chladu.

Ukazovateľ PPD stanovuje kvantitatívnu predpoveď percenta osôb nespokojných s tepelným prostredím. Za osoby nespokojné s tepelným prostredím sú považované osoby, ktoré na stupnici budú voliť +3 horúco, +2 teplo, -2 chladno alebo -3 zima. Ako PPD vyzerá graficky zobrazuje (Obr. 3):



Obr. 3. PPD ako funkcia PMV. [9]

1.3.3 Parametre odevu

Oblečení je jeden z hlavních faktorů ovlivňujících odvod tepla z lidského těla do okolí. Pro účely studia tepelné pohody byla zavedena jednotka clo. 1 clo odpovídá izolační hmotě s tepelným odporem $R = 0,155 \text{ m}^2\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$. 1 clo je izolační hodnota pro běžný pánský oblek s bavlněným spodním prádlem. Celková hodnota clo pro soubor oblečení je 0,82 násobek součtu jednotlivých částí oblečení. [10]

Na (Obr. 4.) sú uvedené hodnoty clo pre jednotlivý mužský a ženský najbežnejší odev:

Muži	Oblečení	clo	Ženy	Oblečení	clo
Spodní prádlo	tílko	0,06	Spodní prádlo	podprsenka kalhotky	0,05
	tričko	0,09		krátké kombiné	0,13
	slipy	0,05		dlouhé kombiné	0,19
	nátělník dl. rukáv	0,35		nátělník dl. rukáv	0,35
	dlouhé spodky	0,35		dlouhé spodky	0,35
Košile	slabá kr. rukáv	0,14	Halenky	slabá	0,20
	slabá dl. rukáv	0,22		silná	0,29
	silná kr. rukáv	0,25	Šaty	slabé	0,22
	silná dl. rukáv	0,29		silné	0,70
+ 5 % pro kravatu nebo rolák					
Vesta	slabá	0,15	Sukně	slabá	0,10
	silná	0,29		silná	0,22
Kalhoty	slabé	0,26	Kalhoty	slabé	0,26
	silné	0,32		silné	0,44
Svetr	slabý	0,20	Svetr	slabý	0,17
	silný	0,37		silný	0,37
Sako	slabé	0,22	Sako	slabé	0,17
	silné	0,49		silné	0,37
Ponožky	krátké	0,04	Punčochy	všechny délky	0,01
	vysoké (podkolenky)	0,10		punčochové kalhoty	0,01
Boty	sandály	0,02	Boty	sandály	0,02
	polobotky	0,04		polobotky	0,04
	kotníkové	0,08		kotníkové	0,08

Obr. 4. Izolace jednotlivých součástí oblečení v jednotkách clo. [10]

1.4 Hygienické parametre

Kvalita vzduchu v interiéri je závislá na faktoroch ako kvalita vzduchu ovzdušia v exteriéri, teda vetracom vzduchu, objeme vzduchu pripadajúcom každému človeku, spôsobe výmeny vzduchu vetraním a množstve škodlivín s vnútorným zdrojom.

Zdrojom vnútorných škodlivín sú ľudia, ich metabolizmus a aktivita, použité stavebné materiály, údržba vnútorných priestorov a zariadenie priestorov.

Škodliviny, ktoré kvalitu vzduchu priamo ovplyvňujú sú oxid uhličitý, oxid uhoľnatý, oxidy dusíku, prach, odéry a mikroorganizmy.

1.4.1 Oxid uhličitý

Najvýznamnejším zdrojom oxidu uhličitého v budove sú ľudia. Pri zanedbanom vetraní v miestnostiach s dlhodobým a krátkodobým pobytom ľudí vzniká nárast koncentrácie CO₂, čo vedie k problémom ako je únava, strata pozornosti, bolesti hlavy, nevoľnosť, zvýšený tep, dýchacie problémy a v najhoršom prípade strata vedomia.

Prípustná koncentrácia CO₂ vo vzduchu sa vyjadruje v jednotkách ppm (parts per million), ktoré vyjadrujú počet objemových jednotiek oxidu uhličitého v milióne objemových jednotiek vzduchu. Koncentrácia CO₂ vo vonkajšom vzduchu je cca. 400 ppm, čo odpovedá 0,04%. Doporučená koncentrácia CO₂ vo vnútorných priestoroch je 800 – 1000 ppm, nad 1000 ppm nastávajú príznaky únavy a znižovanie koncentrácie. Maximálna bezpečná koncentrácia bez zdravotných rizík je 5000 ppm. Vydychovaný vzduch dospelého človeka dosahuje koncentrácie 35000 – 50000 ppm.

Ako eliminácia dôsledkov koncentrácie CO₂ by malo byť vetrané v množstve 25 m³/(h.os), čo platí pre budovy s výskytom osôb ako sú bytové domy, rodinné domy, kancelárie, apod.

Presný výpočet vetrania koncentrácie CO₂ sa prevádza pomocou vzorca

$$k_{(t)} = k_a + (k_{(0)} - k_a) \cdot e^{-\left(\frac{\dot{V}_p \cdot t}{V_m}\right)} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{V}_p} \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{\dot{V}_p \cdot t}{V_m}\right)}\right) \quad (6)$$

, kde:

$k_{(t)}$ - je výsledná koncentrácia [%],

k_a - je koncentrácia privádzaného vzduchu [%],

$k_{(0)}$ - je pôvodná koncentrácia vzduchu v miestnosti [%],

\dot{V}_p - je celkový objemový tok privádzaného vzduchu [m^3/h],

V_m - je celkový objem miestnosti [m^3],

\dot{m}_s - je hmotnostný tok škodlivín [kg/h],

t - je doba vetrania [h].

1.4.2 Ostatné škodliviny

Oxid uhoľnatý (CO) je vytváraný pri nedokonalom spaľovaní v kotolniciach alebo krboch. Pre jeho pomerne malú zlučiteľnosť je v byte viazaný na ostatné materiály veľmi málo. Jeho koncentrácia v miestnosti po prerušení prívodu klesá pomaly, len difúziou do okolia.

Oxidy dusíku (NO_x) je vytváraný pri spaľovaní atmosférického dusíku pri vysokých teplotách a pri spaľovaní plynu v spotrebičoch priemyselných aj domácich. Viaže sa na rôzne materiály v miestnosti. Pri obmedzenom vetraní a zabránení vzniku ďalšieho NO_x jeho koncentrácia rýchlo klesá k nemerateľným hodnotám.

Prach, inak nazývaný ako pevné aerosóly sa v ovzduší vyskytuje v podobe veľmi malých častíc. Pri vetraní oknami sa jeho vniknutiu do miestnosti prakticky nedá zabrániť. Pri vetraní pomocou vzduchotechniky sa zabraňuje jeho vnikaniu pomocou vhodného filtra. Takýmto spôsobom sa dá filtrovať vzduch od vnútorného zdroja prachu, ako je napr. brúsenie, spaľovanie a tvorba popola atď.

Odéry sú plynné zložky v ovzduší vnímané ako príjemné pachy (vône), alebo nepríjemné pachy (zápach). Sú to organické alebo anorganické látky, najčastejšie produkované človekom alebo jeho činnosťou (parfémy, ľudský zápach, apod.) alebo uvoľňované stavebnou konštrukciou.

Mikroorganizmy alebo mikróby (napr. baktérie, plesne, vírusy, atď.) nachádzajúce sa v ovzduší, pôsobia na človeka a podieľajú sa na jeho stave. Únosnú koncentráciu mikróbov

v Česku navrhol Státní zdravotní ústav a je to maximálne 5000 baktérií na m^3 a 500 spór plesní na m^3 . K zabráneniu zvyšovania týchto hodnôt je nutné stanoviť teploty rosného bodu konštrukcií, pod ktoré by tieto hodnoty nemali klesnúť. Ďalšou formou zabránenia množenia mikroorganizmov je voľba vhodného filtru a vyvarovanie sa prílišného vlhčenia vo vzduchotechnike.

1.5 Akustické parametre

Akustická mikroklíma je zložka prostredia tvorená akustickými tokmi v budove. Pôsobí na človeka a ovplyvňuje jeho celkový stav. Zvukom chápeme každý akustický tok. Akustická mikroklíma existuje príjemná a nepríjemná, podľa toho, či je daný zvuk vnímaný ako hluk alebo naopak.

Akustické toky sú vytvárané rozkmitaním molekúl vzduchu alebo inej tekutiny, čím vznikajú akustické vlny rôznych dĺžok, ktoré sa dajú určiť zo vzťahu

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad [m] \quad (7)$$

, kde:

λ - je vlnová dĺžka [m],

c - je rýchlosť šírenia vzduchu [m/s],

f - frekvencia vlnenia [Hz].

Do interiéru môže zvuk prenikať z exteriéru alebo môže byť produkovaný v budove. Zdrojom hluku v interiéri je sám človek alebo vibrujúce časti zariadenia budovy.

Človek vníma intenzitu zvuku na základe akustického tlaku ktorého hladina je určená zo vzťahu

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0} \quad [dB] \quad (8)$$

, kde:

L_p - je hladina akustického tlaku [dB],

p - je akustický tlak [μ Pa],

p_0 - je akustický tlak na prahu počutelnosti [μPa] (pre vzduch $p_0 = 20\mu\text{Pa}$).

1.6 Svetelné parametre

Osvetlenie interiéru je rozdelené podľa zdroju osvetlenia na denné, umelé a kombinované. Osvetľovanie denné, teda prirodzeným zdrojom Slnkom, umelé zo zdrojov využívajúcich elektrickú energiu, príp. oheň a ich kombinácia. Pri návrhu vnútorného osvetlenia uvažujeme svetelnú pohodu človeka a návrhový výkon osvetlenia.

Vo vnútorných priestoroch s trvalým pobytom ľudí sa pre jeho osvetlenie primárne používa prirodzené osvetlenie, ktoré je pre človeka nenahraditeľné. U ostatných priestorov, sa denné osvetlenie používa tam, kde je to hospodárne a účelné.

Pomocou denného osvetlenia by mali byť vytvorené podmienky pre dobrú viditeľnosť predmetov, malo by sa zabrániť predčasnej únave a predísť možnosti úrazu spôsobeného zníženou viditeľnosťou.

Vo vnútorných priestoroch by mal byť zachovaný kontakt s okolím cez osvetľovacie otvory, ak je toto možné i vodorovným smerom k obvyklej polohe pozorovateľa. Úroveň denného osvetlenia je stanovená vzťahom:

$$D = \frac{E}{E_n} * 100 \quad [\%] \quad (9)$$

, kde:

E - je osvietenosť v kontrolovanom bode,

E_n - je porovnávacia osvietenosť vonkajšej vodorovnej nezaclonenej roviny.

2 TEPELNÁ ZÁŤAŽ BUDOV

Pre výpočet tepelnej záťaže budovy je vhodné definovať vnútornú a vonkajšiu teplotu.

Za výpočtovou **venkovní teplotu** t_e byla zvolená průměrná teplota pěti za sebou následujících nejchladnějších dnů podle dlouhodobých meteorologických pozorování.

Pro území ČR platí tři základní výpočtové venkovní teploty $t_e = -12^\circ\text{C}$, $t_e = -15^\circ\text{C}$, $t_e = -18^\circ\text{C}$. Pro volbu výpočtové venkovní teploty na rozhraní dvou oblastí je rozhodující náhlá změna nadmořské výšky, pro údolí se počítá s vyšší t_e , pro návrší s nižší t_e . U budov (objektů), které jsou znásobovány teplem ze stejného zdroje, se musí uvažovat stejná výpočtová venkovní teplota. Pro místa s nadmořskou výškou nad 400 m se zvyšuje rozdíl teplot $\Delta t = (t_i - t_e) \cdot 0,3^\circ\text{C}$. [8, s. 142]

Tab. 4.: Zvětšení t_e s ohledem na nadmořskou výšku [8, s. 142]

n. m.	vo($^\circ\text{C}$)	t_e ($^\circ\text{C}$)
400 m	-12	-15
600 m	-15	-18
800 m	-18	-21

Za výpočtovou **vnitřní teplotu** t_i se volí výsledná teplota, která je aritmetickým průměrem teploty vnitřního vzduchu a průměrné povrchové teploty stěn ohraničujících vytápěnou místnost. Například pro obytné místnosti, tj. obytné pokoje, ložnice, jídelny, pracovny a dětské pokoje se uvažuje hodnota $t_i = 20^\circ\text{C}$. Stejná hodnota platí pro kanceláře, čekárny, zasedací místnosti, ve školách - pro učebny, kabinety, laboratoře, jídelny apod. Naproti tomu v koupelnách se počítá s vnitřní teplotou 24°C , na vytápěných schodištích s 15°C . [8, s. 142]

2.1 Tepelné straty

Tepelné ztráty tvoří ta část tepelné energie, která vlivem tepelně-technických vlastností proudí směrem z budovy při dodržení požadovaných parametrů uvnitř budovy. Pro návrh

a dimenzování otopné soustavy jsou rozhodující tepelné ztráty vypočítané pro stanovené základní výpočtové podmínky. [4, s. 23]

Uvedený je postup výpočtu podľa normy ČSN EN 12 831 [11].

Tepelná strata miestnosti sa vypočíta podľa rovnice (10):

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad [W] \quad (10)$$

, kde:

$\Phi_{T,i}$ - je tepelná strata prestupom [W],

$\Phi_{V,i}$ - je tepelná strata vetraním [W].

2.1.1 Tepelná strata prestupom

Tepelná strata prestupom $\Phi_{T,i}$ sa určí zo vzťahu (11):

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ig} + H_{T,iue} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (11)$$

, kde:

$H_{T,ie}$ - je súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte s vonkajším vzduchom [W/K],

$H_{T,ig}$ - je súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte so zeminou [W/K],

$H_{T,iue}$ - je súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte s nevykurovanými priestormi [W/K],

$H_{T,ij}$ - je súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte s odlišne vykurovanými priestormi [W/K],

$\theta_{int,i}$ - je vnútorná návrhová teplota [°C],

θ_e - je vonkajšia návrhová teplota [°C].

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte s vonkajším vzduchom $H_{T,ie}$ sa stanoví zo vzťahu (12):

$$H_{T,ie} = \sum A \cdot U \cdot b + \sum l \cdot \psi \cdot b \quad [W / K] \quad (12)$$

, kde:

A - je plocha konštrukcie [m^2],

U - je súčiniteľ prestupu tepla konštrukcie [$W/m^2 \cdot K$],

b - je korekčný činiteľ (ČSN 730540-2 definuje $b = 1,0$ pre nepriesvitné konštrukcie a $b = 1,15$ pre výplne otvorov),

l - je dĺžka tepelného mostu [m],

ψ - je lineárny činiteľ prestupu tepla tepelného mostu [$W/m \cdot K$].

Súčiniteľ $H_{T,ie}$ môže byť vypočítaný aj pomocou prirážky $\Delta U_{tbk,j}$ na vplyv tepelných mostov [$W/m^2 \cdot K$] podľa vzťahu (13):

$$H_{T,ie} = \sum A \cdot (U + \Delta U_{tbk,j}) \cdot b \quad [W / K] \quad (13)$$

Návrhovú prirážku $\Delta U_{tbk,j}$ na vplyv tepelných mostov definuje norma ČSN 730540-4 podľa vlastností jednotlivých konštrukcií vid' (Tab. 5.):

Tab. 5.: návrhové hodnoty súčtu prirážky na tepelné mosty

Charakteristika budovy	$\Delta U_{tbk,j}$ [$W/m^2 \cdot K$]
Konštrukcie takmer bez tepelných mostov (budovy s tepelnou izoláciou)	0,02
Konštrukcie s miernymi tepelnými mostmi	0,05
Konštrukcie s bežnými tepelnými mostmi	0,10
Konštrukcie s výraznými tepelnými mostmi (nepočítané s tepelnými mostmi pri realizácii budovy)	$\geq 0,15$

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte so zeminou $H_{T,ig}$ sa určí pomocou vzťahu (14):

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum A \cdot U_{equiv}) \cdot G_w \quad [W / K] \quad (14)$$

, kde:

f_{g1} - je korekčný činiteľ na vplyv kolísania vonkajšej teploty [-],

f_{g2} - je teplotný redukčný činiteľ [-],

A - je plocha konštrukcie [m^2],

U_{equiv} - je ekvivalentný súčiniteľ prestupu tepla konštrukcie zahrňujúci vplyv pril'ahlej zeminy [$W/m^2 \cdot K$],

G_w - je korekčný činiteľ na vplyv spodnej vody [-].

Teplotný redukčný činiteľ sa určí zo vzťahu (15) nasledovne:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (15)$$

, kde:

$\theta_{int,i}$ - je návrhová vnútorná teplota [$^{\circ}C$],

$\theta_{m,e}$ - je priemerná ročná teplota vonkajšieho vzduchu [$^{\circ}C$],

θ_e - je návrhová vonkajšia teplota [$^{\circ}C$].

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v styku s nevykurovanými priestormi sa určí pomocou vzťahu (16):

$$H_{T,iue} = \sum A \cdot U \cdot b_u + \sum l \cdot \psi \cdot b_u \quad [W / K] \quad (16)$$

, kde:

A - je plocha konštrukcie [m^2],

U - je súčiniteľ prestupu tepla konštrukcie [$W/m^2 \cdot K$],

l - je dĺžka tepelného mostu [m],

ψ - je lineárny činiteľ prestupu tepla tepelného mostu [$W/m \cdot K$],

b_u - je teplotný redukčný činiteľ vypočítaný pomocou vzťahu (17):

$$b_u = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_u}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \quad (17)$$

, kde:

$\theta_{\text{int},i}$ - je návrhová vnútorná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

θ_u - je teplota v nevykurovanom priestore [$^{\circ}\text{C}$],

θ_e - je návrhová vonkajšia teplota [$^{\circ}\text{C}$].

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v styku s odlišne vykurovanými priestormi sa stanoví podľa vzťahu (18):

$$H_{T,ij} = \sum A \cdot U \cdot f_{ij} \quad [\text{W} / \text{K}] \quad (18)$$

, kde:

A - je plocha konštrukcie [m^2],

U - je súčiniteľ prestupu tepla konštrukcie [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],

f_{ij} - je teplotný korekčný súčiniteľ stanovený pomocou vzťahu (19):

$$f_{ij} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_j}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \quad (19)$$

, kde:

$\theta_{\text{int},i}$ - je návrhová vnútorná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

θ_j - je teplota v susednom odlišne vykurovanom priestore [$^{\circ}\text{C}$],

θ_e - je návrhová vonkajšia teplota [$^{\circ}\text{C}$].

2.1.2 Tepelná strata vetraním

Tepelná strata vetraním sa určí zo vzťahu (20) nasledovne:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (20)$$

, kde:

$H_{V,i}$ - je súčiniteľ tepelnej straty vetraním [W/K],

$\theta_{\text{int},i}$ - je návrhová vnútorná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

θ_e - je návrhová vonkajšia teplota [$^{\circ}\text{C}$].

Súčiniteľ tepelnej straty vetraním sa stanoví zo vzťahu (21):

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i \quad [\text{W}] \quad (21)$$

, kde:

\dot{V}_i - je objemový prietok vetracieho vzduchu [m^3/h].

2.1.2.1 *Prirodené vetranie*

Objemový prietok vetracieho vzduchu sa pre prirodzené vetranie stanoví zo vzťahu (22) nasledovne:

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{\text{inf},i}, \dot{V}_{\text{min},i}) \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (22)$$

, kde:

$\dot{V}_{\text{inf},i}$ - je objemový prietok vetracieho vzduchu spôsobený infiltráciou [m^3/h],

$\dot{V}_{\text{min},i}$ - je vetrací tok požadovaný z hygienických dôvodov [m^3/h].

Vetrací tok spôsobený infiltráciou môžeme stanoviť zo vzťahu (23) takto:

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot V \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (23)$$

, kde:

V - je objem vzduchu v miestnosti [m^3],

n_{50} - je intenzita výmeny vzduchu obálkou budovy pri tlakovom rozdiely 50 Pa [1/h],

e_i - je tieniaci súčiniteľ [-],

ε_i - je výškový korekčný súčiniteľ [-].

Vetrací tok požadovaný z hygienických dôvodov je definovaný vo vzťahu (24):

$$\dot{V}_{\text{min},i} = n_{\text{min}} \cdot V \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (24)$$

, kde:

n_{\min} - je minimálna intenzita výmeny vzduchu v miestnosti [1/h],

V - je celkový objem miestnosti [m^3].

2.1.2.2 Nútené vetranie

Pre nútené vetranie sa objemový prietok vetracieho vzduchu stanoví zo vzťahu (25):

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{\text{inf},i} + \dot{V}_{\text{su},i} \cdot f_{vi} + \dot{V}_{\text{mech,inf},i} \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (25)$$

$\dot{V}_{\text{inf},i}$ - je objemový prietok vetracieho vzduchu spôsobený infiltráciou [m^3/h],

$\dot{V}_{\text{su},i}$ - je objemový tok privádzaného vzduchu [m^3/h],

$\dot{V}_{\text{mech,inf},i}$ - je objemový tok vzduchu prisávaný obálkou budovy v prípade, kedy je tok odvádzaného vzduchu väčší, ako tok vzduchu privádzaného [m^3/h],

f_{vi} - je teplotný redukčný činiteľ a stanoví sa podľa vzťahu (26):

$$f_{vi} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{\text{su}}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \quad (26)$$

, kde:

$\theta_{\text{int},i}$ - je návrhová vnútorná teplota [$^{\circ}\text{C}$],

θ_j - je teplota privádzaného vetracieho vzduchu, ktorá zohľadňuje prípadné spätné získavanie tepla [$^{\circ}\text{C}$],

θ_e - je návrhová vonkajšia teplota [$^{\circ}\text{C}$].

2.1.3 Návrhový tepelný výkon

Návrhový tepelný výkon sa určí podľa vzťahu (27) pripočítaním prídavného výkonu kvôli prerušeniu kúrenia k celkovým stratám:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i} \quad [W] \quad (27)$$

2.1.4 Prídavný výkon

Prídavný výkon kvôli kúreniu pri prerušovanom vykurovaní sa určí zo vzťahu (28) nasledovne:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} \quad [W] \quad (28)$$

, kde:

A_i - je celková plocha podlahy miestnosti [m^2],

f_{RH} - je korekčný činiteľ zohľadňujúci dĺžku vytápacej prestávky, rýchlosť vykurovania a tepelnú zotrvačnosť budovy. Určí sa podľa ČSN EN 12 831 [11] tabuľky (Tab. 6.):

Tab. 6.: zátopový součinitel f_{RH} pro nebytové budovy s nočním teplotním útlumem nejvýše 12 h

Doba zátopu [h]	$f_{RH} [W/m^2]$								
	Předpokládaný pokles vnitřní teploty během teplotního útlumu								
	2 K			3 K			4 K		
	Hmotnost budovy			Hmotnost budovy			Hmotnost budovy		
	Nízká	Střední	Vysoká	Nízká	Střední	Vysoká	Nízká	Střední	Vysoká
1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

2.2 Tepelné zisky

Z hlediska vytápění lze považovat tepelné zisky za doplňkový zdroj tepla, který nám umožňuje snížit výkon otopné soustavy a šetřit teplem se všemi kladnými efekty na životní prostředí. Zde bychom si měli uvědomit, že pokud tepelné zisky překročí požadovaný výkon otopné soustavy, tudíž jsou větší než tepelné ztráty, potom opět hovoříme o tepelné zátěži. Toto je třeba respektovat, neboť vytápíme proto, abychom vytvářeli tepelnou pohodu a nikoli tepelnou zátěž. Z praxe jsou známé případy, kdy byla tepelná zátěž z přetápění, nikoliv z oslunění a z dalších zisků, odváděna chladicí jednotkou mimo budovu. Takovýto způsob symbiózy vytápěcího a klimatizačního zařízení je nežádoucí. [4, s. 23]

2.2.1 Výpočet pomocí ČSN 73 0548 [12]

2.2.1.1 Produkce tepla lidí

Do této produkce se zahrnuje pouze teplo citelné. Závisí na tělesné práci, teplotě vzduchu a složení skupiny lidí. Jako základ se uvažuje produkce citelného tepla muže 62 W při mírně aktivní práci u stolu a při teplotě vzduchu 26 °C. Při jiné teplotě se provádí korekce podle vztahu:

$$\dot{Q}_1 = i_1 \cdot 6,2(36 - t_i) \quad [W] \quad (29)$$

, kde:

i_1 - je počet lidí v místnosti [-],

Produkce citelného tepla žen se bere 85% produkce mužů, dětí 75%. [12, s. 7]

2.2.1.2 Produkce tepla svítidel

Tepelná zátěž od svítidel se počítá podle vztahu:

$$\dot{Q}_{sv} = \dot{P} \cdot c_1 \cdot c_2 \quad [W] \quad (30)$$

, kde:

\dot{P} - je celkový výkon svítidel [W],

c_1 - je součinitel současnosti používání svítidel [-],

c_2 - je zbytkový součinitel [-]. [12, s. 7]

2.2.1.3 Tepelné zisky od technologie

Produkce tepla elektronických zařízení \dot{Q}_e . Patří sem televizory, přijímače, počítače apod. Pokud je celkový trvalý příkon menší než 100 W, není třeba tento zdroj uvažovat. Tepelné zisky jsou:

$$\dot{Q}_e = c_1 \cdot c_3 \cdot \sum \dot{P} \quad [W] \quad (31)$$

, kde:

c_1 - je součinitel současnosti chodu zařízení [-],

c_3 - je součinitel průměrného zatížení stroje [-],

$\sum \dot{P}$ - je součet příkonů jednotlivých zařízení [W]. [12, s. 8]

2.2.1.4 Tepelná zátěž okny

Tepelný tok okny má z hlediska výpočtu dvě složky: prostup tepla konvekcí a prostup tepla sluneční radiací.

Prostup tepla konvekcí oknem se počítá pomocí vztahu:

$$\dot{Q}_{ok} = k_o \cdot S_o (t_e - t_i) \quad [W] \quad (32)$$

, kde:

k_o - je součinitel prostupu tepla oknem [W/(m².K)],

S_o - je plocha okna včetně rámu [m²],

$(t_e - t_i)$ - je rozdíl teplot na obou stranách okna [K].

Tepelné zisky sluneční radiací oknem \dot{Q}_{or} se počítají podle vztahu

$$\dot{Q}_{or} = [S_{os} \cdot \dot{I}_o \cdot c_o + (S_o - S_{os} \cdot \dot{I}_{o \text{ dif}})] \cdot s \quad [W] \quad (33)$$

, kde:

S_{os} - je osluněný povrch okna [m²],

\dot{I}_o - je celková intenzita sluneční radiace, procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m²],

$\dot{I}_{o \text{ dif}}$ - intenzita difuzní sluneční radiace, procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m²],

c_o - je korekce na čistotu atmosféry (venkovská oblast $c_o = 1,15$, průmyslová a velkoměstská oblast $c_o = 0,85$),

s - je stínící součinitel [-].

2.3 Tepelná zátěž

Zrovna tak jako chladno, i horko působí negativně na tepelnou pohodu člověka a proto lze i tepelné zisky, které zhoršují stanovené hygienické a klimatické podmínky v místnosti, považovat za tepelnou zátěž. To znamená, že za těchto podmínek je již otopná soustava v daném místě regulována na výkon rovný nule. [4, s. 23]

3 CERTIFIKÁCIA BUDOVY Z HĽADISKA ENERGETICKEJ NÁROČNOSTI

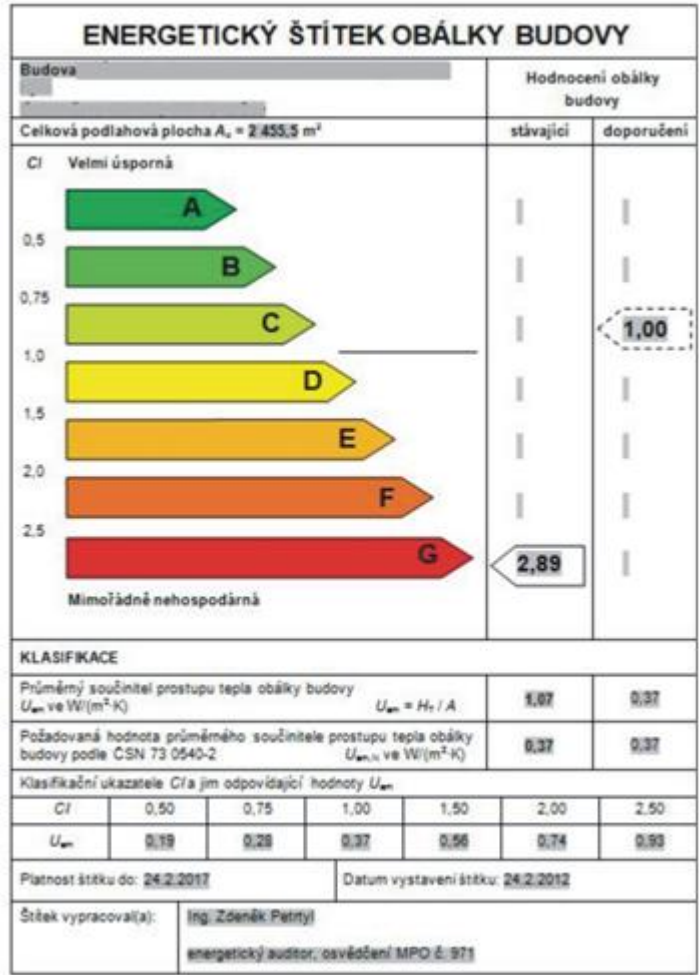
3.1 Energetický štítok obálky budovy

Energetický štítok obálky budovy je technický dokument, ktorým je možné doložiť splnenie požiadavku na prestup tepla obálkou budovy. Obsahuje protokol k energetickému štítku, čo je základný súbor údajov popisujúcich tepelné chovanie konštrukcií budovy. Taktiež obsahuje klasifikáciu prestupu tepla obálkou a jej grafické vyjadrenie.

3.1.1 Základný súbor údajov protokolu

Základný súbor obsahuje základné údaje o budove ako je druh budovy, adresa, katastrálne a územné číslo, identifikáciu vlastníka alebo spoločenstva vlastníkov, popis budovy (jej plochy a objemy, teda objem vykurovanej časti, plochu ohraničujúcu tento priestor a ich pomer), klimatické podmienky budovy (prevažujúca vnútorná teplota, návrhová vonkajšia teplota v zimnom období), charakteristika energeticky významných parametrov konštrukcií vymieňajúcich teplo (plochy, súčinitele prestupu tepla, lineárne a bodové činitele tepelných väzieb medzi konštrukciami, činitele teplotnej redukcie, merné straty prestupom tepla), údaje o prestupe tepla obálkou (merná strata prestupom tepla, priemerný súčiniteľ prestupu tepla a jeho požadovaná hodnota), údaje o spracovaní.

3.1.2 Grafické znázornenie

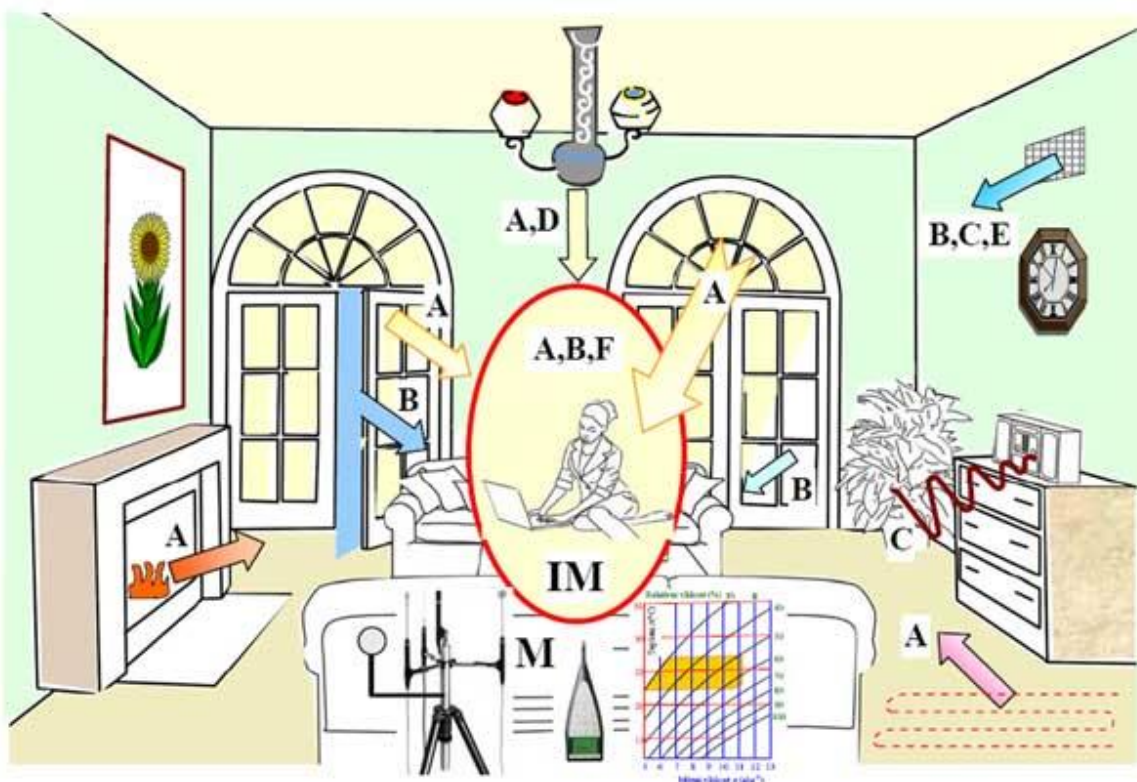


Obr. 5. Grafické znázornenie energetického štítku obálky budovy. [13]

4 SYSTÉM TVORBY VNÚTORNÉHO PROSTŘEDIA

Stav vnitřního prostředí budov se formuje v procesu tepelných a látkových výměn, které probíhají mezi složkami s různými energetickými potenciály. Primární jsou tepelné a látkové toky mezi exteriérem a interiérem budov, sekundární výměny pak probíhají mezi vnitřními tepelnými či látkovými zdroji. Tepelné a látkové toky představují fyzikální děje probíhající v prostoru a čase, jež lze popsat a řešit matematickými rovnicemi fyziky. [14]

Na (Obr. 6.) je zobrazené schéma základní problematiky tvorby vnitřního mikroklimatu (IM); A – tepelný tok – sálání, proudění; B – látkový tok – proudění látek; C – akustický tok – vlnění; D – světelný tok – záření; E – látkový tok – emise; F – percepce – subjektivní; M – monitorování veličin IM. [14]



Obr. 6. Schéma základní problematiky tvorby vnitřního mikroklimatu (IM). [14]

V kapitole 1 a 2 boli priblížené tepelné toky, ovplyvňujúce celkové vnútorné prostredie. V nasledujúcej kapitole je opísaná tvorba vnútorného prostredia pomocou sekundárnej výmeny, teda výmeny prebiehajúcej medzi vnútornými tepelnými či látkovými zdrojmi a vnútorným prostredím.

4.1 Teplovodná vykurovací soustava

Pomocou teplovodné vykurovací soustavy je vyměňané teplo ze zdroje do vnitřních prostorů budovy. Teplo je akumulované ve vodě, ta je buď nuceným nebo přirozeným způsobem rozváděná po teplovodné soustavě, která obsahuje výměníky (radiátory, konvektory,...), z kterých je teplo předáváno prostředí.

Návrh sítě by měl být vždy pro konkrétní budovu. Výchozí informace pro návrh otopné soustavy jsou:

- Umístění stavby;
- Účel objektu (obytná budova, občanská vybavenost, průmysl, sportovní stavby);
- Provoz objektu (přerušovaný, nepřetržitý, počet provozních jednotek);
- Konstrukce budovy z hlediska tepelně technických vlastností;
- Konstrukce budovy z hlediska uložení potrubí;
- Rozmístění, druh a typ otopných ploch.

Návrh otopné soustavy je v podstatě volba jednotlivých parametrů soustavy z hlediska minimálních nákladů provozních a investičních s přihlédnutím ke specifickým podmínkám daného objektu (požadavky investora, dočasná stavba, místní zvyklosti). [15, s. 6]

Projektant tepelné sítě vychází z údajů o hustotě spotřeby tepla na daném území, jejím rozložení, z polohy a celkového výkonu zdroje tepla a parametrů teplosměsné látky. Potom rozhodne o nejekonomičtější konfiguraci tepelné sítě a určí rozmístění spotřebitelských předávacích stanic. Po rozhodnutí o trasách sítě zpracuje ve spolupráci se zeměměřiči tzv. výškový profil trasy, určí spádování, rozmístění pevných bodů, kompenzátorů apod. Potom přistoupí k dimenzování průměrů jednotlivých potrubí, dále určí průběh statických tlaků v hydraulicky hlavní větvi a současně může navrhovat dimenze odboček. Tyto úkony náleží k hydraulickému výpočtu tepelné sítě. Závěr hydraulického výpočtu tvoří zpracování tlakového diagramu tepelné sítě, která znázorňuje průběh statických tlaků po délce tepelné sítě. Po skončení hydraulického výpočtu je nutno provést výpočet tepelné izolace a tepelných ztrát a závěrem pevnostní výpočet. [16, s. 418]

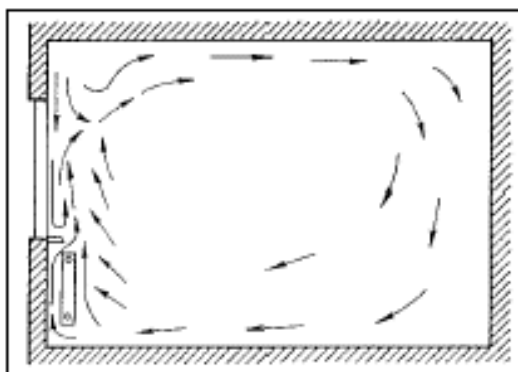
4.1.1 Návrh vykurovacích telies

Návrh otopných těles, který vznikl před více než 100 lety a který neodpovídá dnešním požadavkům, označme přívlastkem klasický. Tento klasický návrh otopných těles zohledňuje tepelnou pohodu uživatele v menší míře než nový způsob návrhu, který označíme jako návrh v plné míře zohledňující tepelnou pohodu uživatele. Porovnání obou návrhů ukazuje (Tab. 7.) [17]

Tab. 7.: porovnání návrhů otopných těles [17]

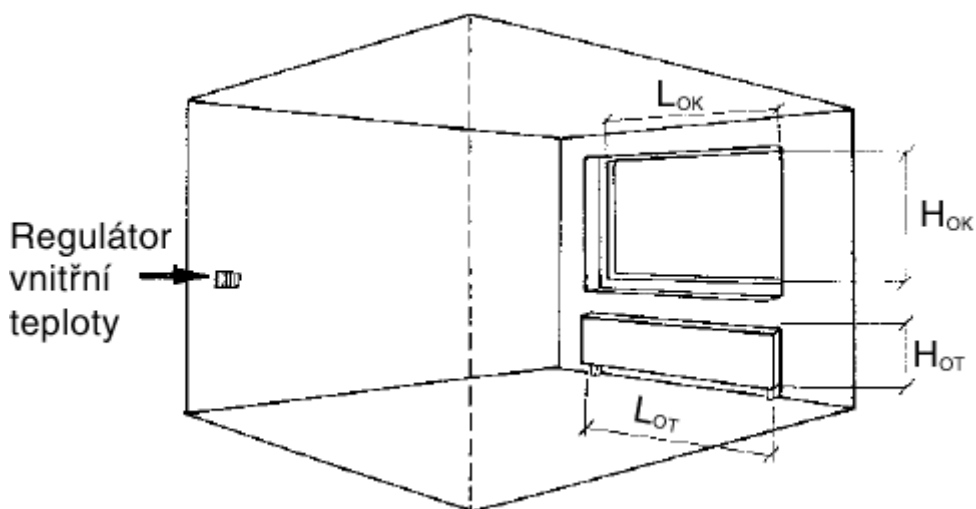
Klasický návrh	Návrh zohledňující v plné míře tepelnou pohodu uživatele
Určení teplotního spádu na tělese t_{w1}/t_{w2}	Navržení tělesa pod okno v jeho plné délce (kompenzace chladných padajících proudů) $L_{OT} \geq L_{OK}$
Přednostní umístění tělesa pod okno v jeho 80% délce $L_{OT} = 0,8 \cdot L_{OK}$	Kompenzace "chladného" sálání okna a chladných padajících proudů určením střední teploty tělesa $H_{OT} \cdot (t_{OT} - t_i) \geq H_{OK} \cdot (t_i - t_{OK}) \Rightarrow t_{OT}$
Pokrytí tepelné ztráty $Q_{OT} \geq Q$	Volba teplotního spádu na tělese s respektováním vypočtené střední teploty tělesa t_{OT} t_{w1}/t_{w2}
	Pokrytí tepelné ztráty volbou výšky a hloubky tělesa $Q_{OT} \geq Q$

Rychlost a směr proudění ve vytápěném prostoru jsou závislé především na umístění ochlazovaných ploch (stěny obvodového pláště, okna) a na umístění a velikosti otopných ploch. Pokud máme např. těleso umístěno pod oknem u ochlazované stěny, zabrání chladným padajícím proudům dostat se až k podlaze a vytvořit tak poměrně velkou oblast lokální tepelné nepohody. Teplé konvekční proudy od tělesa stoupají vzhůru, narážejí na chladné padající proudy, obrátí se a směřují se s nimi. Tyto smíšené proudy pak s vhodnou rychlostí proudění i teplotou "proplachují" celý vytápěný prostor. Principiální zobrazení tohoto děje vidíme na obr. 1. Takto zobrazené proudění je pouze v oblasti délky otopného tělesa.



Obr. 7. Proudění vzduchu ve vytápěném prostoru s otopným tělesem u ochlazované stěny [17]

U vytápěných budov, které jsou tepelně technicky provedeny podle nové normy (ČSN 73 0540 - 1 až 4) se dosahuje nižšího rozdílu teplot vnitřního vzduchu a okna. Přesto je i zde úkolem projektanta kompenzovat chladné sálání okna do vytápěného prostoru, stejně jako proudění chladného vzduchu. Pro omezení padajících chladných proudů od okenní plochy je nutné umístit otopné těleso vždy pod okno a délku otopného tělesa volit přinejmenším stejnou jako délku okna. Dále je třeba splnit podmínku, aby výška otopného tělesa spolu s jeho teplotou byla v relaci k výšce a povrchové teplotě okna (při rovnosti délky okna a otopného tělesa). Je-li okno např. 1,2 m vysoké a odpovídá-li mu rozdíl teplot 7 K (Obr. 8.), musí být u otopného tělesa o výšce 0,4 m dosaženo rozdílu teplot 21 K (tj. povrchová teplota otopného tělesa je 41 °C). [17]



Obr. 8. Umístění otopného tělesa ve vytápěném prostoru

4.1.2 Hydraulika teplovodnej siete

Uvedený je výpočet tepelnej potrubnej siete pre teplotonosnú látku vodu podľa publikácie Výpočtové tabulky pro vytápění [18]:

Tlaková ztráta potrubního úseku Δp

$$\Delta p = \sum (\Delta p_{ZT} + \Delta p_{ZM}) \quad [Pa] \quad (34)$$

, kde:

Δp_{ZT} - je tlaková ztráta třením [Pa],

Δp_{ZM} - je tlaková ztráta místními odpory [Pa].

Tlaková ztráta třením Δp_{ZT}

$$\Delta p_{ZT} = R \cdot l \quad [Pa] \quad (35)$$

, kde:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa/m] \quad (36)$$

, kde:

R - je tlaková ztráta na 1,0 m délky trubky [m],

w - je rychlost proudící látky [m/s],

ρ - je měrná hmotnost proudící látky [kg/m³],

λ - je součinitel tření [-],

d - je vnitřní průměr trubky [m],

l - je délka úseku potrubní sítě [m].

Hmotnostní tok M

$$M = 3600 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot w \cdot \rho \quad [kg/h] \quad (37)$$

Proudící teplotonosná pracovní látka voda

$$Q = M \cdot (t_1 - t_2) \cdot c \quad [W] \quad (38)$$

, kde:

Q - je množství dopravované tepelné energie potrubím [W],

t_1 - je teplota teplotnosné látky v rozvodovém potrubí [°C],

t_2 - je teplota teplotnosné látky ve zpětném potrubí [°C],

c - je měrné teplo teplotnosné látky [J/kg.K]

Součinitel tření λ

Pro oblast laminárního proudění – $Re \leq 2320$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad [-] \quad (39)$$

, kde:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (40)$$

, kde:

Re - je Reynoldsovo číslo [-],

ν - je kinematičká viskozita [m^2/m].

Pro oblast turbulentního proudění – $Re \geq 4000$

Pro turbulentní proudění bylo použito Colebrookovy rovnice

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{k}{d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad [-] \quad (41)$$

, kde:

k - je ekvivalentní drsnost stěny [mm],

d - je vnitřní průměr trubky [m].

Pro přechodovou oblast – $2320 > Re < 4000$

V této oblasti dochází k přechodu od laminárního proudění k proudění turbulentnímu. Tyto děje jsou velmi složité a nelze proto stanovit přesnou hodnotu λ . Pro zjednodušení byly v této oblasti hodnoty λ určeny interpolací mezi mezními hodnotami λ , oblastí laminárního a oblastí turbulentního proudění.

$$\lambda = \lambda_{2320} + \frac{\lambda_{4000} - \lambda_{2320}}{4000 - 2320} \cdot [\text{Re} - 2320] \quad [-] \quad (42)$$

Tlaková ztráta místními odpory Δp_{ZM}

$$\Delta p_{ZM} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (43)$$

, kde:

ζ - je součinitel místního odporu [-].

Ekvivalentní délka l_e

Z důvodu zjednodušení výpočtu potrubní sítě vyjadřujeme tlakovou ztrátu místními odpory Δp_{ZM} ekvivalentní délkou potrubního úseku.

$$l_e = \frac{d}{\lambda} \cdot \rho \quad [m] \quad (44)$$

Potom celková ztráta potrubního úseku je

$$\Delta p = R(l + l_e) \quad [Pa] \quad (45)$$

4.1.3 Zabezpečovacie zariadenia

4.1.3.1 Poistný ventil

V zařízení, kde vlivem teplotních rozdílů dochází i ke změnám tlakových poměrů jsou nejdůležitějším zařízením pojistné ventily. Návrhu pojistných ventilů musíme věnovat patřičnou pozornost, neboť při jejich selhání, zcela zákonitě dochází k materiálním škodám. Nejdříve uvedeme základní vztahy pro jejich výpočet. [18, s. 143]

Nejmenší průtočný průřez pojistného ventilu pro tepelné zařízení, ze kterého při pojistném stavu uniká jenom voda, se určí ze vztahu:

$$S_o \geq \frac{2 \cdot Q_p}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{po}}} \quad [mm^2] \quad (46)$$

, kde:

Q_p - je pojistný výkon dle ČSN 06 0830 ($Q_p=2 \cdot Q_n$) [kW],

α_w - zaručený výtokový součinitel pojistného ventilu [-],

p_{po} - je otevírací přetlak ventilu [kPa].

Výtokový součinitel α_w zohledňuje tlakové ztráty pojistného ventilu, které snižují výtokovou rychlost látky. Závisí na konstrukci pojistného ventilu a nepatrně na otevíracím přetlaku. Hodnota α_w bývá v rozmezí 0,04 (nízkozdvížné pružinové) až 0,80 (rychlodvížné pružinové).

Pro výpočet musíme tuto hodnotu (α_w) znát, bez níž bychom nemohli výpočet pojistného ventilu provést. Dále musíme mít k dispozici pro jednotlivé DN nejmenší průtočný průřez S_o . Po provedeném výpočtu určíme pojistný ventil s nejbližší vyšší k vypočtené hodnotě. [18, s. 143]

4.1.3.2 Tlaková expanzní nádoba s membránou

Expanzní zařízení (EZ) - součást zabezpečovacího zařízení vodních soustav ústředního vytápění, umožňující:

- vyrovnávání objemových změn vody vlivem změn teploty a do jisté míry i přetlaku a to bez zbytečných ztrát vody,
- udržování přetlaku v otopné soustavě v předepsaných mezích. [16, s. 759]

Jsme přesvědčeni, že expanzní nádoby membránové mají četné výhody pro které by se měly v naší projekci a praxi používat.

Jsou to především tyto výhody:

- možnost jednoduchého umístění poblíž zdroje tepla
- nízké investiční náklady

- snížení pracnosti montáže
- otopná soustava je uzavřená, a tím vzniká snížení absorpce vzduchu do teplotnosné látky vody a následné snížení koroze ocelových částí otopné soustavy
- minimální ztráta teplotnosné pracovní látky odparem
- možnost použití vyšších pracovních teplot teplotnosné látky otopné vody nad 95°C do 115°C (ČSN 06 0830, čl. 1, odst. b) – 115°C je hraniční teplota, kterou nelze s ohledem na spínací rozsah nepřesnosti (\pm) pojistných prvků překročit, se u teplotvodních soustav provozní teplota teplotnosní látky otopné vody doporučuje, a to s ohledem na bezpečnost volit ve výši 110°C (tj. v rozmezí 108 až 112°C a pokud to použité prvky zařízení ústředního vytápění umožňují)
- zmenšení možnosti zamrznutí
- možnost použití vyšších pracovních teplot teplotnosné látky otopné vody v primárním okruhu, zejména mezi kotlovými jednotkami a termohydraulickým rozdělovačem
- architektonické výhody, odpadá přívodní, zpětné, přepadové a signální potrubí od EN umístěné v nejvyšším místě otopné soustavy [18, s. 145]

Výpočet expanznej nádoby

Objem expanznej tlakovej nádoby sa určí zo vzťahu:

$$V_{\text{exp,min}} = 1,3 \cdot V \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} \quad [m^3] \quad (47)$$

, kde:

V - je celkový objem vody v sústave [m^3],

n - je súčiniteľ zväčšenia objemu [-],

η - je stupeň využitia expanznej nádoby [-].

Stupeň využitia EN sa určí zo vzťahu (48):

$$\eta = \frac{P_{h,dov,A} - P_{d,A}}{P_{h,dov,A}} \quad [-] \quad (48)$$

, kde:

$p_{h,dov,A}$ - je najvyšší dovolený absolútny tlak (tlak otvorenia poistného ventilu) [Pa],

$p_{d,A}$ - hydrostatický absolútny tlak [Pa].

Hydrostatický absolútny tlak $p_{d,A}$ sa vypočíta podľa vzťahu (49):

$$p_{d,A} = \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-3} + p_b \quad [Pa] \quad (49)$$

, kde:

ρ - je hustota vody [m^3/kg],

g - je gravitačné zrýchlenie [m/s^2],

h - je výška vody nad expanznou nádržou (výškový rozdiel medzi nádržou a najvyšším bodom v sústave) [m],

p_b - je barometrický tlak [Pa].

Súčiniteľ zväčšenia objemu n sa určí z tabuľky (Tab. 8.):

Tab. 8.: skladba obvodových konštrukcií

$\Delta t =$ $t_{max} - 10$ [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
$n [-]$	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
$\Delta t =$ $t_{max} - 10$ [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
$n [-]$	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

4.1.3.3 Termohydraulický rozdeľovač

V posledných letech projektanti vytápění stále více používají mezi primárním okruhem (kotlový okruh) a sekundárním okruhem tzv. termohydraulický rozdělovač (THR). Názvy jako anuloid, hydraulická výhybka, hydraulická spojka apod. se nevžili; nevystihují hlavní význam funkce THR.

Na první pohled je to zapojení velmi lákavé, slibující projektantovi vyřešení všech případných problémů s vyšším počtem sekundárních okruhů s různou hydraulickou charakteristikou.

Ve skutečnosti vznikají v mnohých případech četná zklamání. Ta nastanou vždy, pokud projektant nedodrží základní pravidla pro návrh termohydraulického rozdělovače.

Pravidlo I

Vnitřní průměr $\varnothing D$ válce THR musí být navržen tak, aby rychlost vody proudící termohydraulickým rozdělovačem z primárního okruhu se pohybovala v rozmezí 0,10 až 0,25 m/s. Výhodnější je vždy menší rychlost. Dále se doporučuje, aby množství vody v primárním okruhu bylo určeno pro střední rozdíl teplot $\Delta t = 15 K$.

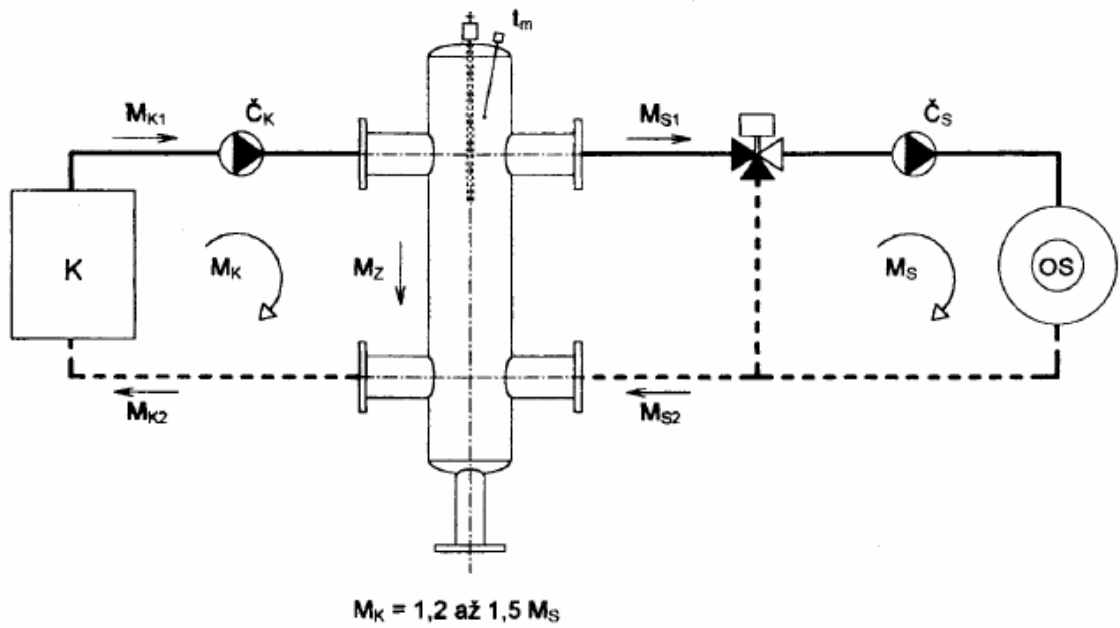
Pravidlo II

Průtočný objem v kotlovém okruhu $M_K=1,20$ až $1,50 M_s$ průtoku v sekundárním okruhu (Obr. 9). Nesplněním této podmínky vzniká teplotní zkrat mezi přívodní a zpětnou teplotou vody sekundárního okruhu. Tento jev vzniká zvláště u zařízení s více kotli se samostatnými čerpadly, kdy kaskádové zapojování jednotlivých kotlů způsobuje rozdílný průtok v primárním okruhu. Pokud na sekundárním okruhu vzniká při regulaci jednotlivých okruhů úbytek protékající vody (kvalitativní i kvantitativní regulace otopné vody) bývá tato podmínka většinou splněna.

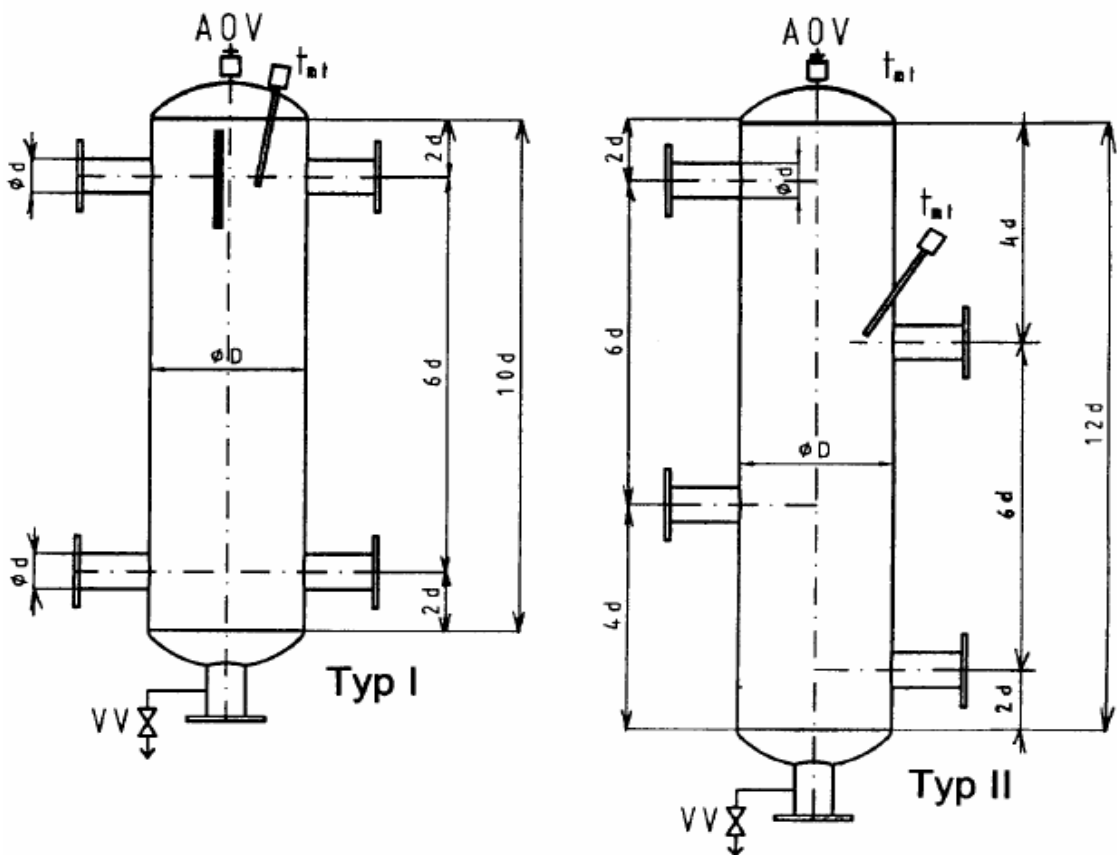
Pravidlo III

Projektant by se měl vždy přesvědčit zda při montáži zařízení byl dodán správný THR buď typ I nebo typ II (Obr. 10). V případě použití vstupních a výstupních hrdel v jedné rovině (typ I) je nutné, aby THR měl v horní části oddělovací děrovaný plech, nebo jiný oddělovací prvek, který zamezí hydraulickému zkratu mezi vstupním hrdlem primárního okruhu a vstupním hrdlem sekundárního okruhu.

Doporučené konstrukční uspořádání THR je znázorněno na (Obr. 10) i s uvedením hlavních rozměrů pomocí násobků průměrů d z primárního okruhu kotlů, kde předpokládáme rychlost 0,60 m/s až 1,0 m/s. [18, s. 161]

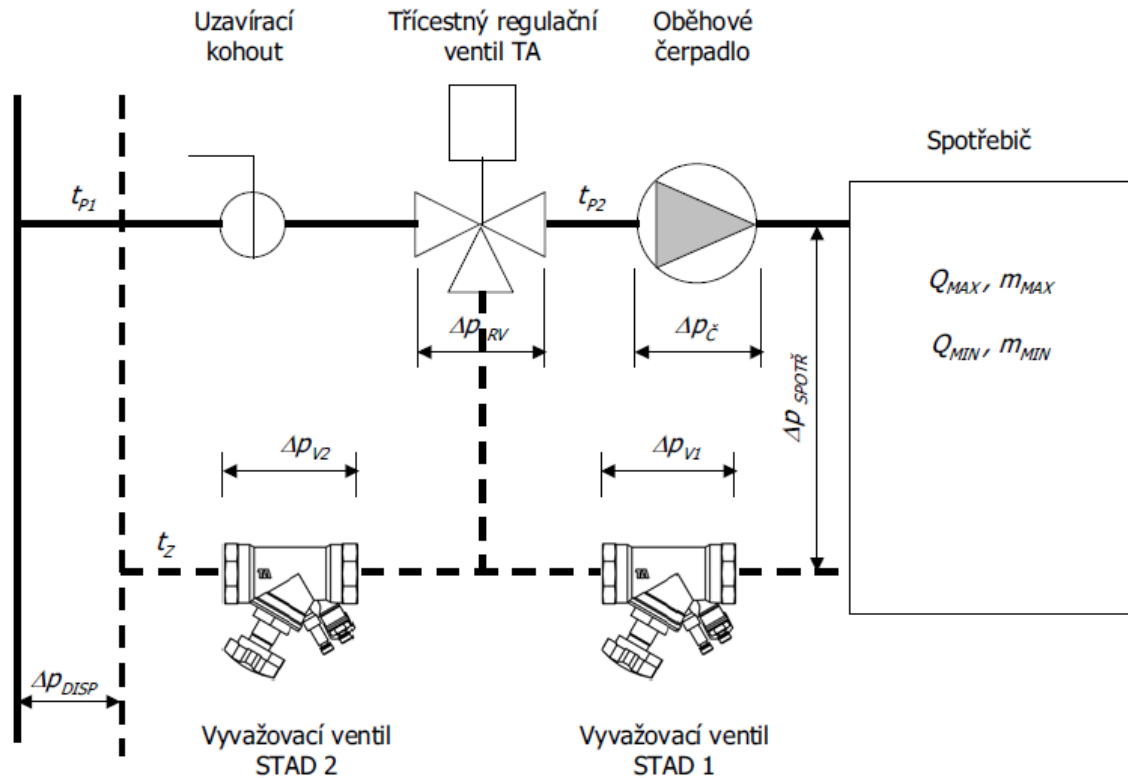


Obr. 9. Schéma zapojení kotlového okruhu a otopné soustavy s termohydraulickým rozdělovačem [18, s. 162]



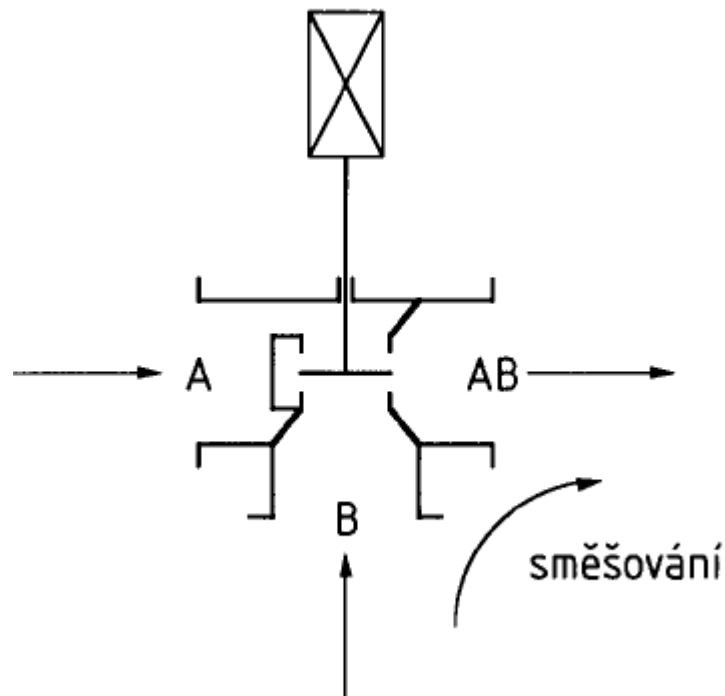
Obr. 10. Konstrukční uspořádání THR typu I a II [18, s. 162]

4.1.3.4 Trojcestný regulační ventil



Obr. 11. Zapojení trojcestného regulačního ventilu [19, s. 27]

Trojcestné regulační armatury (Obr. 12.) se používají většinou pro směšování vody při ekvitermické regulaci. Pokud jsou osazeny do přívodu, zajišťují směšování v poloze směšovací, pokud se osadí do zpátečky, zajišťují směšování v poloze rozdělovací. Použití v druhém případě je možné pouze tehdy, kdy konstrukce armatury tento provoz umožňuje. Armatura má dvě vstupní sedla, mezi kterými se pohybuje tvarovaná kuželka. Na armatuře je vstupní hrdlo A, do kterého vstupuje voda o plné teplotě přívodu, boční hrdlo B, do kterého vstupuje voda o teplotě zpátečky, a dále výstupní hrdlo AB, ze kterého vystupuje již smíšená voda o snížené teplotě přívodu. Výstupním hrdlem AB vytéká součtový průtok většinou do části soustavy se stálým průtokem. Poloha hrdel armatury se při montáži nesmí zaměnit, jinak by regulační systém řádně nepracoval. Pokud nejsou hrdla na armatuře vyznačena, lze ještě před montáží poznat hrdlo AB tak, že při pohledu do tohoto hrdla je vidět kuželka a obě sedla. [16, s. 1047,1048]



Obr. 12. Trojcestný regulační ventil [16, s. 1047]

Pre dimenzovanie trojcestného regulačného ventilu je potrebné poznať dva parametre k_{vs} a autoritu ventilu a . k_{vs} je základným parametrom ventilu a udáva prietok plne otvoreným ventilom za hodinu pri tlakovej strate 1 bar a teplote vody 15°C. Určí sa zo vzťahu (50):

$$k_{vs} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{100}{\Delta p_v}} \quad [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (50)$$

, kde:

\dot{V} - je objemový prietok ventilom [m^3/h],

Δp_v - je tlaková strata plne otvoreného ventilu [kPa] a určí sa pomocou súčinu pomernej autority ventilu a celkovej straty okruhu.

Autorita ventilu a sa určí zo vzťahu (51) nasledovne:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_c} \quad [-] \quad (51)$$

, kde:

Δp_v - je tlaková strata trojcestného ventilu [kPa],

Δp_c - je tlaková strata trením a vradenými odpormi sústavy [kPa].

Autorita trojcestného regulačného ventilu by sa mala pohybovať v intervale od 0,3 do 1,0, inak nebude splnená schopnosť plynulej regulácie ventilu.

4.2 Teplovzdušný vetrací systém s možnosťou chladenia

Vetranie sa delí na prirodzené, nútené a kombinované. U prirodzeného vetrania sa využíva rozdiel hustôt vzduchu (kde tepelné zisky od vnútorných alebo vonkajších zdrojov zaručujú celoročné prevetrávanie priestoru). U núteného, alebo mechanického vetrania, ktoré pracuje s upraveným alebo neupraveným vzduchom, sa vzduch vháňa do priestoru pomocou ventilátora. Kombinované vetranie pozostáva z kombinácie prirodzeného a núteného vetrania.

Klimatizačné (chladiace) zariadenie sa delí na nízkotlaké (nízkorýchlostné), ktoré sa navrhuje do vnútorných priestorov alebo pre väčší počet miestností s rovnakými požadovanými teplotnými a vlhkosťnými parametrami a s približne rovnakou tepelnou záťažou a tepelnými stratami, vysokotlaké (vysokorýchlostné) používané pre budovy, v ktorých nie je možné zvládnuť mikroklimatické podmienky iným spôsobom s ohľadom na prevedenie stavby, nadmerným ziskom tepla z osvetlenia miestnosti a jednotkové, ktoré sa používa v miestach, kde by bolo použitie centrálnej klimatizácie neekonomické.

Rozdelenie podľa druhu

Rozsah a prevedenie vzduchotechnického zariadenia sa riadi druhom prevádzky a jeho špecifickými vlastnosťami. Voľba veľkosti zariadenia je závislá taktiež na ekonomickom rozboře.

Druhy zariadení podľa tlaku:

- podtlakové – pre prevádzku so vznikom škodlivín, kedy je nutné zaradiť ich unikaniu z vetraných miestností,
- pretlakové – pre prevádzku bez vzniku škodlivín, kedy je nutné zabrániť vnikaniu škodlivín z okolia,

- rovnotlaké – pre prevádzku bez požiadavkov na podtlak alebo pretlak.

Zariadenia podľa druhu prevádzky:

- komfortné – pre občiansku vybavenosť, dozory apod.,
- so zvýšenými nárokmi – napr. zdravotníctvo, chémia apod.,
- priemyslové – haly, sklady apod.,
- zariadenia pre priestory s možnosťou výbuchu.

Všetky zariadenia môžu byť navrhnuté do nepretržitej prevádzky, alebo s prevádzkou prerušovanou.

Větrací systém se navrhuje pro dva extrémní venkovní klimatické stavy - zimní a letní. Podkladem jsou údaje o tepelných ziscích haly (vnitřních i venkovních), tepelných ztrátách a produkci škodlivin.

a) Dimenzování pro zimní období vychází ze zimní tepelné bilance - porovnání vnitřních zisků od technologie Q_i [W] a tepelných ztrát Q_{ztr} [W]. Ve většině případů je $Q_{ztr} > Q_i$, tj. hala musí být vytápěna. U směšovacích systémů se přiváděný větrací vzduch ohřívá na teplotu t_p , shodnou s teplotou vzduchu v pásmu pobytu osob t_{po} . U systémů zdrojového větrání je teplota přiváděného vzduchu t_p (vystupujícího z výustí) nižší než teplota t_{po} . Dohřátí na teplotu t_{po} zajišťuje v hale vytápěcí systém. V menších objektech bez zdrojů škodlivin, s minimálními požadavky na větrání, lze řešit větrání výjimečně přirozeným provětráváním (příčným větráním) okny. Otopná soustava musí v hale vždy předat přiváděnému vzduchu tepelný výkon potřebný k jeho ohřevu z teploty na vstupu do haly (teploty t_p , resp. t_e - teploty venkovního vzduchu u přirozeného větrání) na teplotu v pásmu pobytu osob t_{po} .

Pozn.1: Teplota t_p u zdrojového větrání se stanoví při dimenzování systému větrání a vytápění.

Pozn.2: Případy $Q_i > Q_{ztr}$ jsou výjimečné. Hala pak není vytápěna a řadí se do kategorie hal teplých, horkých; větrání slouží k odvodu tepelných zisků.

b) Ke snížení energetických nároků na ohřev větracího vzduchu se doporučuje využívat zařízení pro zpětné získávání tepla z odváděného vzduchu, zvláště u objektů

s vícesměnným provozem. V tomto případě větrací systém, kromě zařízení pro přívod vzduchu, musí zahrnovat i zařízení pro odvod vzduchu s výústěmi pod stropem (kde vzduch v hale má nejvyšší teplotu). Větrací zařízení se zpětným získáváním tepla mohou být ústřední, nebo jednotková.

c) Průtok venkovního vzduchu V_e [m/s] pro zimní větrání se stanovuje podle vznikajících škodlivin; výpočet lze provést jen pro některé technologie (např. pro svařování) na základě technologických údajů o produkovaných škodlivinách. Nejsou-li tyto údaje k dispozici, volí se intenzita větrání podle doporučených údajů.

d) Letní větrání (průtok venkovního vzduchu V_e [m/s]) se dimenzuje na odvod vnitřní i venkovní tepelné zátěže. V neklimatizovaných halách (nepožaduje se optimální tepelný stav) je teplota vzduchu uvnitř haly téměř vždy vyšší než teplota venkovního vzduchu. Výjimku mohou tvořit budovy s velkou tepelnou kapacitou (masivními, hmotnými stěnami). Požadavkem na větrání je, aby v letním období teplota vzduchu v pásmu pobytu osob t_{po} nepřevýšila teplotu venkovního vzduchu t_e o více než 3 K. Výpočet průtoku vzduchu podle požadavků na odvod letní tepelné zátěže se provádí s uvažováním akumulace tepla do budovy a vnitřního technologického vybavení. Průtok vzduchu, stanovený z maximální zátěže haly, bez uvažování akumulace, bývá extrémně, nepotřebně vysoký.

e) V provozech bez vývinu škodlivin se řeší větrání jako rovnotlaké. Ve svařovnách a obdobných halách s vývinem škodlivin se navrhuje podtlakové větrání (průtok přiváděného vzduchu je přibližně 90 až 95 % průtoku odváděného vzduchu - vyšší hodnota platí pro zimní období). Průtok přiváděného vzduchu musí být, zvláště v zimě, minimálně roven průtoku vzduchu odváděného místním odsáváním (při respektování požadovaného podtlaku).

f) V letním období (v některých případech) může průtok vzduchu, stanovený z podmínek odvodu letní tepelné zátěže, převýšit průtok vzduchu stanovený pro zimní období podle produkce škodlivin, případně podle doporučené intenzity větrání. Intenzitu větrání v letním období lze v halách (o maximální šířce 30 m, bez nároků na filtraci venkovního vzduchu) zvýšit přirozeným přívodem a odvodem vzduchu (větracími otvory pro přirozené větrání, v zimě uzavřenými). Nuceně lze průtok vzduchu zvýšit buď zvýšením otáček elektromotorů

(např. dvouotáčkovými elektromotory, regulátory otáček), nebo provozem přídavného větracího zařízení (větracích jednotek) pro letní větrání.

g) Přívod vzduchu do hal se řeší vhodnými distribučními prvky; jsou to: anemostaty, stěnové obdélníkové výustě, dýzy - pro směšovací princip, velkoplošné výustě - pro zaplavovací princip (zdrojové větrání). Otvory pro přirozené doplňkové větrání by měly být vždy vybaveny mechanickým otevíráním s dálkovým ovládním.

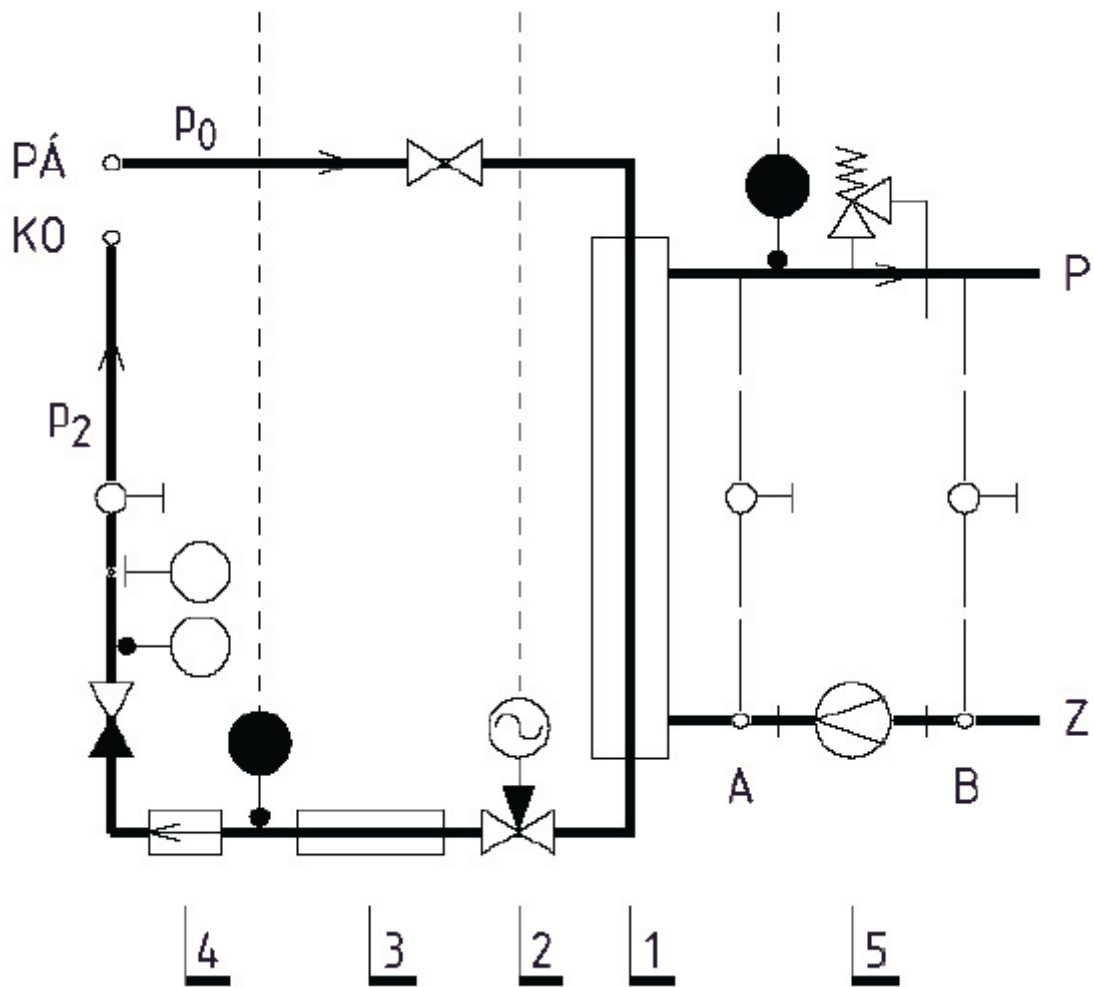
h) Odvod vzduchu se provádí pod stropem výustěmi na vzduchovodech (při ústředním odvodu vzduchu), nebo odsávacími jednotkami s výfukem nad střechu. V letním období lze, kromě nuceného odvodu, řešit odvod vzduchu i přirozeně (větracími otvory ve světlících, střešními žaluziemi s mechanickým otevíráním a dálkovým ovládním). [16, s. 723, 724]

4.3 Zdroj tepelné energie výměnníková stanice para-voda

V současné době se výměnníkové stanice pára-voda provádějí jako uzavřené parokondenzátní soustavy. Pro předávání tepla z primární teplotnosné látky páry do sekundární teplotnosné látky vody se používají pro vyšší tlaky páry protiproudé svíslé výměnníky tepla s přímými nebo do šroubovice vinutými trubkami. Tyto výměnníky mají vzhledem ke svým výkonům poměrně malé objemy a jejich použití umožňuje projektantům navrhovat jednoduchá, kompaktní a ekonomická provedení předávacích zařízení.

Toto provedení (Obr. 13.) se dvěma tlakovými úrovněmi se vyznačuje regulačním ventilem (2) na výstupu kondenzátu z výměnníku (1). První tlaková úroveň je před, druhá za regulačním kondenzátním ventilem. Důležitým znakem provedení je možnost kondenzace páry za plného vstupního tlaku. Dané provedení přináší oproti původním způsobům řešení následující výhody, které podstatně snižují investiční a také provozní náklady:

- odpadá zcela kondenzátní hospodářství (kondenzátní nádrž, kondenzátní čerpadlo),
- kondenzát může být dopravován do zdroje tepla zdarma tlakem páry,
- kondenzát může být dopravován do zdroje tepla spojitě,
- únik páry a kondenzátu je vyloučen, stejně jako okysličování kondenzátu,
- dimenze regulačního ventilu na kondenzátní straně je podstatně menší.



Obr. 13. Funkční schéma VS [4, s. 184]

Tepelný výkon výměníků je regulován spojitě, zaplavitím teplosměnné plochy pomocí kondenzátního ventilu s elektrickým pohonem. Kondenzát z výměníku je přetlačován přetlakem páry přes dochlazovací žebrovku (3) a vodoměr (4) do sběrného potrubí. Případný kondenzát v parní přípojce je odlučován ještě před hlavním uzávěrem. Regulační ventil musí zpracovat plný dispoziční tlakový rozdíl primární strany $\Delta p_p = p_0 - p_2$. Pohon tohoto ventilu je také vybaven havarijní nastavbou pro bezpečné odstavení výměníku. U stanic s výkonem větším než 100 kW je vhodné osadit navíc regulační ventil s elektropohonem s havarijní nastavbou na parní stranu, který bude mít funkci rychlého uzávěru.

Způsob řízení tepelného výkonu výměníku je jednoduchý. Řídicí systém udržuje teplotu výstupní vody t_2 na požadované hodnotě ovládním průtoku páry regulačním ventilem. Požadovaná teplota výstupní vody může být stálá nebo proměnná v závislosti na vnější

teplotě. Informaci o teplotě výstupní vody dodává řídicímu systému snímač teploty. Při proudění páry, např. regulačním ventilem, dochází ke ztrátě tlaku škrcením. Pokud do regulačního ventilu vstupuje pára sytá, po snížení tlaku za regulačním ventilem se vlivem škrcení pára mírně přehřeje a její teplota klesne. Při škrcení se totiž entalpie páry nemění. [4, s. 184, 185]

4.4 Teplá voda

Zariadenie pre ohrev vody by malo byť navrhnuté tak, aby teplota TV v mieste odberu dosahovala teploty 50 až 55 °C, prípadne 45 až 60 °C vo výnimočných prípadoch. Inú teplotu, najčastejšie pri technologických odberoch, môžeme voliť jedine so zdôvodnením.

Spôsoby ohrevu podľa spôsobu predávania:

- priamy – ohrievanie sa deje zmiešavaním vodnej pary so studenou vodou, prípadne horúcej alebo teplej vody so studenou vodou,
- nepriamy – pri ktorom sa ohrievanie deje prestupom tepla cez určitú prekážku (tepelná výmena).

Spôsoby ohrevu podľa miesta ohrevu:

- miestne – voda sa ohrieva v mieste odberu, spravidla pre jeden, prípadne pre viac výtokov,
- ústredné – voda sa ohrieva v centrálnej kotolni.

Spôsoby ohrevu podľa konštrukcie zariadenia:

- zásobníkové – voda sa ohrieva do zásoby, slúži k vyrovnaniu množstva ohriatej a odoberanej TV behom určitého časového obdobia,
- prietochné – voda sa ohrieva v prietochnom ohrievači len pri jej prietoku,
- kombinované – prietochné ohrievanie doplnené o zásobníkový ohrev pre vykrytie krátkodobých odberových špičiek.

Spôsoby ohrevu podľa prevádzkového tlaku:

- beztlakové,
- tlakové.

Stanovenie spotreby TV

Spotreba na umývanie osôb V_o sa stanoví zo vzťahu (52):

$$V_o = n_i \cdot \sum (n_d \cdot U_3 \cdot p_d \cdot t_d) \quad [m^3] \quad (52)$$

, kde:

n_i - je počet užívateľov,

n_d - je počet dávok,

U_3 - je objemový prietok vody o teplote 55°C do výtoku [m^3/h] (pre umývadlo 0,14 m^3/h),

p_d - súčiniteľ predĺženia doby dávky [-] (pre čistú prevádzku 1),

t_d - doba dávky [h].

Spotreba na umývanie riadu sa stanoví zo vzťahu (53):

$$V_j = n_j \cdot V_d \quad [m^3] \quad (53)$$

, kde:

n_j - je počet jedál [-],

V_d - je objem dávky [m^3] (len pre výdaj jedla bez prípravy 0,002 m^3).

Spotreba TV na upratovanie sa vypočíta podľa vzťahu (54):

$$V_u = n_u \cdot V_d \quad [m^3] \quad (54)$$

, kde:

n_u - počet (výmera) plôch [-],

V_d - je objem dávky [m^3] (na 100 m^2 je to 0,020 m^3).

5 REGULÁCIA

Obor regulácie je obsiahly obor, ktorému je venovaný nespočet kníh a preto je táto kapitola len základným uvedením do teórie regulácie podľa publikácie Topenářská příručka [16].

Dynamické vlastnosti regulačních obvodů i jejich jednotlivých členů jsou dány:

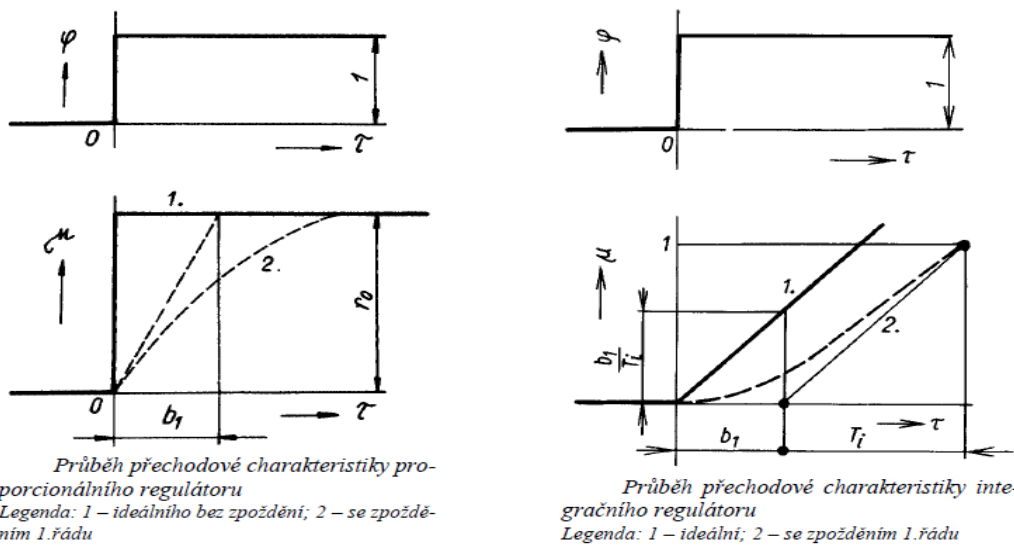
- a) diferenciální rovnicí,
- b) přenosovou funkcí (operátorový nebo frekvenční přenos),
- c) přechodovou charakteristikou,
- d) frekvenční charakteristikou.

Diferenciální rovnice udává vztah mezi výstupním a vstupním signálem v závislosti na čase. Podle typu diferenciální rovnice rozeznáváme též regulaci lineární a nelineární. Budeme se zabývat lineární regulací, popsanou lineární diferenciální rovnicí s konstantními koeficienty. V lineárních obvodech platí princip superpozice (zdvojnásobí-li se např. vstupní signál, výstupní signál se rovněž zdvojnásobí).

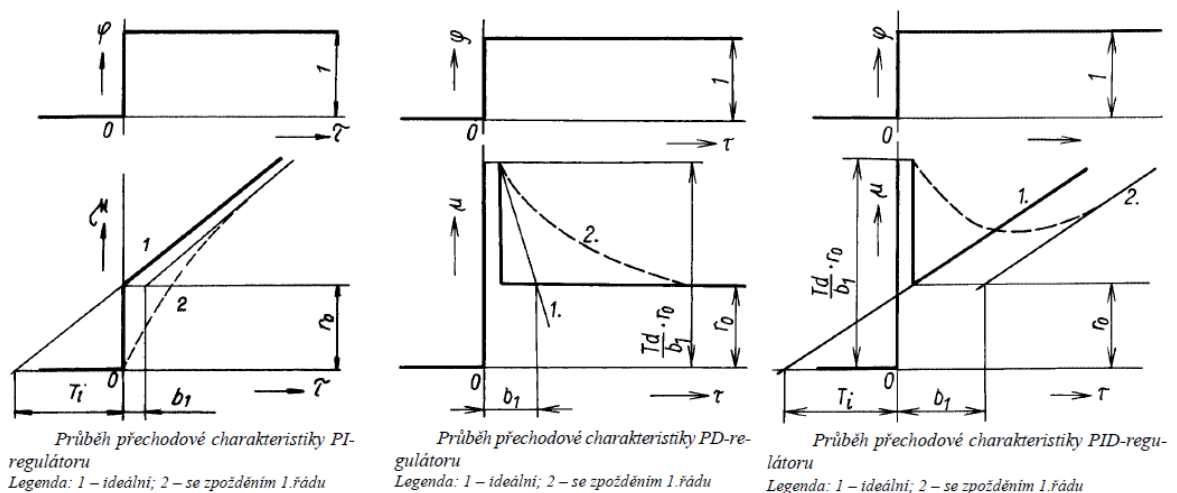
Abychom zjistili dynamické vlastnosti členu nebo obvodu, přivedeme na vstup signál libovolného průběhu a zjišťujeme průběh výstupního signálu, tzv. odezvu. V lineárních obvodech používáme na vstupu jednotkový skok, jednotkový impuls nebo harmonickou funkci. Odezvou na jednotkový skok je přechodová charakteristika. Zavedeme-li na vstup harmonický signál, získáme zpracováním výstupních signálů (pro $\omega = 0$ až ∞) frekvenční charakteristiku. Průběhy přechodové a frekvenční charakteristiky lze získat u navrhovaných členů výpočtem a u dosavadních členů experimentálně. Na základě dynamických vlastností členů zjišťujeme stabilitu regulačního obvodu, přesnost regulace a jakost regulačního pochodu. [16, s. 1525]

5.1 Regulátory - ústřední regulační členy

Ústřední členy obsahují členy pro matematické a logické operace. Podle funkce můžeme ústřední regulační členy (regulátory) rozdělit na proporcionální (P), integrační (I), proporcionálně integrační (PI), proporcionálně derivační (PD) a proporcionálně integračně derivační (PID). Všechny tyto typy regulátorů mohou pracovat bez zpoždění, nebo se zpožděním 1. až m-tého řádu. [16, s. 1527]



Obr. 14. Priebehy prechodových charakteristik P a I regulátoru [16, s. 1529]



Obr. 15. Priebehy prechodových charakteristik PI, PD a PID regulátoru [16, s. 1530]

5.2 Prvky regulácie

5.2.1 Čidlo a vysílač

Čidlem nazýváme zařízení, které snímá časový průběh hodnoty regulované veličiny, např. tlaku, teploty, průtoku, hladiny, vlhkosti apod. Proti měřicí technice převádějí čidla používaná v regulační technice měřenou hodnotu regulované veličiny na výchylku nebo sílu, protože tyto veličiny lze snadno převést na unifikovaný pneumatický nebo elektrický signál. Čidlo spolu s převodníkem na unifikovaný signál tvoří obvykle konstrukční celek a nazýváme jej vysílačem. [16, s. 1535]

5.2.2 Riadiaci člen a obvody

Řídicími členy nastavujeme žádanou hodnotu regulované veličiny. [16, s. 1539] Druhy ríadiacich členov sú: pneumatické ríadiace členy, elektrické ríadiace členy.

5.2.3 Ústředný člen

Ústřední regulační členy obsahují členy pro matematické, popřípadě logické operace. Podle funkce lze ústřední členy rozdělit na spojitě a nespojitě. Pneumatické ústřední členy pracují vesměs spojitě, elektrické spojitě i nespojitě a hydraulické spojitě.

Ústřední členy (dále jen regulátory) spojitě pracují jako proporcionální (P-regulátory), proporcionálně integrační (PI-regulátory), proporcionálně derivační (PD-regulátory) a proporcionálně integračně derivační (PID-regulátory). [16, s. 1540]

5.2.4 Prevodník

Převodníky slouží buď k převádění signálu z jednoho druhu energie na druhý, nebo pro úpravu signálu jednoho druhu energie. Převodníky prvního typu se používají tam, kde chceme použít kombinovaného regulačního systému, např. vzhledem k podmínkám řízení i provozu; nejpoužívanějšími jsou elektropneumatické převodníky a pneumatickoelektrické převodníky. Z převodníků druhého typu se používá nejvíce nelineárních převodníků.

5.2.5 Akčný člen

Akční členy přímo ovládají řízený technologický proces. Skládají se z pohonu a regulačního orgánu. Pohony (servomotory, servopohony) jsou řízeny akční veličinou regulátoru a ovládají regulační orgán. Podle druhu energie a podle konstrukce rozdělujeme pohony do tří skupin.

- elektrické pohony: motorické a solenoidové,
- hydraulické pohony: pístové a křídlové,
- pneumatické pohony: pístové a membránové. [16, s. 1548]

5.3 Regulační armatury

Regulační armatura je dálkově ovládané zařízení, které v závislosti na požadavcích řídicího systému reguluje průtok tekutiny v řízeném procesu. Regulační armatury obecně představují nejdůležitější akční členy ve všech regulačních zapojeních, ať se jedná z hlediska regulačního systému o řízení změn průtoku, teploty nebo tlaku. [16, s. 1554]

5.3.1 Dvojcestný a trojcestný regulační ventil

Dvoucestné regulační ventily představují nejčastěji používaný akční prvek regulace otopných soustav, ať již ve formě motorických armatur, přímočinných regulátorů tlaku a teploty nebo termostatických radiátorových ventilů. Princip regulace pomocí dvoucestných ventilů spočívá ve škrcení průtoku protékající teplotně nosné látky změnou polohy kuželky vůči sedlu armatury. Protože dvoucestné ventily regulují změnou průtoku, ale u otopných soustav nás většinou zajímá změna výkonu (funkce průtoku a rozdílu teplot), záleží na volbě charakteristiky regulační armatury, aby mohl být regulační proces linearizován, tj. abychom pokud možno dosáhli lineární závislosti mezi polohou kuželky a změnou výkonu. Z tohoto důvodu je k dispozici celá řada regulačních charakteristik, z nichž se pro účely vytápění prosazují v poslední době tzv. modifikované rovnoprocentní charakteristiky (EQM). [16, s. 1560]

O trojcestných regulačních ventilech a ich návrhu bolo písané v kapitole 4.1.3.4 Trojcestný regulačný ventil. Vzťahy uvedené pri tomto výpočte sa používajú taktiež pri návrhu dvojcestných regulačných ventilov.

5.3.2 Termostatické radiátorové ventily

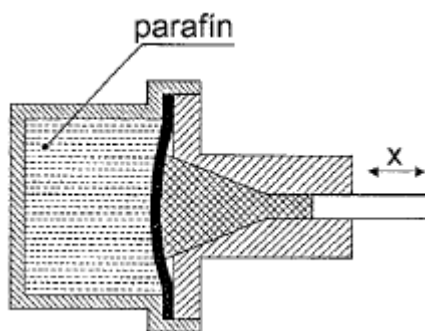
Termostatické radiátorové ventily se již staly neoddelitelnou součástí každé nové nebo rekonstruované soustavy a při správném návrhu tvoří prvek otopné soustavy, který se vyznačuje vynikající dobou návratnosti.

Podle definice jsou termostatické radiátorové ventily přímočinné (tj. bez přívodu pomocné energie) proporcionální (změna akční veličiny je přímo úměrná teplotní odchylce - poruchové veličině) regulátory s malým pásmem proporcionality XP.

Termostatické radiátorové ventily dále obecně rozdělujeme na dvojregulační, s tzv. přednastavením ve formě kulisy nebo dorazu kuželky a na ventily bez druhé regulace.

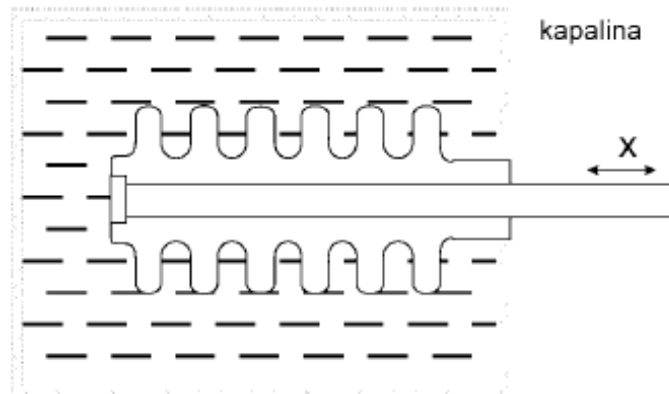
Druhá regulace (přednastavení) umožňuje měnit hydraulický odpor armatury druhým, nezávislým způsobem na pohybu kuželky ventilu vyvozeným působením termostatické hlavice a velmi dobře se hodí do rekonstruovaných soustav, kdy není možno měnit potrubní síť, nicméně za cenu deformace provozní charakteristiky armatury. Tato deformace je způsobena tím, že čím více škrtneme průtok konkrétním ventilem pomocí druhé regulace, tj. zmenšujeme průtok ventilem nezávisle na pohybu kuželky, tím více se zmenšuje pásmo proporcionality. Jinak řečeno, škrcením omezíme průtok ventilem tak, že další zvětšení zdvihu kuželky nemá za následek zvýšení průtoku ventilem.

Srdcem každého termostatického ventilu je jeho hlavice, resp. její teplotní čidlo, které nejpodstatněji ovlivňuje chování termostatické hlavice a tím celého termostatického ventilu za provozu a které má přímý vliv na míru úspor ventilu, na jeho životnost a spolehlivost. Z tohoto hlediska rozlišujeme termostatické hlavice s paroplynovým, kapalinovým nebo parafínovým (voskovým) čidlem. Všechny však pracují na stejném principu, tzn. při vyšší (nižší) teplotě se náplň hlavice roztahuje (smršťuje) a tato změna objemu se přenáší na dřík, konající osový pohyb, který pak ovládá kuželku ventilu. Schématické znázornění teplotních čidel je pak na následujících třech obrázcích. [16, s. 1563]

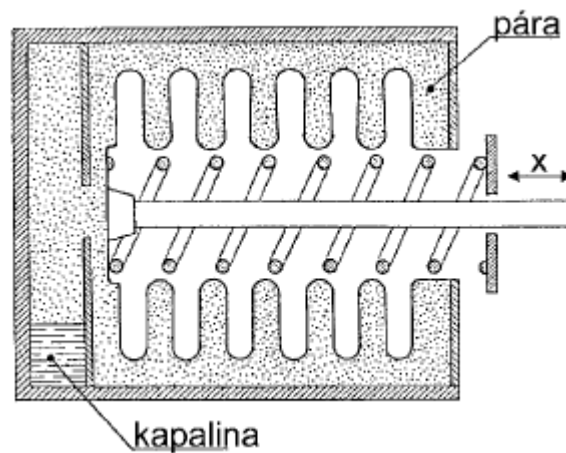


Obr. 16. Term. ventil parafínový

[16, s. 1564]



Obr. 17. Term. ventil kvapalinový [16, s. 1564]

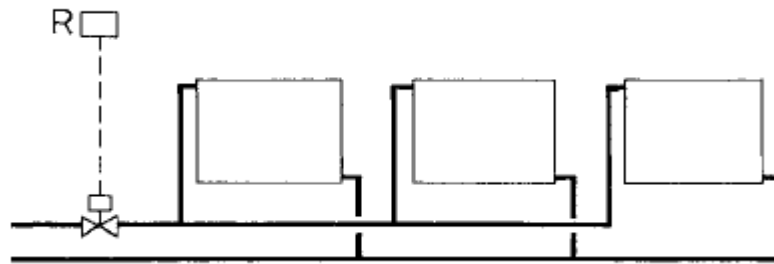


Obr. 18. Term. ventil paroplynový [16, s. 1564]

5.4 Regulácia tepelného výkonu vykurovacích sústav

5.4.1 Zónová regulácia

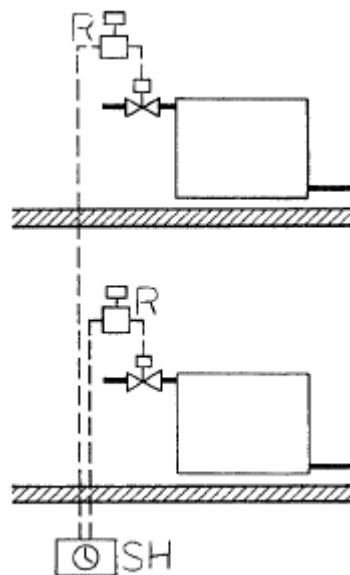
Zde se reguluje více otopných těles v jednom pokoji jedním společným regulačním prvkem a jedním regulátorem (Obr. 19.) či více vytápěných místností zásobovaných jedním hydraulickým okruhem (zónou) vykazujících stejné či velmi obdobné tepelnětechnické chování. Regulátor postihne přes čidla teploty změny a uzpůsobuje nastavení na zónovém ventilu. Zónovým nebo třicestným ventilem se tak provádí regulace množství či kvalitativní regulace směřováním. [16, s. 1570]



Obr. 19. Zónová regulácia [16, s. 1570]

5.4.2 Decentralizovaná regulácia

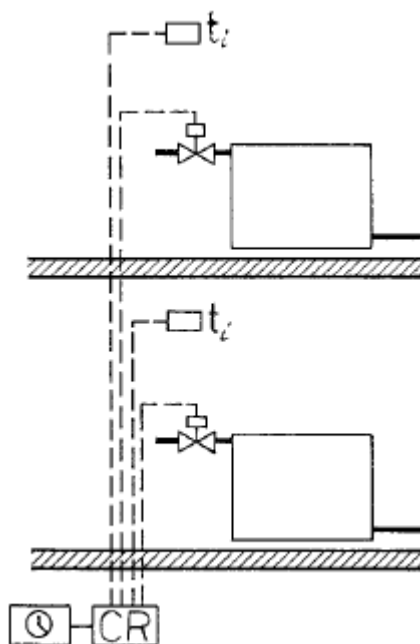
U této formy regulace je každá místnost opatřena regulátorem a regulačním orgánem, kterým je elektromotoricky ovládaný ventil na OT. Různé regulátory v jednotlivých místnostech mohou být jedněmi či vícero spínacími hodinami centrálně řízeny v závislosti na čase (Obr. 20.). Příznivým jevem je, že je instalace a kabeláž jednodušší a přizpůsobivější, než u centrální regulace podle charakteristické místnosti. Zde se dá využít například signalizačního vedení a částečně i rozvodné sítě 220 V, u níž se signály převedou na napětí v síti. [16, s. 1571]



Obr. 20. Decentralizovaná regulácia [16, s. 1571]

5.4.3 Centrálna regulácia

Zde se provádí regulace pouze jedním centrálním regulátorem, převážně vícekanálovými spínacími hodinami (Obr. 21.). Každá místnost má čidlo (snímač) a regulační orgán - opět elektromotoricky ovládaný ventil na OT. Výhodou je, že požadované hodnoty a spínací časy jsou řízeny z jednoho centrálního místa. Přesto se nechá každá místnost regulovat individuálně. Výhoda oproti decentrální regulaci spočívá v tom, že se redukuje náklady na přístroje a mnoho regulátorů je nahrazeno jedním centrálním. Zařízení tohoto druhu jsou provozována převážně se systémem DDC (direct digital control). Regulátory tohoto druhu pracují tedy digitálně a mohou přebírat podle podmínek systému velké množství úloh. Použití regulace teploty místností s pomocnou energií se používá pouze u velkých objektů. Hlavní oblastí použití v nebytové oblasti jsou školy, správní budovy, divadla, hotely apod. Zde se jedná opět o kvantitativní regulaci množstvím a bezpodmínečně se doporučuje regulace teploty přívodní vody, aby se zabránilo většímu kolísání požadované hodnoty.

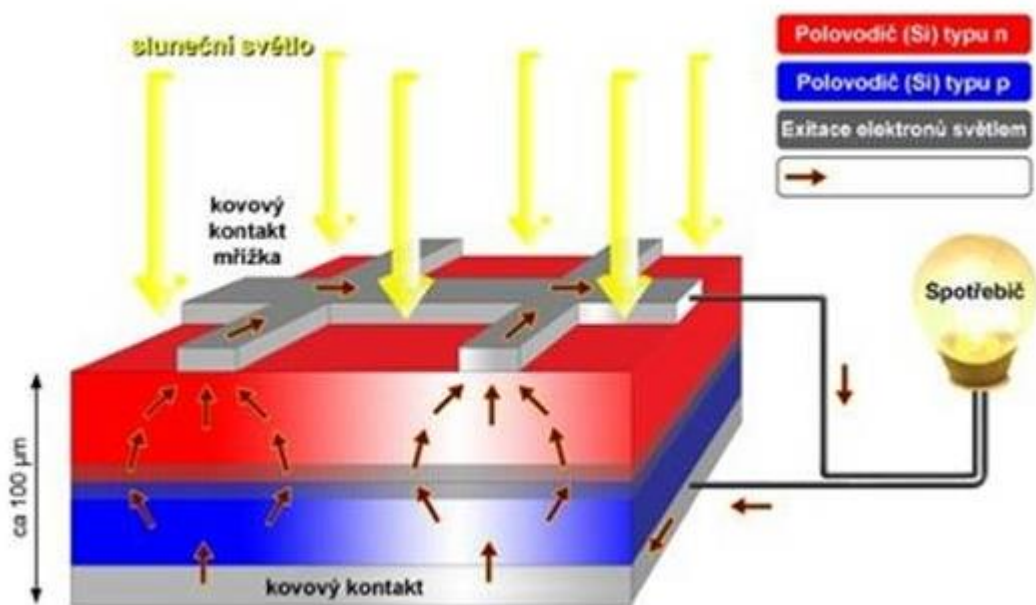


Obr. 21. Centrálna regulácia

[16, s. 1571]

6 FOTOVOLTAIKA

Fotovoltaika je technický obor zaoberajúci sa premenou slnečnej energie na energiu elektrickú. Názov fotovoltaika je odvodený od slov foto (svetlo) a volt (jednotka elektrického napätia). Proces premeny slnečnej energie na elektrickú prebieha vo fotovoltaickom článku aplikáciou fotoelektrického javu, pri ktorom dopadom fotónov na polovodičový P-N prechod dochádza k uvoľňovaniu a hromadeniu elektrónov. Ak P-N prechod doplníme o anódu a katódu, dá sa hovoriť o fotovoltaickom článku.

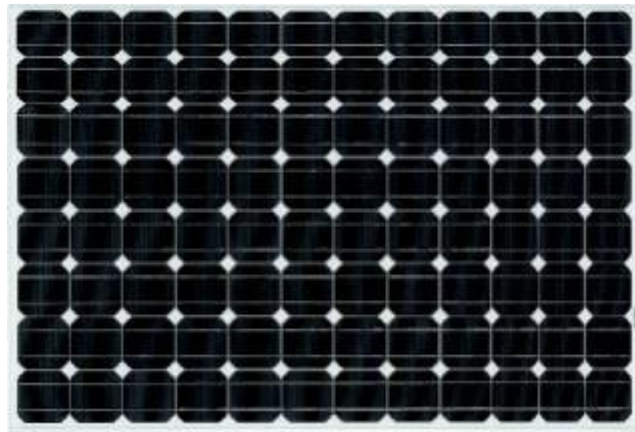


Obr. 22. Princíp činnosti fotovoltaického článku

6.1 Typy fotovoltaických článkov

6.1.1 Kremíkové monokryštalické články

Je to základný a najstarší typ článku. Sú vyrábané z monokryštalického kremíku, ich rozmer je v násobkoch 10 cm. Ich účinnosť je 13 – 14%, výnimočne 17% pri výbornom slnečnom svite. Väčšiu účinnosť majú na priamom slnečnom žiarení, teda je výhodné inštalovať tieto články na strechy orientované približne na juh.



Obr. 23. Panel z monokryštalických článkov

6.1.2 Kremíkové polykryštalické články

V súčasnosti sa jedná o najbežnejší typ článkov. Vyrábajú sa odlievaním čistého kremíku do vhodných foriem a rezaním vzniknutých ingotov na tenké plátky. Výroba je menej nákladná ako výroba monokryštalických článkov. Ich účinnosť je 12 – 15% podľa orientácie a sklonu inštalácie. Doporučuje sa na strechy s výraznejším odklonom od juhu pre ich lepšiu účinnosť pri svetle dopadajúcom pod uhlom, alebo pri zatiahnutej oblohe.



Obr. 24. Panel z polykryštalických článkov

6.1.3 Amorfné články

Ich účinnosť je približne 4% a inštalovaná plocha pre získanie rovnakého výkonu je približne 2,5x väčšia ako pri predchádzajúcich typoch. Ich výroba naparováním je finančne málo náročná a používajú sa na projektoch, kde má projektant k dispozícii dostatočne veľkú plochu.

6.2 Komponenty fotovoltaiky

6.2.1 Striedač

Striedač je dôležitou súčasťou fotovoltaiky. Vo fotovoltaických paneloch sa vyrobí jednosmerný prúd, ktorý je potrebné pretransformovať kvôli dodávke do siete na prúd striedavý 230V / 400V, 50 Hz. Menič môže byť vybavený displejom, potom nám udáva informácie o vyrábanej energii a zachytiť tak aktuálny stav systému.

6.2.2 Akumulátor

Baterie pro využití v solárních aplikacích, tj. ve fotovoltaických zařízeních využívajících energii slunečního svitu musejí mít specifické vlastnosti. Jde zejména o vysoký stupeň cykličnosti, výjimečnou hustotu výkonu, schopnost regenerace z hlubokého vybití atd. Nejvhodnější bezúdržbové solární akumulátory se dělí do dvou skupin - technologie AGM a technologie GEL. Baterie typu AGM (absorbent glass material) mají elektrolyt nasáklý v separátorech ze skleného vlákna a gelové solární baterie používají elektrolyt v podobě křemičitého gelu. Oba typy solárních akumulátorů jsou bezúdržbové a mají podobné vlastnosti, nicméně baterie s křemičitým gelovým elektrolytem mají v porovnání s bateriemi AGM vylepšené některé charakteristiky. Gelové baterie mají delší cyklickou životnost přibližně o 25% ale o trochu méně kapacity (cca 15%) než baterie AGM ve stejných rozměrech (gel zabírá více místa uvnitř baterie). Hlavní výhodou solárních gelových akumulátorů je však rozsah provozních teplot, který umožňuje nabíjení od -20°C kdežto AGM baterie není dobré nabíjet pod bodem mrazu. [20]

6.2.3 Regulátor nabíjania

Regulátor nabíjania tvorí spojenie medzi fotovoltaickými článkami, akumulátorom a spotrebičom. Jeho úlohou je riadenie procesu nabíjania a vybíjania. To pozostáva z troch úloh:

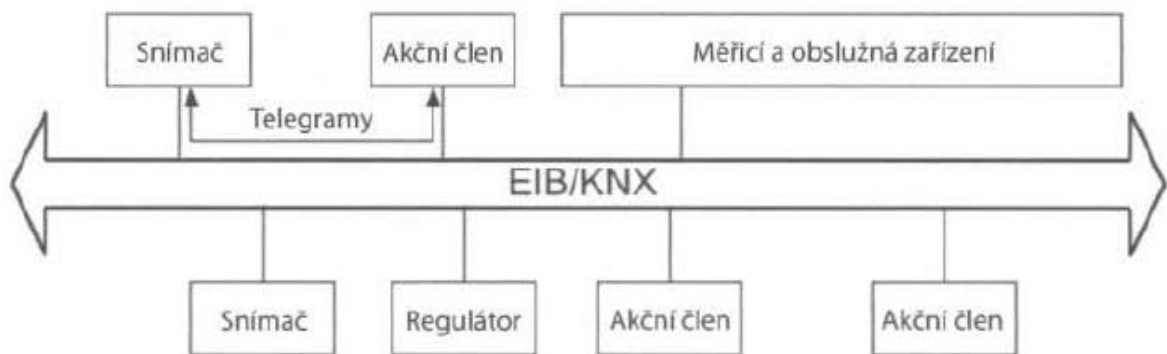
- zistenie optimálneho nabíjania akumulátoru tak, aby sa dosiahlo čo najvyššej životnosti akumulátoru. Predovšetkým musí byť regulátor schopný pri dosiahnutí konečného nabíjacieho napätia odpojiť generátor, alebo znížiť nabíjacie napätie po určitý časový interval na hodnotu napätia prípustného pre daný akumulátor.

- zabránenie vybíjania akumulátoru cez fotovoltaičné články, pretože počas noci sa fotovoltaičné články chovajú ako spotrebič.
- chránenie akumulátoru pred hlbokým vybitím, pretože pri vybíjaní akumulátoru pod minimálnu hodnotu koncového vybíjacieho napätia, hrozí poškodenie akumulátoru.

7 ZBERNICOVÝ SYSTÉM RIADENIA

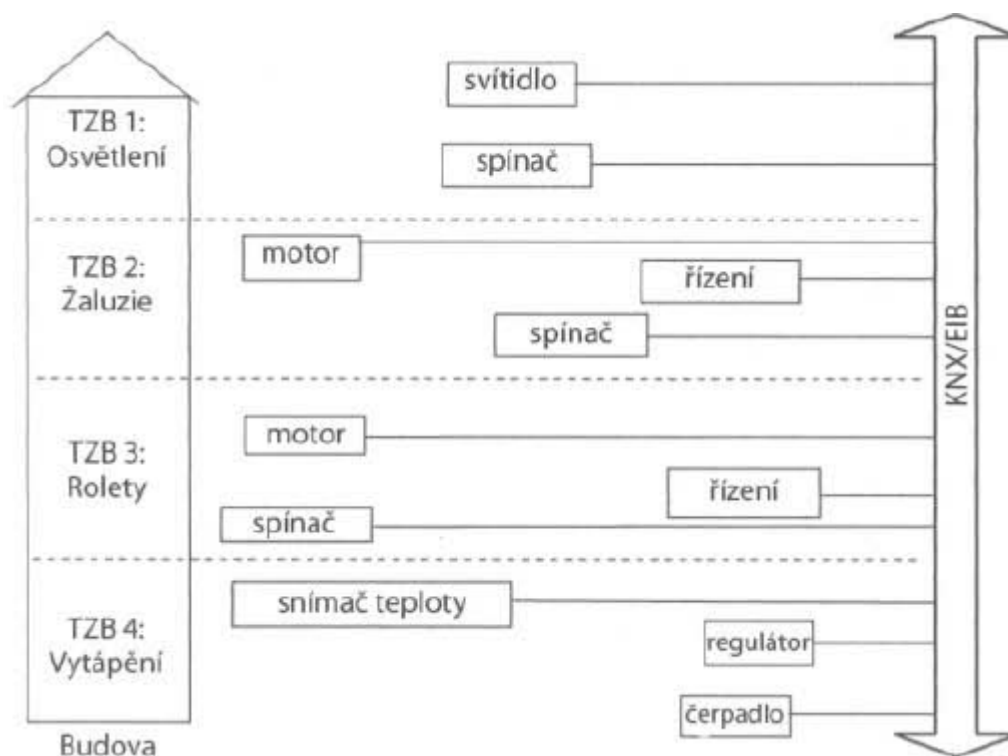
7.1 KNX/EIB

Evropská instalační sběrnice KNX/EIB je průmyslový komunikační systém, který se v systémové technice budov používá pro síťové infromatické spojení zařízení (snímačů, akčních členů, regulačních a řídicích zařízení, obslužných a měřicích zařízení viz. (Obr. 25.)). Implementace KNX/EIB je přispůsobena elektrotechnické instalaci, čímž jsou zajištěny funkce a automatizované procesy v budově. [21, s. 52]



Obr. 25. Infromatické zosíťovanie zariadení systémové techniky budov sběrnici KNX/EIB [31, s. 52]

KNX/EIB byla vyvinuta jako systém, který měl pokrýt všechny důležité instalace, které lze pro TZB použít [www.knx.de]. TZB se mohou společně projektovat a instalovat, což smazává hranice mezi jednotlivými TZB a profesemi, které je realizují. Pro každé TZB existuje zařízení s normalizovaným připojením k KNX/EIB, takže si tato zařízení „rozumějí“. [31, s. 55]

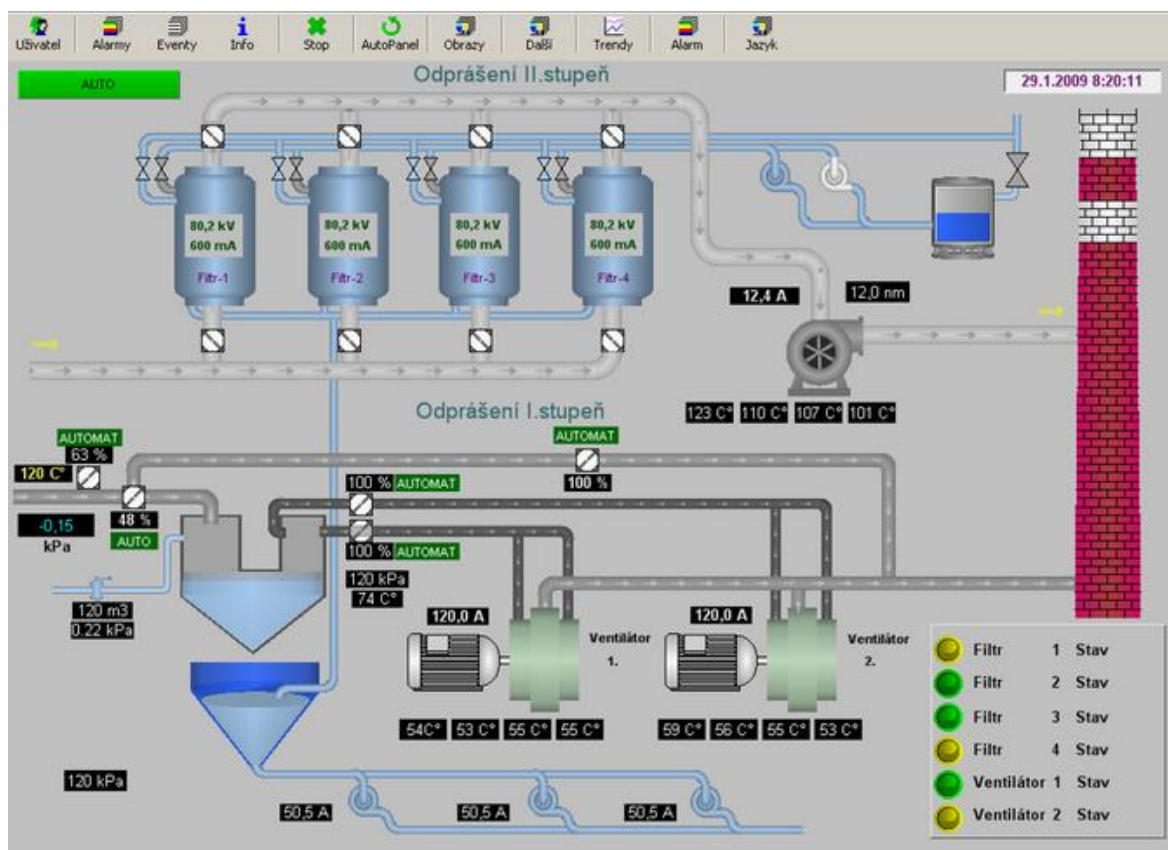


Obr. 26. Systémová technika s KNX/EIB: integrovaná TZB, menší nároky na kabelové rozvody [21, s. 54]

7.2 SCADA - HMI

SCADA je zkratka pro Supervisory Control And Data Acquisition, tzn. supervizní řízení a sběr dat. SCADA tedy není plnohodnotným řídicím systémem, ale zaměřuje se spíše na úroveň supervizora (např. dispečera). Zpravidla je to software fungující nad skutečným řídicím systémem založeným např. na PLC (programovatelný logický automat) nebo jiných HW zařízeních. HMI je zkratka pro Human Machine Interface, tzn. rozhraní mezi člověkem a strojem. [22]

PROMOTIC je software, který slouží k vizualizaci a řízení technologických procesů v širokém spektru průmyslových odvětví. Stále častěji je tento typ software využíván také pro správu a ovládání technologií v "inteligentních domech" a budovách. PROMOTIC je oblíbený a cenově dostupný softwarový nástroj s více než dvacetiletou tradicí. [23]



Obr. 27. Ukážka softwaru Promotic [23]

7.3 Protokol TCP/IP

TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol). TCP je protokol transportnej vrstvy, ktorý na zdrojovom uzly prevádza správy na pakety a z paketov zostavuje pôvodné správy na uzly cieľovom. IP je protokol sieťovej vrstvy. Má na starosti adresovanie a to tak, aby pakety mohli byť smerované nie len cez radu uzlov, ale aj cez radu sietí pracujúcich s rôznymi komunikačnými protokolmi. KNX využíva protokol TCP/IP na vzdialenú komunikáciu. K tomu slúžia rôzne moduly od rôznych výrobcu, ktoré väčšinou stačí do systému zakomponovať a pripojiť sieťovým káblom k sieti internet. Po následnej komfigurácii nie je potrebný PC a pomocou správnej konfigurácie je možné ovládať systém z akéhokoľvek miesta na zemi s pripojením na internet.

7.4 GSM

Pôvodne z francúzštiny „Groupe Spécial Mobile“, v preklade Globálny Systém pre Mobilnú komunikáciu je najrozšírenejší štandard pre mobilné telefóny na svete. Využitie

našiel aj u zbernicového systému riadenia, kde ho do KNX systému aplikujeme pomocou modulov. Takto rozšírený systém je po správnej konfigurácii možné ovládať vzdialene, pomocou mobilného telefónu napr. SMS správou, alebo hlasovými povelmi.



Obr. 28. Modul KNX GSM

II. PRAKTICKÁ ČÁST

8 POPIS OBJEKTU

Jedná sa o nerealizovanú budovu banky s bytovou časťou a časťou s obchodmi. Budova bola vytvorená zo stávajúcej budovy Českej spořitelny na adrese Jánska 6 Brno. Z dôvodu veľkého rozsahu bolo z projektovej dokumentácie odstránených 5 posledných podlaží (Patro 3-7) a z Patra 2 vytvorená nová strecha.

Využitie budovy je uvažované šesťdenné pre objekt banky a to v čase od 08:00 do 18:00 a celotýždenné pre priestory obchodov (08:00 – 18:00) a bytov (nepretržité).

8.1 Analýza obvodových konštrukcií

Pri vytvorení konštrukcií neboli stávajúce konštrukcie uvažované a v diplomovej práci sa uvažujú novo navrhnuté moderné konštrukcie s malým súčiniteľom prestupu tepla. Zvolil som postup vytvárania taký, aby konštrukcie spĺňali požiadavky noriem ČSN 73 0540, ČSN EN ISO 13788 a ČSN EN ISO 6946. Konkrétne požiadavky na minimálny súčiniteľ prestupu tepla, pokles dotykovej teploty, tepelný odpor, teplotu vnútorného povrchu a požiadavku na šírenie vlhkosti konštrukciou.

Skladby jednotlivých konštrukcií sú uvedené v (Tab. 9.). Materiály sú zadávané smerom od interiéru do exteriéru.

Tieto konštrukcie boli zadané do programu Stavební fyzika modul Teplo 2010, v ktorom bol následne vyhotovené protokol s výsledkami popísaných veličín pre jednotlivé konštrukcie.

Kompletný výstupný protokol z programu Teplo 2010 sa nachádza v PRÍLOHE P I: VÝSTUPNÝ PROTOKOL PROGRAMU TEPLO 2010.

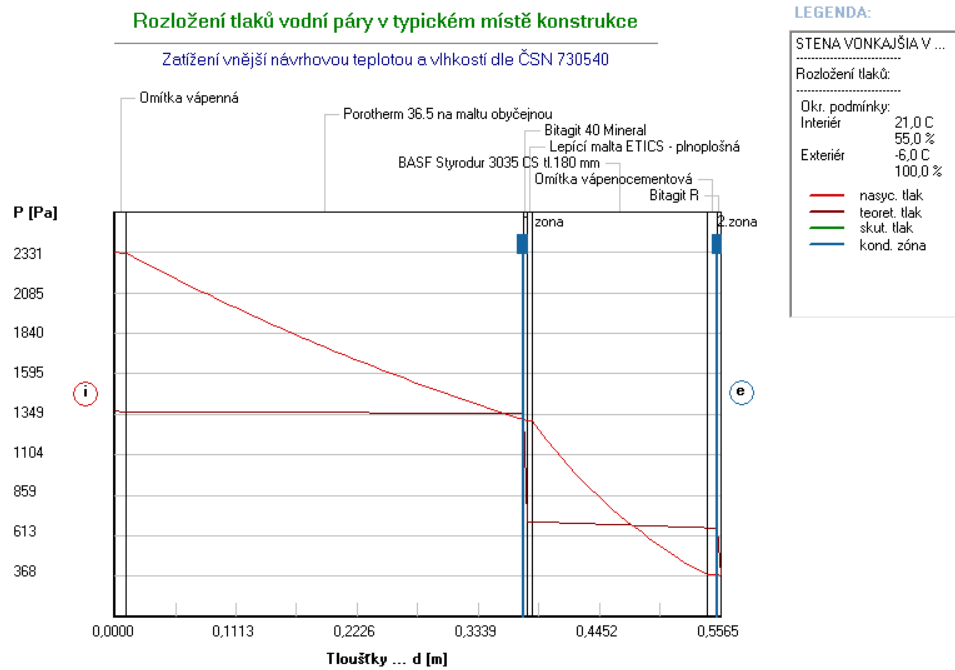
Tab. 9.: skladba obvodových konstrukcií

Konstrukcia	Materiál	Hrúbka [m]	Hustota [m ³ /kg]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/(m.K)]
Podlaha v styku so zeminou	Stomix BetaFORM S5	0,0100	2140,0	0,760
	Beton hutný 1	0,0200	2100,0	1,230
	Rigips EPS 150 S Stabil (2)	0,1000	25,0	0,035
	Železobetón 2	0,1500	2400,0	1,58
	A 500 H	0,0010	1070,0	0,21
	Železobetón 1	0,1500	2300,0	1,43
Stena vonkajšia v kontakte so zeminou	Omítka vápenná	0,0100	1600,0	0,870
	Porotherm 36.5 na maltu	0,3650	900,0	0,172
	Bitagit 40 Mineral	0,0040	1300,0	0,210
	Lepící malta ETICS -	0,0050	1300,0	0,700
	BASF Styrodur 3035 CS	0,1600	33,0	0,040
	Omítka vápenocementová	0,0100	2000,0	0,990
	Bitagit R	0,0025	1210,0	0,210
Stena obvodová	Omítka vápenná	0,0150	1600,0	0,870
	Porotherm 36.5 P+D na maltu obyčejnou	0,3650	800,0	0,174
	Omítka vápenocementová	0,0200	2000,0	0,990
	Baumit lep. stěrka (Baumit	0,0100	1300,0	0,800
	Isover Orsil Uni	0,1000	40,0	0,040
	Baumit lep. stěrka (Baumit	0,0020	1300,0	0,800
	Baumit silikátová omítka	0,0020	1700,0	0,700
Stena priľahlá k susednej budove	Omítka vápenná	0,0150	1600,0	0,870
	Porotherm 36.5 P+D na maltu obyčejnou	0,3650	800,0	0,174
Strecha	Sádrokarton	0,0200	750,0	0,220
	Uzavřená vzduch. dutina tl.	0,3000	1,2	0,588
	Železobetón 3	0,3000	2500,0	1,740
	Bitagit 40 Mineral	0,0040	1300,0	0,210
	Rigips EPS 100 S Stabil (1)	0,2000	20,0	0,037
	Trocal Dachbahn Typ 15 G	0,0018	1300,0	0,160

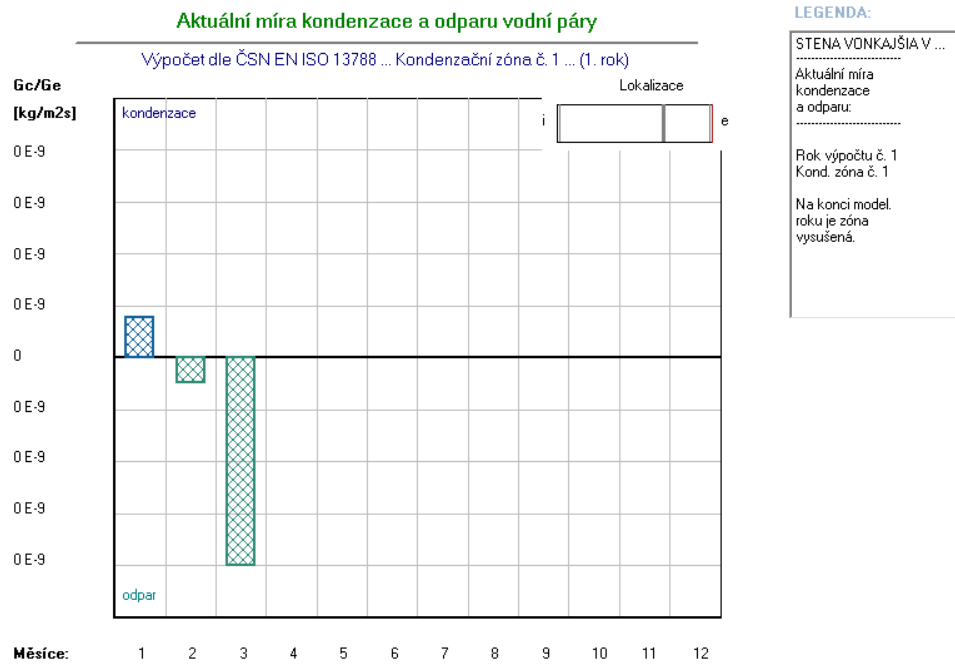
8.1.1 Analýza kondenzácie vodných pár podľa ČSN 73 0540

Analýza kondenzácie vodných pár prebiehala opäť v programe Stavební fyzika modul Teplo 2010. Množstvo vody z kondenzácie vodnej pary vo vnútri konštrukcie musí byť nižšie ako celkové množstvo vody vyparenej v rovnakom časovom úseku jedného roka. Pre ilustráciu je uvedený grafický výstup pre konštrukciu s názvom Stena vonkajšia v kontakte so zeminou (Obr. 29., 30.). Výstupy ostatných konštrukcií sa nachádzajú na DVD v Prílohe

P II: GRAFICKÉ VÝSTUPY KONDENZÁCIE VODNEJ PARY V OBVODOVÝCH KONŠTRUKCIÁCH.



Obr. 29. Rozloženie tlakov vodnej pary v typickom mieste konštrukcie vonkajšej steny priľahlej k zemine



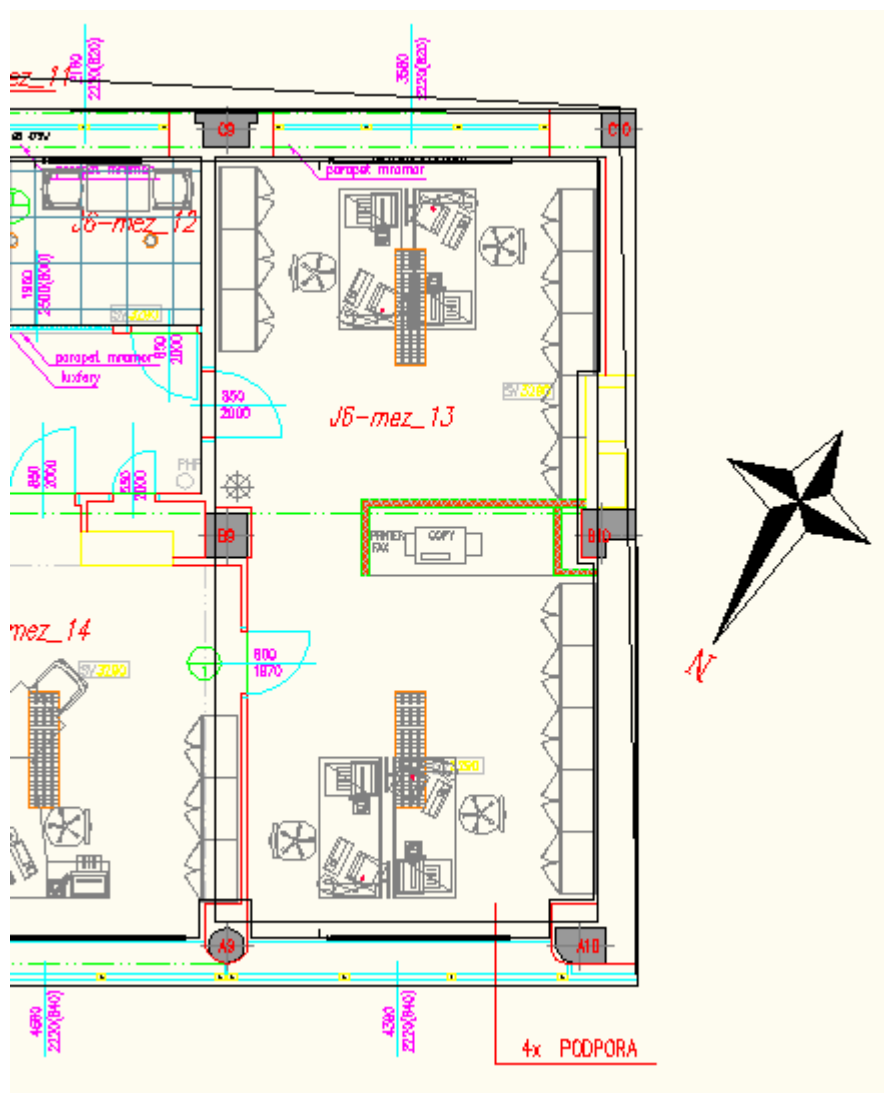
Obr. 30. Aktuálna miera kondenzácie a odparu vodnej pary konštrukcie vonkajšej steny priľahlej k zemine

Z (Obr. 30.) vyplýva, že z kondenzované množstvo vodnej pary za mesiac január sa vo februári a marci vyparí. Teda nedochádza k akumulácii vody v konštrukcií. Podmienka kondenzácie je teda splnená.

9 VÝPOČET TEPELNÝCH STRÁT

Postup výpočtu tepelných strát je popísaný v kapitole 2.1 Tepelné straty. V praktickej časti diplomovej práce boli tepelné straty z dôvodu časovej náročnosti počítané v programe Stavební fyzika v module Ztráty 2010. Základný a podrobný výpočet sa nachádza na DVD v Prílohe P III: TEPELNÉ STRATY (ZÁKLADNÉ VÝSLEDKY) a v Prílohe P IV: TEPELNÉ STRATY (PODROBNÉ VÝSLEDKY).

Pre ilustráciu ako by mal výpočet tepelných strát vyzerat' je ukázaný postup výpočtu pre miestnosť J6-mez_13_Kancelária zobrazenú na (Obr. 31):



Obr. 31. Miestnosť J6-mez_13_Kancelária

Predovšetkým je nutné definovať podmienky pre danú lokalitu. Návrhová minimálna vonkajšia teplota pre lokalitu Brno, s ktorou je počítané je -15°C . Priemerná ročná teplota je $8,7^{\circ}\text{C}$. Nadmorská výška je 227 m.n.m.

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte s vonkajším vzduchom vypočítaný podľa zjednodušeného vzťahu (13):

$$H_{T,ie} = \sum A \cdot (U + \Delta U_{tbk,j}) \cdot b \quad [\text{W} / \text{K}]$$

$$H_{T,ie} = [33,1 \cdot (0,23 + 0,02) \cdot 1] + [17,7 \cdot (1 + 0,2) \cdot 1,15] = \underline{\underline{32,7}} \quad [\text{W} / \text{K}]$$

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v kontakte so zeminou $H_{T,ig}$ nie je potrebné počítať, pretože miestnosť v kontakte so zeminou nie je.

Súčiniteľ tepelnej straty prestupom konštrukciami v styku s nevykurovanými priestormi sa určí pomocou vzťahu (16), najskôr je ale potrebné vypočítať teplotný redukčný činiteľ pomocou vzťahu (17):

$$b_u = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_u}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} = \frac{21 - 15}{21 - (-15)} = 0,1\bar{6}$$

$$H_{T,iue} = \sum A \cdot U \cdot b_u + \sum l \cdot \psi \cdot b_u \quad [\text{W} / \text{K}]$$

$$H_{T,iue} = (6,8 \cdot 3,66 \cdot 0,1\bar{6} + 1,7 \cdot 3,5 \cdot 0,1\bar{6}) + 6 \cdot 1 \cdot 0,1\bar{6} = \underline{\underline{6,14}} \quad [\text{W} / \text{K}]$$

Straty do odlišne vykurovaných miestností sú takisto nulové.

Tepelná strata prestupom sa určí zo vzťahu (11):

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ig} + H_{T,iue} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad [\text{W}]$$

$$\Phi_{T,i} = (32,7 + 0 + 6,14 + 0) \cdot (21 + 15) = \underline{\underline{1398,23}} \quad \text{W}$$

Tepelná strata vetraním sa určí zo vzťahov (24), (23), (22), (21) a (20):

$$\dot{V}_{\text{min},i} = n_{\text{min}} \cdot V = 1 \cdot 154,5 = 154,5 \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot V \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i = 2 \cdot 154,5 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 108,15 \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{\text{inf},i}, \dot{V}_{\text{min},i}) = \max(108,15; 154,5) = 154,5 \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i = 0,34 \cdot 154,5 = 52,53 \text{ [W]}$$

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = 52,53 \cdot (21 + 15) = \underline{\underline{1891,08 \text{ W}}}$$

Teraz je možné vypočítat celkovú stratu miestnosti podľa vzťahu (10):

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} = 1398,23 + 1891,08 = \underline{\underline{3289,31 \text{ W}}}$$

Celková strata miestnosti vyšla 3289,31 W, v programe Stavební fyzika bola strata určená 3296 W. Odchýlka je pomerne zanedbateľná, vznikla pravdepodobne pri zadávaní tepelného mostu pri prestupe s nevykurovanými priestormi, pretože program počíta s prirážkou na tepelný most $\Delta U_{ibk,j}$, zatiaľ čo pri numerickom výpočte bola použitá presná metóda zadania tepelného mostu.

Pretože je vykurovanie prerušované z dôvodu šetrenia nákladov na energiu, je v poslednom kroku nutné vypočítat prídavný výkon podľa vzťahu (28):

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} = 47 \cdot 18 = 846 \text{ [W]}$$

Výsledný prídavný výkon je zhodný s výkonom v programe, výpočet bol správny.

9.1 Energetický štítok obálky budovy

Výpočet protokolu energetického štítka obálky budovy bol vypracovaný v programe Ztráty 2010, konkrétne v priloženom dokumente s názvom „Energetický štítek obálky budovy.doc“

Kompletný protokol s grafickým výstupom je v Prílohe P V: ENERGETICKÝ ŠTÍTOK OBÁLKY BUDOVY.

10 NÁVRH TEPLOVODNEJ VYKUROVACEJ SÚSTAVY

Z dôvodu veľkého rozsahu objektu je navrhovaným priestorom podlažie mezanín spolu s miestnosťou J6-gf_11 (Banková hala).

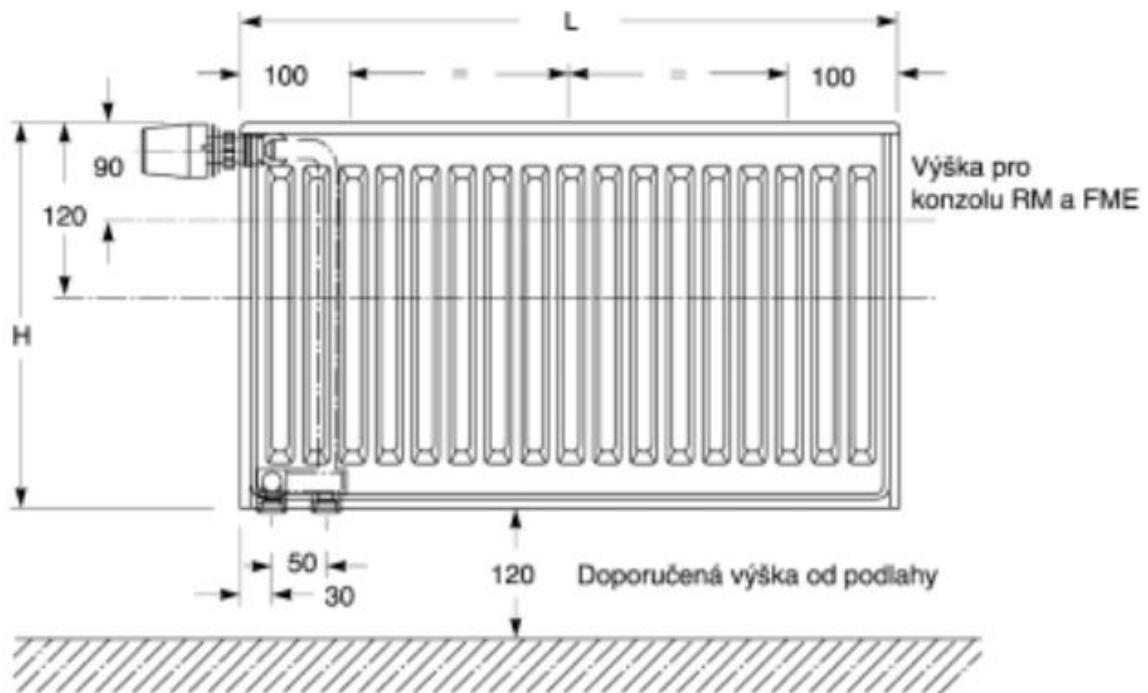
10.1 Návrh vykurovacích telies

Pri navrhovaní vykurovacích telies boli vybrané radiátory od firmy Buderus, konkrétne Buderus Logatrend VK-Profil typy 10, 11 a 33. Jednotlivé typy boli podľa uváženia použité pri rôznych nárokoch na výkon a dispozičné riešenie miestnosti. V rámci možností som sa snažil navrhovať vykurovacie telesá pod oknami a luxfermi po celej ich šírke tak, aby nevznikali chladné prúdy vedúce smerom k podlahe.

Zoznam všetkých použitých telies sa nachádza v (Tab. 10.)

Tab. 10.: výber vykurovacích telies jednotlivých miestností

Názov miestnosti	Typ telesa	Výška	Dĺžka	Výkon [W]	Objem vody [l]	Počet
J6-gf_11	Typ 11	900	2300	2996	12,19	12
J6-mez_03	Typ 33	400	2600	4593	20,28	1
J6-mez-04	Typ 11	900	3000	3868	15,9	1
J6-mez-05	Typ 10	300	2000	671	4,2	4
J6-mez_07	Typ 10	400	500	217	1,3	1
J6-mez_08	Typ 10	400	500	217	1,3	1
J6-mez_11,26	Typ 11	400	700	475	1,82	1
J6-mez_12,24	Typ 11	400	2000	1356	5,2	2
J6-mez_13	Typ 11	500	3000	2446	9,6	2
J6-mez_14,16,18,19,21	Typ 11	600	2300	2175	8,51	5
J6-mez_15,17,20,22	Typ 11	500	3000	2446	11,1	4
J6-mez_23	Typ 10	400	3000	1530	7,8	1
J6-mez_28	Typ 10	400	1200	612	3,12	1
J6-mez_33,35,36	Typ 11	300	900	559	1,89	3
J6-mez_37	Typ 11	300	1000	622	2,1	5
J10-mez_03	Typ 11	600	1400	1554	5,18	2
J10-mez_05,07	Typ 11	300	700	372	1,47	2
J10-mez_08,09,11	Typ 33	300	1600	2268	9,92	3
J10-mez_10	Typ 33	300	1200	1701	7,44	2
J10-mez_12	Typ 11	900	900	1362	4,77	1
J10-mez_13	Typ 33	600	1600	3852	17,6	4
J10-mez_15,16	Typ 11	600	1800	1702	6,66	2
J10-mez_17	Typ 11	600	2300	2175	8,51	1
J10-mez_20,21	Typ 11	900	400	515	2,12	2



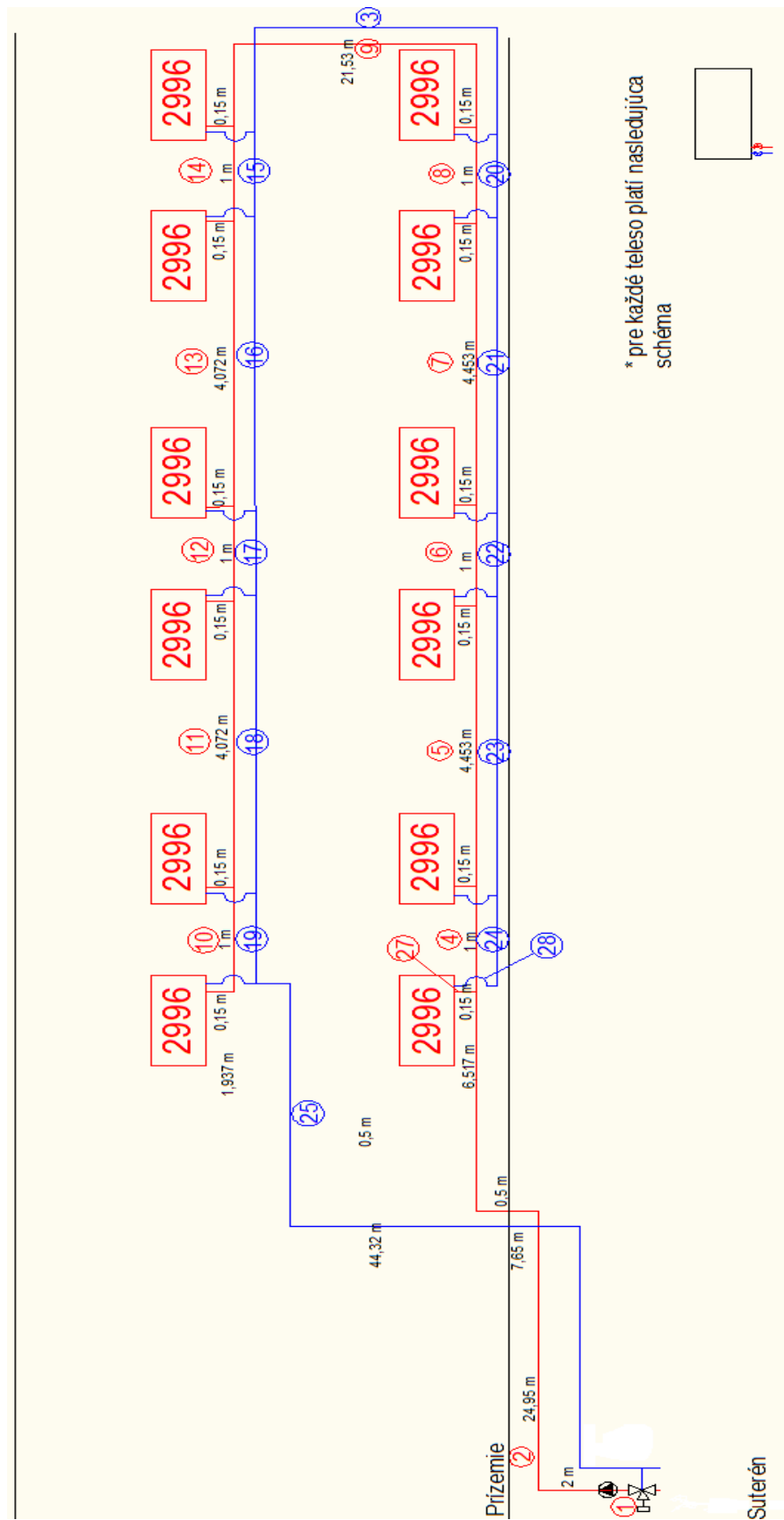
Obr. 32. Rozmery vykurovacieho telesa Buderus Logatrend

10.2 Výpočet hydraulických parametrov potrubnej siete

Pri návrhu jednotlivých vetiev bol braný zreteľ na umiestnenie výmenníkových staníc. V objekte sa nachádzajú dve, jedna v budove Jánska 6, ktorá tepelnou energiou pokryje budovy Jánska 6, Jánska 4 a Jánska 8, a druhá v budove Jánska 10 pokrývajúca budovu Jánska 10. Pre tepelný zdroj Jánska 6 boli navrhnuté štyri vetvy: A – banková hala, B – mezanín juh, C – mezanín západ a D – mezanín sever. Pre zdroj Jánska 10 bola navrhnutá len jedna vetva zásobujúca všetky telesá v budove Jánska 10.

Postup spočíval v definícii jednotlivých úsekov danej vetvy. Následne bolo postupované podľa kapitoly 4.1.2 Hydraulika teplovodnej siete. Výsledkom sú prepracované úseky a definovaná tlaková stratou a priermi potrubí, čo je dôležitou informáciou pri vyhotovení výslednej potrubnej siete.

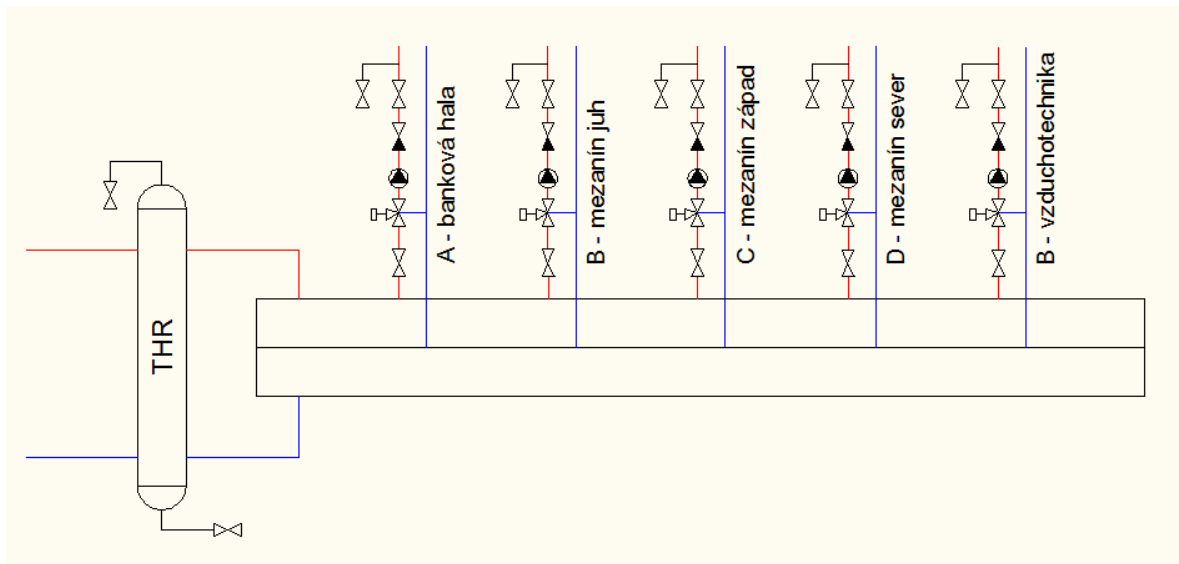
Použité boli medené trubky, ktorých výhodou je malá drsnosť (len 0,0063 mm) a následné nižšie tlakové straty, vysoká odolnosť voči korózii, menšia hmotnosť a jednoduchšia montáž. Nevýhodou je vyššia nadobúdacia cena a vyššia tepelná rozťažnosť, ktorá sa dá ale vyriešiť kompenzátorom.



Obr. 33. Hydraulická schéma vetvy A – banková hala

Kompletný dokument so všetkými vypočítanými hodnotami a schémami sa nachádza v Prílohe P VI: VÝPOČET HYDRAULIKY JEDNOTLIVÝCH VETIEV.

10.3 Dimenzovanie trojcestných regulačných ventilov



Obr. 34. Zapojenie jednotlivých vetiev do rozdeľovača a zberača výmeníkovej stanice
Jánska 6

Trojcestný zmiešavací regulačný ventil je v každej vetve umiestnený medzi rozdeľovačom a čerpadlom. Vo výmenníkovej stanici Jánska 10 je trojcestný ventil umiestnený rovnakým spôsobom.

Ako ukážka návrhu trojcestného ventilu som opäť zvolil vetvu A – banková hala.

Z hydraulického výpočtu uvedeného v predchádzajúcej kapitole vyplývajú nasledujúce hodnoty:

Tab. 12.: výsledky výpočtu potrubnej siete vetvy A – banková hala

Hmotnostný prietok	$\dot{m} = 3081,6 \text{ kg/h} \Rightarrow \dot{V} = 3,134 \text{ m}^3 / \text{h}$
Priemer potrubia	$d = 50 \text{ mm}$
Celková tlaková strata	$\Delta p_c = 35,109 \text{ kPa}$

Pri výpočte trojcestného ventilu uvažujem s pomernou autoritou 0,5, pomocou ktorej môžem vyjadriť predbežnú tlakovú stratu ventilu podľa vzťahu:

$$\Delta p_v = a \cdot \Delta p_c = 0,5 \cdot 35,109 = 17,555 \text{ kPa} \quad (55)$$

Výpočet k_{VS} podľa vzťahu (49):

$$k_{VS} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{100}{\Delta p_v}} = 3,134 \cdot \sqrt{\frac{100}{17,555}} = 7,48 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Podľa vypočítaného k_{VS} bol zvolený ventil od firmy LDM RV 113 M, DN 20. Pre jeho pripojenie na medené potrubie rozmeru 50 mm je potrebná vhodná redukcia.

k_{VS} zvoleného ventilu je $6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a pre túto hodnotu je potrebné určiť tlakovú stratu plne otvoreného ventilu. Tá sa určí pomocou vzťahu:

$$\Delta p_v = 100 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_{VS}} \right)^2 = 100 \cdot \left(\frac{3,134}{6,3} \right)^2 = 24,75 \text{ kPa}$$

Potom bude autorita takto zvoleného ventilu nasledovná:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_c} = 0,413$$

Takto navrhnutý ventil bude regulovať pri autorite 0,413, čo spĺňa podmienku na regulovateľnosť uvedenú v kapitole 4.1.3.4 Trojcestný regulačný ventil a teda, že autorita trojcestného regulačného ventilu by mala spadať do intervalu 0,3 – 1,0.

V tabuľke (Tab. 13.) sú uvedené všetky trojcestné regulačné ventily určené rovnakým spôsobom:

Tab. 13.: prehľad navrhnutých trojcestných regulačných ventilov

Vetva	Priemer d [mm]	k_{vs} [m ³ /h]	Autorita a [-]	Objemový tok V[m ³ /h]	Δp_v [kPa]
A – banková hala	DN 20	6,3	0,413	3,134	24,75
B – mezanín juh	DN 10	1	0,312	0,417	17,39
B - vzduchotechnika	DN 40	25	0,385	5,854	5,483
C – mezanín západ	DN 15	2,5	0,499	1,998	63,87
D – mezanín sever	DN 15	2,5	0,415	1,745	48,72
E – mezanín J10	DN 20	6,3	0,31	3,264	26,84

A presné typy uvádza tabuľka (Tab. 14.):

Tab. 14.: prehľad navrhnutých trojcestných regulačných ventilov

Vetva	Typ ventilu
A – banková hala	LDM RV 113 M
B – mezanín juh	Siemens SXP45.10-1/230
B - vzduchotechnika	LDM RV 113 M
C – mezanín západ	LDM RV 113 M
D – mezanín sever	LDM RV 113 M
E – mezanín J10	LDM RV 113 M

10.4 Návrh čerpadiel sekundárneho okruhu

Pre výber vhodného čerpadla vetvy je potrebné poznať požadovanú dopravnú výšku. Tá sa vypočíta ako myšlená dopravná výška tlakových strát potrubnej siete. Pretože sa jedná o uzatvorenú sústavu, vertikálna dopravná výška je anulovaná pomocou vratu ochladenej vody smerom od najvyššieho bodu k čerpadlu.

Ako prvé spočítam potrebnú výšku na pokrytie strát trením a miestnymi odporami potrubia vetvy A – banková hala, zvolenej pre ukážku. Celková tlaková strata tejto vetvy je 35109,8 Pa. Kvôli náprave možnej chyby vo výpočte pre istotu zvolím korekčný súčiniteľ 1,4. K tejto strate pripočítam tlakovú stratu trojcestného regulačného ventilu 24750 Pa.

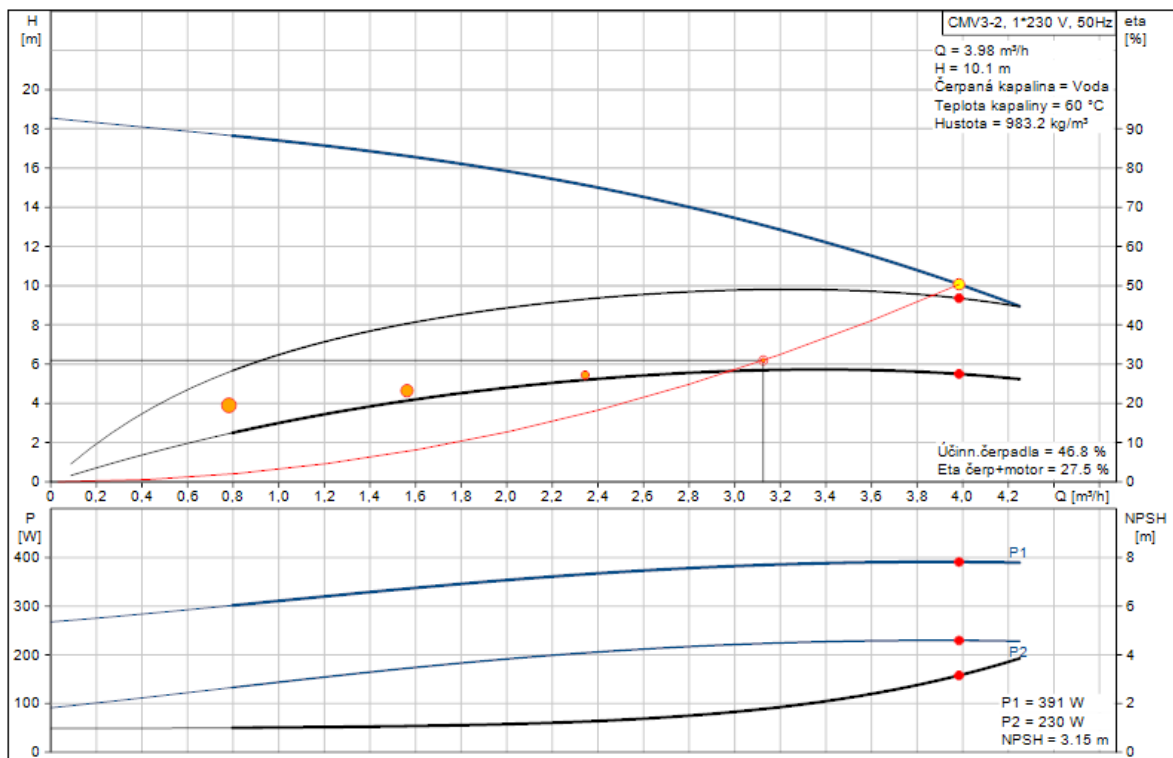
Potom sa dopravná výška vypočíta zo vzťahu (56):

$$h = \frac{(\Delta p \cdot 1,4) + \Delta p_v}{\rho \cdot g} \quad [m] \quad (56)$$

$$h = \frac{(35109,8 \cdot 1,4) + 24750}{983,2 \cdot 9,81} = 6,2m$$

Ďalším kritériom je hmotnostný prietok čerpadlom, ktorý je u tejto vetvy 3081,6 kg/h, čo je približne 3,13 m³/h.

Následne bolo pomocou aplikácie Grundfos Webcaps vybrané čerpadlo MAGNA3 50-150 F N. Jedná sa o úsporné a vysoko kvalitné čerpadlo, ktoré nadväzuje na úspešnú a preverenú radu MAGNA. Toto čerpadlo disponuje funkciou AUTOADAPT, čo znamená, že je schopné automaticky analyzovať požiadavky vykurovacej sústavy a prispôbiť im svoju prevádzku. Jeho pracovná charakteristika spolu so zobrazeným pracovným bodom je na (Obr. 35.).



Obr. 35. Pracovná charakteristika čerpadla Grundfos CMV3-2 A-R-A-E-AVBE

Rovnakým spôsobom boli vybrané čerpadlá ostatných vetiev. Ich prehľad je v tabuľke (Tab. 15.).

Tab. 15.: prehľad použitých čerpadiel

Vetva	Čerpadlo
A – banková hala	Grundfos MAGNA3 50-150 F N
B – mezanín juh	Grundfos MAGNA3 32-120 F N
B – vzduchotechnika	Grundfos MAGNA3 65-60 F N
C – mezanín západ	Grundfos MAGNA3 32-120 F N
D – mezanín sever	Grundfos MAGNA3 32-120 F N
E – mezanín J10	Grundfos MAGNA3 50-120 F N

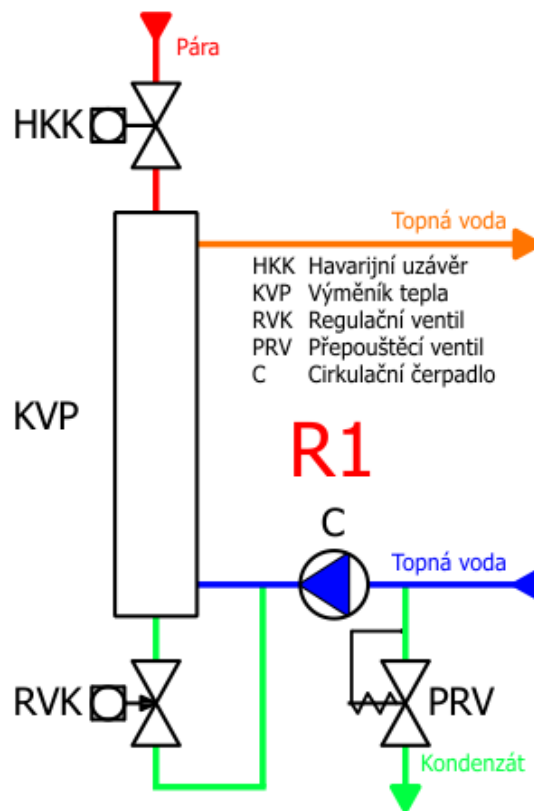
10.5 Návrh zdroja tepelnej energie

Zdrojom tepla je prípojka stredotlakej pary od spoločnosti Teplárny Brno a.s. Tlak pary je 0,9 MPa (0,8 – 1,2 MPa). Teplota privádzanej pary je 174 °C.

Pre výmenník Jánska 6 je celkový dodávaný výkon sústave 150,834 kW. Pri návrhu výmenníkového telesa počítam s rezervou 20%, teda s výkonom 181 kW.

Pretože $181\text{kW} < 250\text{kW}$, pre túto potrebu bude dostačovať jeden výmenník.

Pomocou webových stránok racioterm.cz a priložených manuálov som zvolil kapilárový výmenník Racioterm KVP 50.11/19 O, ktorého maximálny výkon je 207 kW, čo je najbližšia vyššia hodnota pre teplotný spád 80/60. Pretože firma Racioterm poskytuje možnosť dochladienia kondenzátu vo vykurovacej sústave a myslím si, že tento systém je veľmi zaujímavým ekonomickým riešením, volím výmenníkovú stanicu podľa obrázku (Obr. 36) nasledovne:



Obr. 36. Schéma zapojenia výmenníkovej stanice Jánska 6

Na sekundárny okruh môže byť napojený ľubovoľný počet vetiev, v tomto prípade päť, avšak je potrebné použiť vhodný termohydraulický rozdeľovač a rozdeľovač so zberačom. Návrh THR je podrobne opísaný v kapitole 9.6 Návrh termohydraulického rozdeľovača. Inštalovaný bude rozdeľovač so zberačom od rovnakej firmy Racioterm typ KRS 125.

Pre správnu funkciu navrhnutého výmenníku je potrebné zvoliť správny regulačný ventil. Ventil je dvojcestný a reguluje na kondenzátovej strane. Parametre ventilu som vypočítal v programe ventil.exe, ktorý je dostupný na stránkach firmy. Postup je zobrazený na (Obr. 37):

RACIOTERM

Regulační ventily RVK, RVS, RUK

Způsob výpočtu
 Výkon Průtok

Médium
 Voda
 Pára
 Kondenzát

Zadání
 Výkon kW
 Tlak páry kPa abs (max 2000)
 Suchost -
 Tlaková ztráta na ventilu kPa

Objemový tok m3/h **Průtočný součinitel kvs**
 m3/h

Obr. 37. Návrh regulačního ventilu výmenníku v stanici Jánska 6

Podľa vypočítaného k_{VS} bol v katalógu dohľadaný ventil RVK 1516.101+NV230-3.

Tento postup bol zvolený aj pri dimenzovaní výmenníkovej stanice Jánska 10. Hodnota celkového výkonu znovu nepresiahla 250 kW a bol zvolený jeden trubkový výmenník KVP 40.11/7 O o maximálnom výkone 76kW.

Regulačný ventil ostáva rovnaký, teda RVK 1516.101+NV230-3.

10.6 Návrh termohydraulického rozdeľovača

Pri návrhu termohydraulického rozdeľovača boli uvažované 3 podmienky z kapitoly 4.1.3.3 Termohydraulický rozdeľovač.

Navrhnuté boli dva termohydraulické rozdeľovače, prvý pre výmenníkovú stanicu Jánska 6, a druhý pre výmenníkovú stanicu Jánska 10.

Postup návrhu pri výmenníkovej stanici Jánska 6:

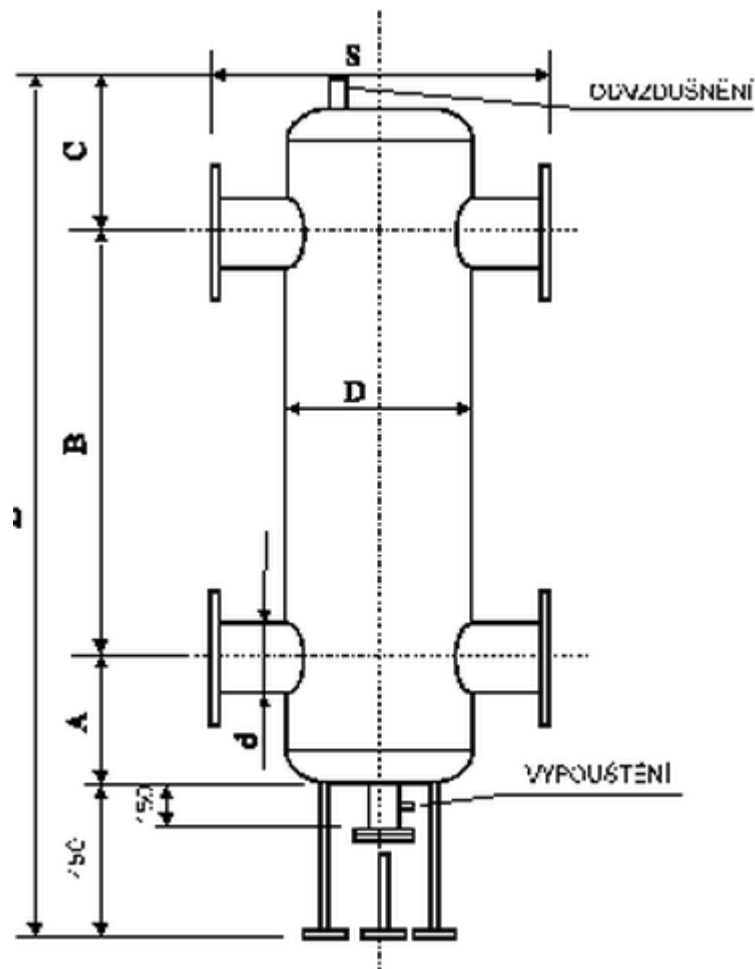
Určenie prietokov primárnym a sekundárnym okruhom. Celkový prietok sekundárnym okruhom je určený ako súčet prietokov všetkých vetiev:

$$\dot{m}_s = \sum \dot{m}_i = 12928,61 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow \dot{V}_s = 13,15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Podľa podmienky I je objemový prietok primárneho okruhu 1,2 až 1,5 krát väčší, teda $\dot{V}_p = (1,2 \div 1,5) \cdot 13,15 = 15,75 \div 19,72 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Následne sa dá zistiť priemer termohydraulického rozdeľovača zo vzťahu (53):

$$D = \sqrt{3537 \cdot \dot{V}_p} = \sqrt{3537 \cdot 15,78} \div \sqrt{3537 \cdot 19,72} = 236,25 \div 264,1 \text{ mm} \quad (57)$$

Podľa vypočítaných parametrov bol zvolený rozdeľovač od firmy Deto typ HVDT V. Jedná sa o THR s automatickým odvzdušňovacím ventilom a odkalovacou armatúrou. Tento THR je zobrazený na obrázku (Obr. 38.):



Obr. 38. Schéma THR výmennikovej stanice Jánska 6

Parametre zvoleného THR sú: priemer rozdeľovača je $D=273\text{mm}$, objemový prietok $V=30\text{m}^3/\text{h}$. Tieto hodnoty sú vyššie, ako hodnoty vypočítané, ale jedná sa o najbližší možný THR z modelovej rady. Zvolením menšieho THR by vznikol tepelný skrat.

Rovnakým spôsobom bol určený termohydraulický rozdeľovač výmenníkovej stanice Jánska 10. Priemer je $D = 117,7 \div 131,59 \text{ mm}$. Zvolený bol THR od firmy Giacomini typ R146/Y008.

10.7 Návrh zabezpečovacích zariadení

10.7.1 Návrh poistného ventilu

Pre výpočet poistných ventilov som použil aplikáciu dostupnú na webovej stránke <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>. Tá počíta podľa normy ČSN 06 0830 a postup výpočtu je zhodný s postupom opísaným v kapitole 4.1.3.1 Poistný ventil. Zadané hodnoty, postup výpočtu a výsledný ventil výmenníkovej stanice Jánska 6 sú zobrazené v obrázku (Obr. 39.):

Zdroj tepla:	Skupina:	Teplotní interval [°C]	vstup do PV	výstup z PV
<input checked="" type="radio"/> výměník tepla	<input checked="" type="radio"/> A1	$T_1 < 100$	voda	voda
<input type="radio"/> kotel	<input type="radio"/> A2	$100 < T_1 < t_{2x}$	voda	směs
	<input type="radio"/> A3	$100 \leq t_{2x} \leq T_1$	pára	pára
	<input type="radio"/> B		pára	pára

T_1 - výpočtová teplota ohřívací vody na vstupu
 t_{2x} - teplota ohřívané vody na mezi odparu při pětltaku p_{ot}

Výpočtové parametry pojistných ventilů:		HONEYWELL					
jmenovitá světlost DN [mm]		1/2"	3/4"	1"	5/4"	6/4"	2"
nejmenší průtočný průřez S_0 [mm ²]		201	201	452	572		
výtokový součinitel α_w [-]		0,289	0,449	0,556	0,583		

Poznámka: Přednastavené hodnoty průtočného průřezu a výtokového součinitele můžete změnit a výpočet se provede znovu pro Vámi zadané hodnoty.

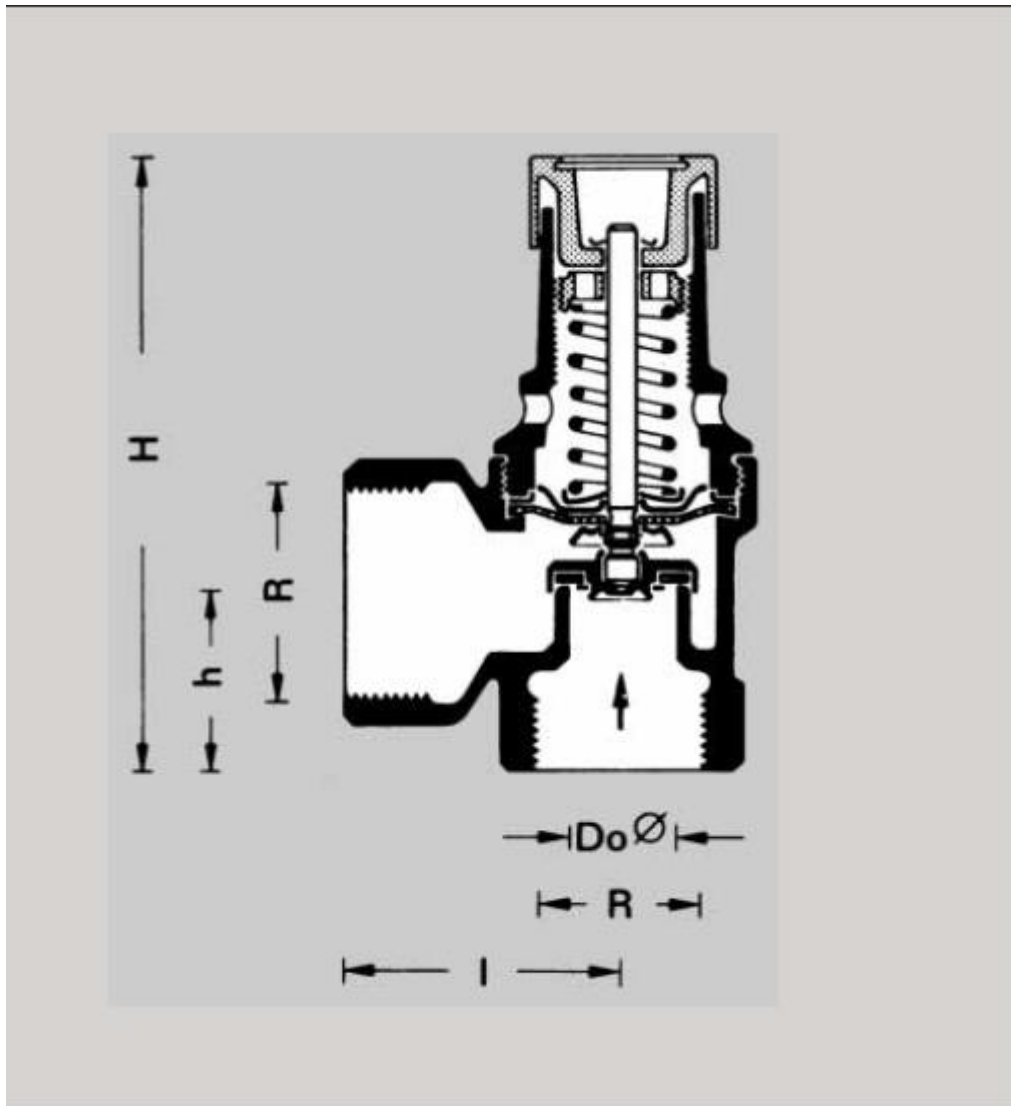
$p_{ot} = 250$ kPa ... otevírací pětltak pojistného ventilu
 $Q_n = 207$ kW ... jmenovitý výkon zdroje tepla
 $S_0 = 130 \text{ mm}^2$... vypočtený minimální průřez sedla pojistného ventilu
SM 120-3/4" ... navržený pojistný ventil
 $S_0 = 201 \text{ mm}^2$... skutečný průřez sedla navrženého pojistného ventilu
 $d_1 = 19 \text{ mm}$... minimální vnitřní průměr vstupního pojistného potrubí
 $d_2 = 19 \text{ mm}$... minimální vnitřní průměr výstupního pojistného potrubí

Poznámka: Na vypočtený vnitřní průměr pojistného potrubí se v případě napojení pohlíží pouze orientačně. Dimenze potrubí musí vyhovovat podmínce, aby tlaková ztráta pojistného potrubí před pojistným ventilem nepřesáhla hodnotu $0,03 \cdot p_{ot}$ a celková ztráta pojistného potrubí nepřesáhla hodnotu $0,10 \cdot p_{ot}$

Obr. 39. Výpočet poistného ventilu

Zvolený bol poistný ventil od firmy Honeywell s označením SM 120-3/4" A. Jedná sa o membránový poistný ventil, ktorý je pri normálnom stave uzatvorený. Ak tlak v sústave

prekročí nastavený tlak ventilu, potom sila pôsobiaca proti disku ventilu bude väčšia ako sila pružiny a ventil sa otvorí pre vyprázdnenie sústavy. Schéma ventilu je na obrázku (Obr. 40.):



Obr. 40. Schéma ventilu SM 120-3/4" A

Rozmery: $H=99\text{mm}$, $h=34\text{mm}$, $l=42\text{mm}$ a $D_o=16\text{mm}$.

Rovnakým spôsobom prebehol výpočet poistného ventilu pre výmenníkovú stanicu Jánska 10. Výsledný ventil je SM 120-1/2" A.

10.7.2 Návrh expanznej nádoby

Návrh expanznej nádrže s membránou bol opäť vykonaný vo výpočtovej aplikácii na webových stránkach tzb-info.cz. Odkaz na túto aplikáciu je <http://vytapani.tzb->

info.cz/tabulky-a-vypocty/60-tlakova-expanzni-nadoba. Postup výpočtu je totožný s postupom opísaným v kapitole 4.1.3.2 Tlaková expanzná nádoba s membránou. Na obrázku (Obr. 41.) je grafický výstup tejto aplikácie spolu so zadanými hodnotami pre výmenníkovú stanicu Jánska 6.

Výkon zdroje tepla - pojistný výkon $Q_p = 207$ kW

Maximální teplota otopné vody $t_{max} = 100$ °C

Součinitel zvětšení objemu $n = 0.044$???
při ($t_{max} - 10$ °C)

Výška nejvyššího bodu otopné soustavy $h = 8$ m ???

Nejnižší pracovní přetlak soustavy $P_d = 90$ kPa ???

Nejvyšší pracovní přetlak soustavy $P_{h,dov} = 250$ kPa ???

Vodní objem otopné soustavy

Kotel $V_k = 50$ l

Potrubí $V_p = 77,7$ l ???

Otopná tělesa $V_{OT} = 347,32$ l ???

Ostatní zařízení $V_{ost} = 40$ l

$V = V_k + V_p + V_{OT} + V_{ost} = 515$ l ???

Výsledky

Vypočítaný objem expanzní tlakové nádoby $V_{et} = 84,4$ l ???

Vnitřní průměr pojistného potrubí $d_v = 18,83$ mm ???

Zadejte nejnižší z těchto prvků soustavy

	Konstrukční přetlak P_{rx}	Výška nad MR h_{MR}
Čerpadlo	300 kPa	0,5 m
Kotel	300 kPa	-1,0 m
Otopné těleso	300 kPa	2,5 m
Jiné zařízení	0 kPa	0 m

Konstrukční přetlak soustavy (v MR) $P_k = 290$ kPa ???

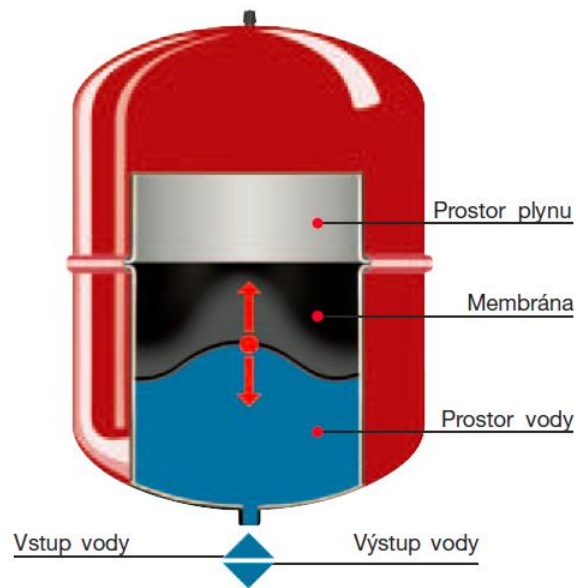
Nejnižší přetlak soustavy $P_{d,dov} = 86$ kPa ???

$P_d > P_{d,dov} \Rightarrow$ VYHOVUJE

$P_k > P_{h,dov} \Rightarrow$ VYHOVUJE

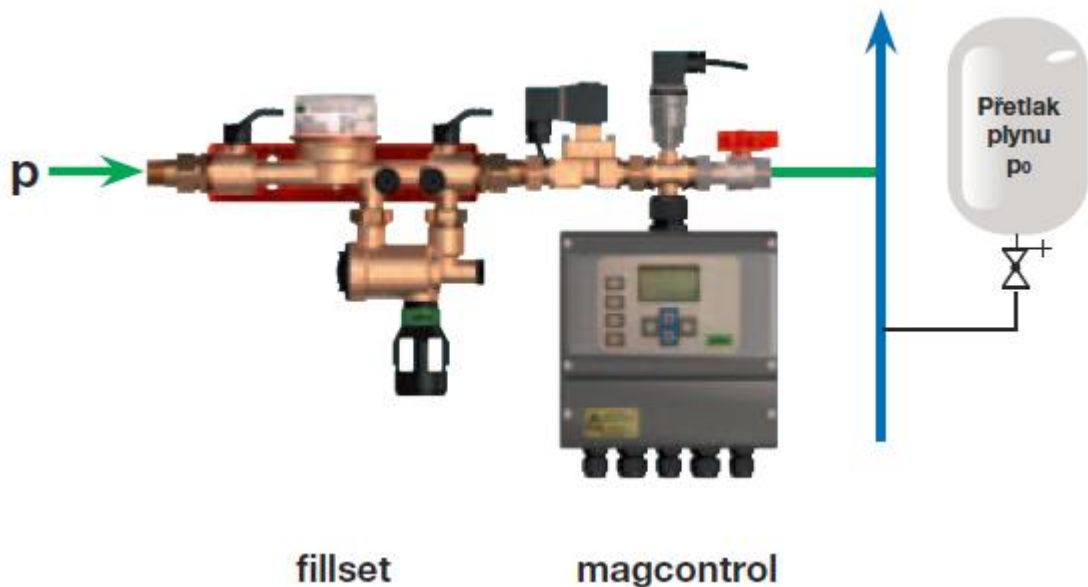
Obr. 41. Výpočet expanznej nádoby

Podľa výsledkov bola zvolená nádoba od firmy Reflex typ NG 80/6, teda najbližšia vyššia veľkosť k výpočtu. Schéma zvolenej nádoby je na (Obr. 42.):



Obr. 42. Expanzná nádoba Reflex NG 80/6

Zariadenie bude doplnené o tzv. magcontrol, ktoré kontroluje tlak v sústave a jeho aktuálnu hodnotu zobrazuje na displeji a taktiež je schopné automaticky dopúšťať vodu do systému, ak je to potrebné. Vzhľadom k navrhutej výmenníkovej sústave to však myslím nebude potrebné, pretože sa sústava neustále napúšťa kondenzátom kvôli jeho dochladeniu. Pretože sa však zároveň vypúšťa, môže nastať porucha a v takomto prípade je systém „magcontrol“ určite užitočný. Zobrazený je na (Obr. 43.):



Obr. 43. Magcontrol

Postup návrhu výmenníkovej stanice Jánska 10 je opäť totožný a výsledná expanzná nádoba má objem 19,4 l a vnútorný priemer poistného potrubia 14,02 mm, čomu odpovedá normované medené potrubie 18.0/1.00. Navrhnutá expanzná nádoba je taktiež od firmy Reflex, typ NG 25/6.

10.8 Návrh čerpadiel a potrubných sietí primárnych okruhov

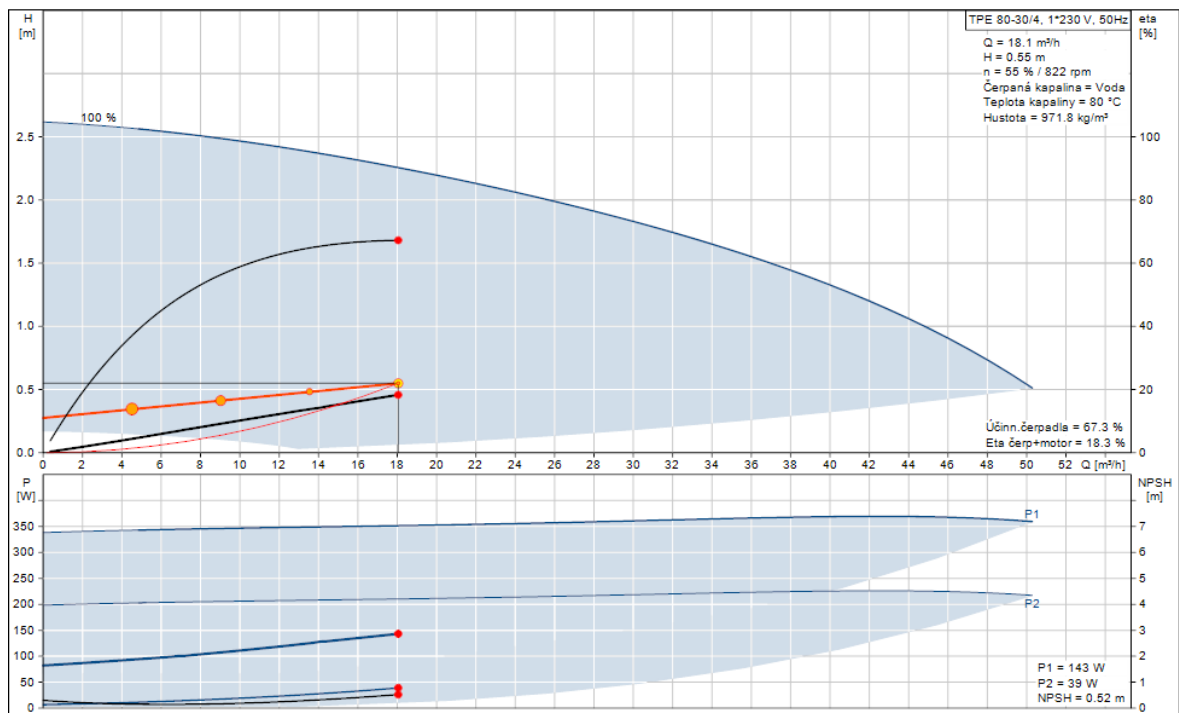
Pre zostavenie celej teplovodnej vykurovacej siete je taktiež potrebné poznať zostávajúce parametre primárneho okruhu, a teda poznať čerpadlo a potrubnú sieť v primárnom okruhu jednotlivých výmenníkových staníc.

Pri tomto návrhu bola použitá rovnaká metóda ako pri návrhu potrubnej siete a čerpadiel v sekundárnom okruhu, teda v okruhu za rozdeľovačom a zberačom. Postup návrhu výmenníkovej stanice Jánska 6 je zobrazený v tabuľke (Tab. 16.):

Tab. 16.: výpočet hydrauliky potrubnej siete výmenníkovej stanice Jánska 6

Výkon P[W]	Hm. prietok [kg/h]	Dĺžka l[m]	Rýchlosť w[m/s]	Priemer d[mm]	Tlakový spád R[Pa/m]	Tl. strata trením Δp_{λ} [Pa]	ξ [-]	Tl. strata vr. odpormi Δp_{ξ} [Pa]	Tl. strata Δp [Pa]
207000	17742,85	6	0,63	103	29,5	177	18,8	3625,65	3802,65

Z výpočtu vyplíva, že potrubie použité v celom primárnom okruhu je medené s označením 108.0/2.50, teda vnútorným priemerom 103 mm. Tlaková strata okruhu je približne 3,802,65 kPa. Hmotnostný prietok $\dot{m} = 17742,85 \text{ kg/h}$, čo predstavuje objemový prietok $\dot{V} = 18,05 \text{ m}^3/\text{h}$. Po prepočte tlakovej straty na dopravnú výšku s použitím korekčného súčiniteľa 1,4 je výsledná hodnota 0,55 m. Pre tieto hodnoty bolo navrhnuté čerpadlo Grundfos TPE 80-30/4 AI-F-A-RUUE, ktorého pracovná charakteristika je na (Obr. 44.):



Obr. 44. Pracovní charakteristika čerpadla primárního okruhu Jánska 6

Rovnakým spôsobom bola navrhnutá potrubná sieť a čerpadlo primárnej vetvy výmenníkovej stanice Jánska 10. Potrubné rozvody budú mať priemer 64.0/2.00, teda 60 mm a vodu nimi bude prečerpávať čerpadlo Grundfos TPE 65-60/2 A-F-A-RUUE.

11 NÁVRH TEPLEJ VODY

V riešenej časti budovy (podlažie mezanín + banková hala) sa nachádza celkovo 11 umývadiel, pričom v bankovej hale nie je žiadny zdroj TV. Z týchto 11 umývadiel slúži 8 ako umývadlo na WC a ostatné 3 sú kuchynské dresy. V riešenom objekte sa nenachádzajú sprchy, vane ani iné zariadenia so zvýšenou spotrebou vody. Predpokladaným riešením spotreby TV sú elektrické prietokové ohrievače.

Pri návrhu je uvažované s počtom ľudí v objekte 120 v pomere pohlaví 50/50. Teda na 4 umyvadlá pánske pripadá 60 mužov, resp. 15 ľudí na každé umývadlo. Pri upratovaní sa uvažuje používanie umývadiel na WC, pretože projekt nepočítal s umývadlom v miestnosti údržby. Celková plocha podlažia je približne 1600 m². Teda na jedno umývadlo pripadá 200 m² plochy.

Pri návrhu teplej vody boli v prvom kroku spočítané spotreby jednotlivých druhov umývadiel podľa kapitoly 4.4 Teplá voda, časť Stanovenie spotreby teplej vody a to pre umývadlá na WC nasledovne:

Spotreba vody na umývanie sa určí zo vzťahu (52), pričom časový interval je uvažovaný 1 hodina:

$$V_o = n_i \cdot \sum (n_d \cdot U_3 \cdot p_d \cdot t_d) \quad [m^3 / h]$$

$$V_o = 15 \cdot \sum (0,4 \cdot 0,14 \cdot 1 \cdot 0,014)$$

$$V_o = 0,012 m^3 / h$$

$$V_o = 0,12 m^3 / deň$$

$$V_u = n_u \cdot V_d \quad [m^3]$$

$$V_u = 2 \cdot 0,020 = 0,040 m^3$$

Bolo vypočítané, že najväčšia spotreba teplej vody je pri upratovaní po skončení pracovnej smeny. Uvažuje sa s neprítomnosťou pracovníkov banky a teda len s prítomnosťou upratovacej pracovnej sily, teda prietokový ohrievač musí pokryť práve tento odber.

Ďalej je nutné vypočítať spotrebu tepla podľa vzťahu (58):

$$Q_{celk.} = c \cdot V_{2p} \cdot \Delta\theta \quad [W] \quad (58)$$

$$Q_{celk.} = 4180 \cdot 0,04 \cdot 45 = 7524 W$$

, kde:

c - je merná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$],

V_{2p} - je celková potreba teplej vody v danej periode [m^3],

$\Delta\theta$ - je teplotný rozdiel vody studenej privádzanej a vody teplej výstupnej [K] ($55^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}$).

Pre administratívnu budovu je spotreba tepla rovná prietochnému ohrevu.

Pre tieto parametre je vhodný napríklad prietokový ohrievač HAKL MK-2 9kW. Na trhu je týchto zariadení mnoho a voľba závisí na investovi.

Výpočet spotreby teplej vody pre umývadlá v kuchyniach bol vykonaný rovnakým spôsobom. Uvažuje sa, že jedlo jesť bude len štvrtina pracovníkov. Teda výsledná spotreba je:

$$V_o = n_i \cdot \sum (n_d \cdot U_3 \cdot p_d \cdot t_d) \quad [\text{m}^3]$$

$$V_o = 10 \cdot \sum 1 \cdot 0,14 \cdot 1 \cdot 0,014 = 0,0196 \text{m}^3$$

$$V_j = n_j \cdot V_d \quad [\text{m}^3]$$

$$V_j = 10 \cdot 0,002 = 0,02 \text{m}^3$$

$$V_{celk.} = V_o \cdot V_j = 0,0196 + 0,02 = 0,0396 \text{m}^3$$

Výpočet spotreby tepla:

$$Q_{celk.} = c \cdot V_{2p} \cdot \Delta\theta \quad [\text{W}]$$

$$Q_{celk.} = 4180 \cdot 0,0396 \cdot 45 = 7449 \text{W}$$

Podľa výsledkov bol pre oba typy navrhnutý rovnaký prietokový ohrievač HAKL MK-2 9kW zobrazený na obrázku (Obr. 45.):



Obr. 45. Prietokový ohrievač HAKL MK-2

12 NÁVRH VZDUCHOTECHNIKY

V danom objekte rieši vzduchotechnika miestnosti bankovej haly v prízemí objektu a dve jednacie miestnosti v podlaží mezanín. Konkrétne označenie miestností je J6-gf_11 (banková hala), J6-mez_04 (jednacia miestnosť 1) a J6-mez_05 (jednacia miestnosť 2), ktorých pôdorysná plocha je 468,5 m², 40,7 m² a 91,6 m², teda spolu 600,8 m². Vzduchotechnika v zimnom období pokryje celkové straty vetraním všetkých miestností v hodnote 67,161 kW, ktoré budú do jednotlivých miestností distribuované pomocou šachtovej siete. V letných mesiacoch by vzduchotechnika mala pokryť určitú tepelnú záťaž. Jej výpočet je popísaný v nasledujúcej kapitole.

12.1 Výpočet tepelných ziskov

Výpočet tepelných ziskov bol vypracovaný v programe Qpro, ktorý je poskytovaný ako freeware a pracuje s normou ČSN 73 0548 [12], ktorej postup výpočtu je podrobne opísaný v kapitole 2.2 Tepelné zisky. Vstupom programu sú parametre vonkajšieho a vnútorného prostredia a charakteristika jednotlivých miestností. Pri výpočte bolo uvažované s tieniacimi prvkami, ako sú UV fólie na strešných oknách alebo žalúzie na oknách bočných. Počítané bolo taktiež s vnútornými tepelnými ziskami od ľudí, osvetlenia a zariadenia. Celý protokol so zadaním a výsledkami je prístupný na priloženom CD ako príloha P VII VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKOV. Pre ilustráciu je na obrázku (Obr. 46.) uvedený celkový tepelný zisk všetkých troch miestností spolu vrátane presného času a mesiaca výskytu:

VYHODNOCENÍ VÝPOČTU TEPELNÝCH ZISKŮ PRO OBJEKT [W]																								
Objekt	Hodiny																							
Měsíc	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	-56876	-58309	-59733	-59673	-58336	-56285	-53788	-27448	-23852	-14699	-12839	-13268	-10775	-8759	-7971	-8762	-10048	-12241	-38845	-42286	-46063	-49887	-53493	-56393
2	-41572	-43674	-45486	-45613	-44232	-42128	-39199	-7907	-5082	4528	7415	7273	7967	8998	11163	10195	8693	6500	-25178	-28618	-32397	-36219	-39799	-40003
3	-24910	-27544	-29639	-30023	-28613	-26466	-15584	17534	20605	28715	33887	35671	36424	34348	35637	35063	33448	31257	-9966	-13406	-17182	-21009	-20306	-22017
4	-11658	-14292	-16318	-16812	-15414	-1899	12358	42548	45709	51080	58439	63133	64082	61189	59651	59364	58079	55884	2918	-525	-4300	-4776	-5176	-8203
5	191	-2875	-4983	-5602	5375	20300	30997	63548	66836	72836	80119	84273	85281	82518	80439	80151	78865	76669	19869	10558	8917	8970	7003	3849
6	4347	1387	-552	-593	12525	26255	37267	69698	72989	78760	85937	89916	90935	88337	86511	86227	84941	82746	26616	15490	13597	12847	10750	7748
7	4845	2024	104	-411	8686	23108	34351	67114	70381	76136	83353	87496	88525	85842	83997	83709	82426	80233	24737	15671	13289	12865	11051	8194
8	1632	-999	-3028	-3520	-2123	11390	25648	55839	59003	64377	71735	76431	77382	74487	72949	72663	71378	69183	16216	12773	8992	8514	8114	5087
9	-8080	-10428	-12276	-12557	-11176	-9056	1723	34469	37516	44924	50368	52482	53323	51367	52500	51877	50468	48273	7455	4013	236	-3591	-4114	-5555
10	-18577	-20678	-22481	-22616	-21238	-19129	-16201	15090	17914	27525	30412	30274	30966	32897	34169	33195	31694	29502	-2181	-5621	-9400	-13222	-16802	-17003
11	-31200	-32632	-34075	-33999	-32660	-30610	-28126	-1791	1809	10958	12818	12392	14882	16899	17685	16894	15611	13419	-13189	-16627	-20403	-24229	-27834	-30720
12	-42081	-43168	-44420	-44271	-42951	-40935	-38521	-13641	-9882	-1551	870	701	3193	5139	5630	5206	3920	1726	-23293	-26734	-30511	-34335	-37939	-41077

Obr. 46. Výpočet tepelných ziskov

Z výsledku vypláva, že maximálna tepelná záťaž troch miestností je 90,935 kW a môže nastať približne v júny okolo 13-tej hodiny. Pri nasledujúcich výpočtoch bude potrebné

uviesť aj tepelné zisky samostatných miestností. Zisk bankovej haly je 74,104 kW, jednacej miestnosti 1 je 5,582 kW a jednacej miestnosti 2 12,031 kW.

12.2 Výpočet vlhčenia od ľudí

Ďalším parametrom pre návrh vzduchotechnického systému je určenie produkcie vodnej pary ľudí. Tá sa vypočíta ako súčin počtu ľudí a množstva vydychanej vodnej pary, ktoré je odlišné pre zamestnancov a zákazníkov. Pri výpočte produkcie vodnej pary od ľudí v miestnosti banková hala využijem vzťah (59):

$$M_w = M_{wz} + M_{wk} = n_z \cdot g_z + n_k \cdot g_k \quad [g \cdot h^{-1}] \quad (59)$$

, kde:

M_{wz} - je množstvo vyprodukovanej vodnej pary zamestnancami [g/h],

M_{wk} - je množstvo vyprodukovanej vodnej pary klientmi [g/h],

n_z, n_k - je počet zamestnancov/ klientov,

g_z, g_k - je množstvo vodnej pary vyprodukované jedným zamestnancom/ klientom [g/h].

$$M_w = M_{wz} + M_{wk} = 15 \cdot 98 + 30 \cdot 124 = 5190 \quad g \cdot h^{-1}$$

Produkcia vodnej pary od ľudí v jednacej miestnosti 1 je podľa rovnakého postupu 2352 g/h a v jednacej miestnosti 2 5488 g/h.

12.3 Návrh vzduchotechnickej jednotky

Z doposiaľ vykonaných výpočtov boli určené hodnoty vzduchotechnickej jednotky pre zimné a pre letné obdobie. Tieto hodnoty sú zobrazené v tabuľke (Tab. 17.) pre zimnú prevádzku a v tabuľke (Tab. 18.) pre prevádzku letnú:

Tab. 17.: návrhové hodnoty vzduchotechnickej jednotky pre zimné obdobie

Parameter	Hodnota
Celkový výkon ohrievačov	P=67,161 kW
Požadovaná vnútorná teplota	$\theta_i=21^\circ\text{C}$
Požadovaná vlhkosť vnútorného vzduchu	$\varphi_i=50\%$
Teplota vonkajšieho vzduchu	$\theta_e=-15^\circ\text{C}$
Teplota vlhkého teplomeru vonk. vzduchu	$\theta_{ew}=-16^\circ\text{C}$
Pracovný rozdiel teplôt	$\Delta\theta=8\text{K}$

Bol zvolený nízky pracovný rozdiel teplôt z dôvodu, že navrhovaný systém má pokryť len stratu vetraním. Táto hodnota je pri ďalšom výpočte dostačujúca pre množstvo vetracieho vzduchu privádzaného do priestoru, ako je ukázané v ďalších výpočtoch.

Tab. 18.: návrhové hodnoty vzduchotechnickej jednotky pre letné obdobie

Parameter	Hodnota
Celkový výkon chladiča	P=90,935 kW
Požadovaná vnútorná teplota	$\theta_i=25^\circ\text{C}$
Požadovaná vlhkosť vnútorného vzduchu	$\varphi_i=50\%$
Teplota vonkajšieho vzduchu	$\theta_e=32^\circ\text{C}$
Entalpia vonkajšieho vzduchu	$h_e=63\text{kJ/kg}$
Pracovný rozdiel teplôt	$\Delta\theta=7\text{K}$

V ďalšom kroku je potrebné určiť prietok vetracieho vzduchu pre jednotlivé obdobia. Pre zimné obdobie bol určený zo vzťahu:

$$\dot{V}_{pz} = \frac{P}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\theta} = \frac{67161}{1,25 \cdot 1300 \cdot 8} = 5,17 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Pre letné obdobie bol určený prietok vzduchu rovnakým spôsobom:

$$\dot{V}_{pl} = \frac{P}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\theta} = \frac{90935}{1,14 \cdot 1300 \cdot 7} = 8,77 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočtom bolo zistené, že prietok vzduchu je väčší v letnom období, čo je pochopiteľné vzhľadom na väčšiu presklennú plochu miestnosti bankovej haly, kde vznikajú veľké tepelné zisky. Distribučná sieť teda bude dimenzovaná pre letnú prevádzku.

Postup výpočtu pre letnú prevádzku:

Bol určený objemový prietok čerstvého vzduchu pre počet ľudí 125. Objem vetracieho vzduchu je pre pracovníkov daný ako 70 m³/h.

$$\dot{V}_c = n \cdot \dot{m}_{os} = 125 \cdot 70 = 8750 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 2,43 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Následne bola vykonaná kontrola množstva čerstvého vzduchu v pomere k celkovému privádzanému vzduchu. Ich pomer by mal byť väčší ako 15%. Výsledok je približne 25%, teda tento pomer je vyhovujúci.

Ďalším krokom bolo určiť bol vlhčenia vzduchu od ľudí pomocou vzťahu:

$$\Delta x = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_p} = \frac{5190}{11,33} = 0,127 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod miesenia bol určený v dokumente od firmy C.I.C pre návrh vzduchotechniky. Jeho entalpia je 10,49 g/kg.

Výsledná teplota chladiča $\theta_{chlad.} = 13,1^\circ\text{C}$.

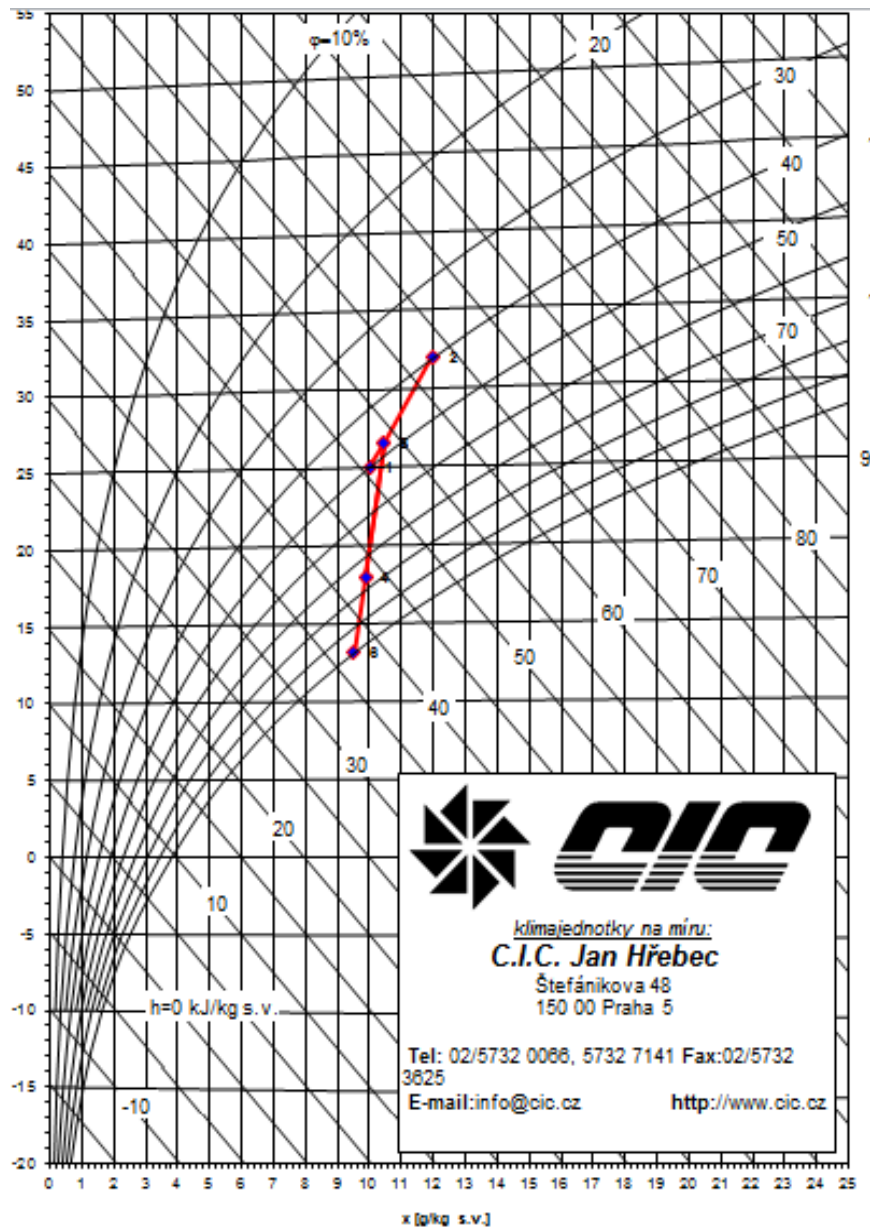
Výkon chladiča bol určený zo vzťahu:

$$P_{chlad.} = \dot{V}_p \cdot \rho_p \cdot (h_3 - h_4) = 8,77 \cdot 1,19 \cdot (53,5 - 43,2) = 107,5 \text{ kW}$$

V tabuľke (Tab. 19.) sú zobrazené hodnoty z dokumentu od firmy C.I.C. a na obrázku (Obr. 47.) ich výsledná grafická podoba zakreslená v H-X diagrame.

Tab. 19.: výsledky návrhu vzduchotechnické jednotky pro letní období

			1	2	3	4	5	6
			Interier	Exterier	Miesenie	Vlhčenie	Chladienie	
Teplota	t	°C	25,0	32,0	26,5	18,0	26,5	13,1
rel.vlhkost	φ	%	50%	40%	48%	76%	48%	100%
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	10,0	12,0	10,4	9,9	10,4	9,5
entalpie	h	kJ/kg s.v.	50,8	63,0	53,5	43,2	53,5	37,3
hustota	ρ	kg/m ³	1,16	1,13	1,16	1,19	1,16	1,21
t.vlhkého tepl.	tv	°C	17,8	21,4	18,6	15,3	18,7	13,0
Skut. průtok	Vs	m ³ /h	32 236	9 373	41 609	0	41 609	39 683
Norm. průtok	Vn	m ³ /h	30 888	8 748	39 636	0	39 636	39 636
Předaný výkon	P	kW						-214,1
Odpařené vody	qw	kg/h			0,0		0,0	-44,4



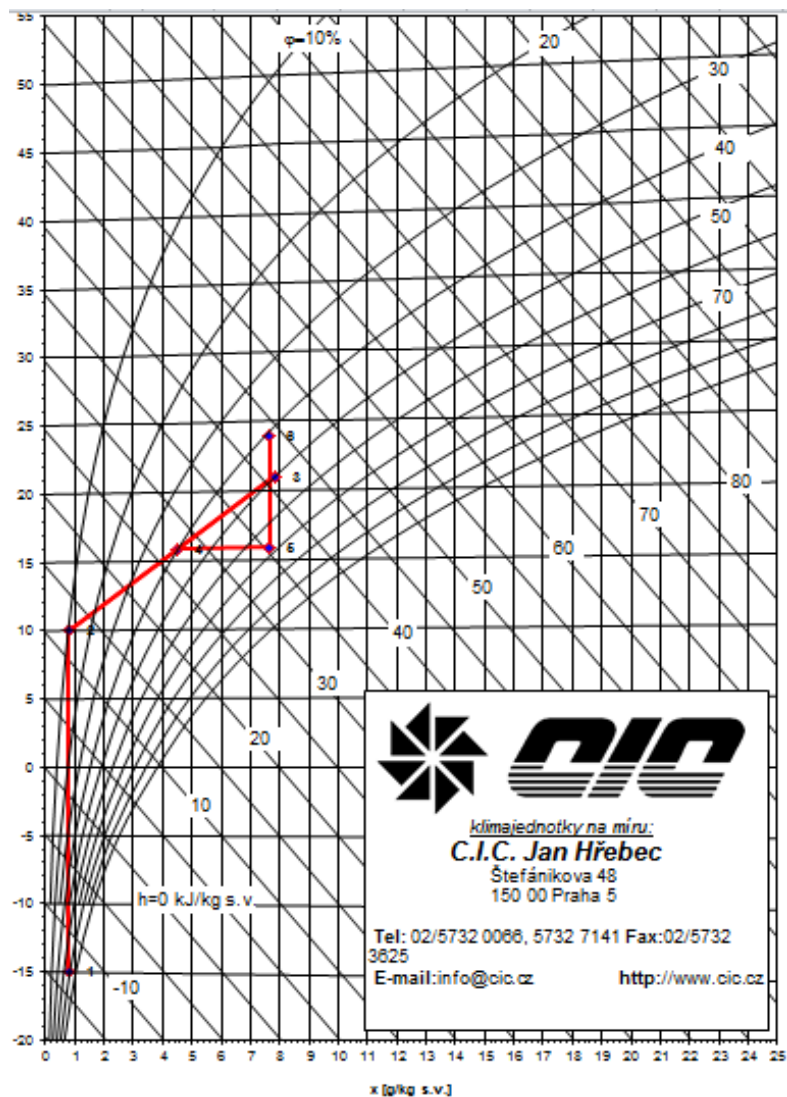
Obr. 47. H-X diagram vzduchotechniky pro letní období

Rovnaký postup bol zvolený aj pri návrhu vzduchotechniky zimnej prevádzky.

Výsledky sú zobrazené v tabuľke (Tab. 20.) a na obrázku (Obr. 48.):

Tab. 20.: výsledky návrhu vzduchotechnickej jednotky pre zimné obdobie

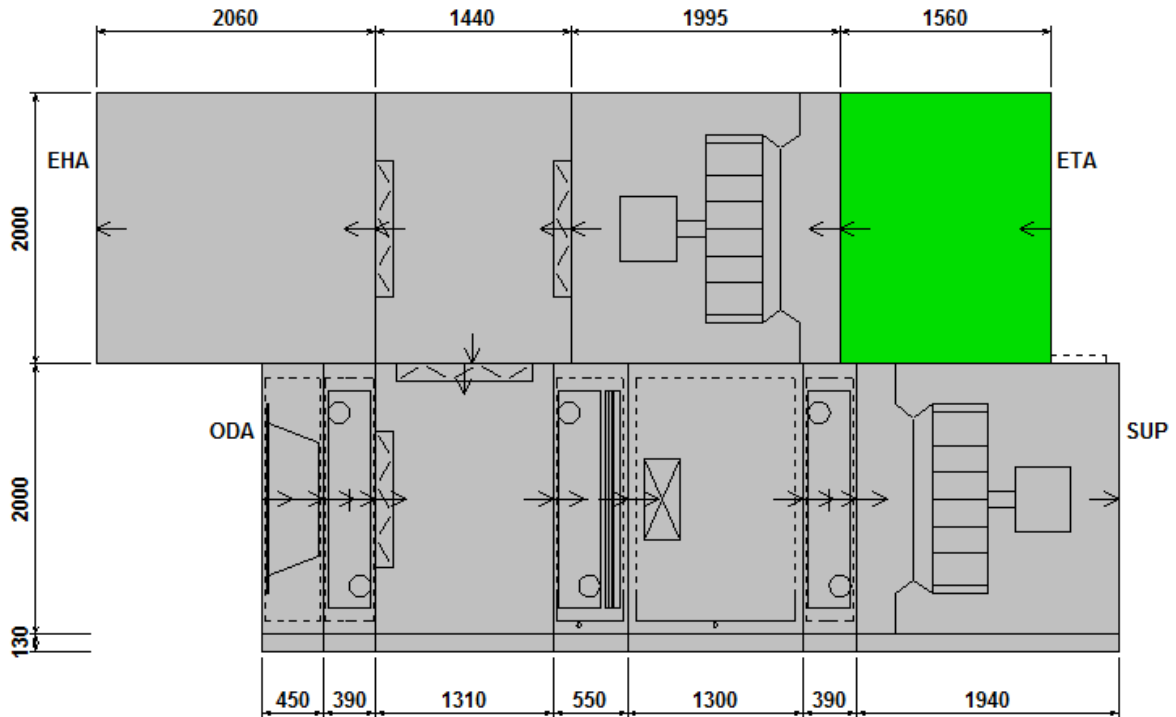
			1	2	3	4	5	6
			Exteriér	Predohrev	Interiér			
Teplota	t	°C	-15,0	10,0	21,0	15,9	15,9	23,9
rel.vlhkost	φ	%	78%	10%	50%	40%	67%	41%
měr. vlhkost	x	g/kg s.v.	0,8	0,8	7,8	4,5	7,6	7,6
entalpie	h	kJ/kg s.v.	-13,2	12,1	41,1	27,5	35,4	43,6
hustota	ρ	kg/m ³	1,35	1,23	1,18	1,20	1,20	1,17
t.vlhkého tepl.	tv	°C	35,3	11,3	11,6	-14,9	-43,0	19,0
Skut. průtok	Vs	m ³ /h	0	8 544	10 107	18 651	18 746	19 265
Norm. průtok	Vn	m ³ /h	0	8 748	9 850	18 598	18 598	18 598
Předaný výkon	P	kW		73,7	95,2		49,1	50,8
Odpařené vody	qw	kg/h		0,0	83,1	0,0	69,4	0,0



Obr. 48. H-X diagram vzduchotechniky pre zimné obdobie

Výsledný výkon predohrievača je 82,98 kW, ohrievača 48,3 kW, vlhčenia 46,5 kW.

Ilustrácia výslednej jednotky je na obrátke (Obr. 49.):



Obr. 49. navrhnutá vzduchotechnická jednotka

12.4 Návrh distribučných prvkov vzduchotechniky

V tejto kapitole je popísaný návrh výustiek a tlakových strát potrubnej siete miestnymi odpormi a trením. Cieľom bolo efektívne dopraviť upravený vzduch do jednotlivých miestností.

Návrh výustiek bol prevedený v programe Aircad od firmy Mandik a.s. Cieľom návrhu bola správna voľba rýchlosti prúdenia vzduchu v miestnostiach, ktorá by nemala presiahnuť 0,22 m/s. Vzhľadom na dispozičné riešenie miestnosti boli vybrané výustky zapracované do steny. Parametre pre bankovú halu sú zobrazené na nasledujúcich obrázkoch:

Soubor Vstupní hodnoty Možnosti Náповěda

Nový Otevřít Uložit Zavřít Katalog

Vstupní parametry Výsledné údaje Hledat vhodné výústky

Rozměry místnosti:

Šířka místnosti [m]: 20,00

Délka místnosti [m]: 27,00

Výška místnosti [m]: 5,00

Objem místnosti [m³]: 2700,00

Délka a rychlost proudu (pouze pro VNM a SVM):

Délka proudu L [m]: 12,00

Rychlost proudu vzduchu wL ve vzdálenosti L [m/s]: 0,20

Objemový průtok vzduchu:

Počet výústek v místnosti: 7

Výměna vzduchu v místnosti [1/h]: 9,5

Objemový průtok vzduchu v místnosti Vc [m³/h]: 25704

Objemový průtok vzduchu pro jednu výúst [m³/h]: 3672

Rychlost vzduchu a průměr potrubí (pouze pro VNM):

Rychlost vzduchu v potrubí [m/s]: 5,00

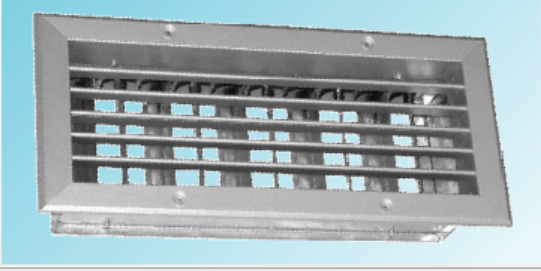
Průměr potrubí [mm]: libovolný

Teplota vzduchu:

Teplota přiváděného vzduchu [°C]: 17,0

Teplota vzduchu v místnosti [°C]: 25,0

Rozdíl mezi teplotou přiváděného vzduchu a teplotou vzduchu v místnosti (delta tp) [K]: -8,0



Prosím zadejte hodnotu > 0

... hodnoty mimo doporučený rozsah

Tisk << Zpět Další >> Zavřít

Obr. 50. vstupné parametre pre návrh výústiek

Soubor Vstupní hodnoty Možnosti Náповěda

Nový Otevřít Uložit Zavřít Katalog

Vstupní parametry Výsledné údaje Hledat vhodné výústky

Typ výústky:

Typ výústky: SVM NS 20

Otevření regulace [%]: 100 %

Rozměr výústky (š x v):

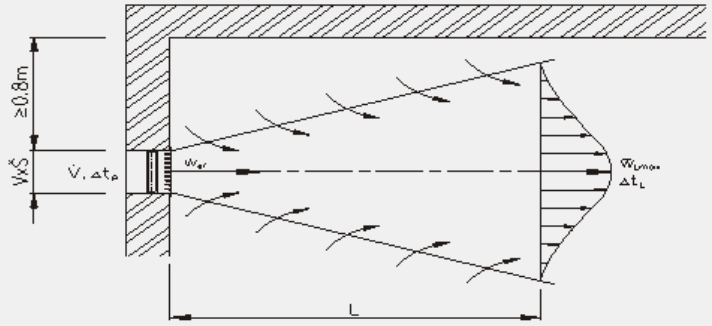
Šířka [mm]: 1225

Výška [mm]: 525

Uvažovat vliv stropu:

Ano, vzdálenost od stropu < 0.8m

Ne, vzdálenost od stropu > 0.8m



Výsledné hodnoty: SVM NS 20 - 1225 x 525

Objemový průtok vzduchu pro jeden element V [m³/h]: V = 3672

Délka proudu L [m]: L = 21,98

Efektivní plocha výústky S_{ef} [m²]: S_{ef} = 0,4982

Rychlost proudu vzduchu wL ve vzdálenosti L [m/s]: w_L = 0,20

Efektivní rychlost w_{ef} [m/s]: w_{ef} = 2,05

Rozdíl mezi teplotou vzduchu v místnosti a v ose proudu ve vzdálenosti L [°C]: Δt_L = -0,95

Celková tlaková ztráta při hustotě 1.2kg/m³ [Pa]: Δp_c = 5,24

Maximální teplotní rozdíl při chlazení [°C]: Δt_{pmax} = 1,59

Hladina akustického výkonu [dB(A)]: L_{wa} = 18,99

Odklon osy proudu vzduchu y [m]: y = 0,00

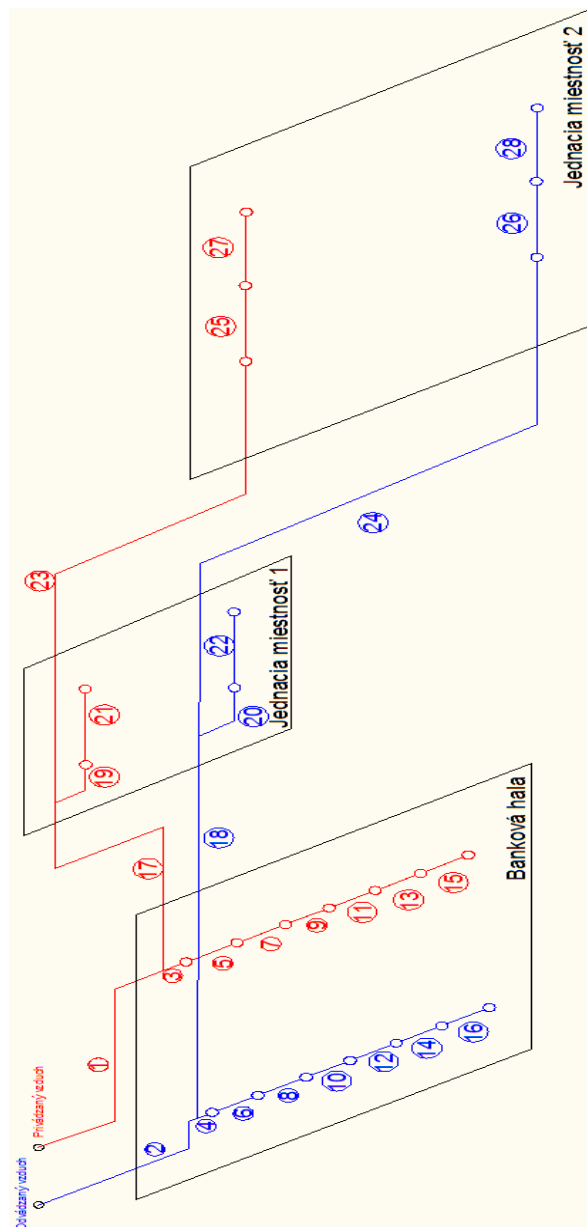
... hodnoty mimo doporučený rozsah

Tisk << Zpět Další >> Zavřít

Obr. 51. výsledné údaje pre návrh výústiek

Boli vybrané výustky SVM NS 20 1225x525 mm, ich celkový počet v objekte pre prívodnú vetvu je 7. Tlaková strata jednej výustky je 5,24 Pa. Rovnakým spôsobom boli výustky pre ostatné miestnosti. Pre jednaciú miestnosť 1 je navrhnutou výustkou SVM NS 20 725x200 mm 2 kusy, tlaková strata 5,10 Pa a pre jednaciú miestnosť 2 je to SVM NS 700x200 mm, inštalované budú pre pokrytie celej miestnosti vetracím vzduchom rovnomerne 3. Ich tlaková strata je 10,01 Pa.

Pri návrhu tlakových strát trením a miestnymi odpormi je postup takmer rovnaký, ako pri distribučnej sieti teplovodného vykurovania. Ako prvé je potrebné mať vypracovanú schému potrubného vybavenia. Tá je zobrazená na obrázku (Obr. 52.):



Obr. 52. Návrh distribučnej siete vzduchotechniky

Tab. 21.: Výsledky návrhu distribuční sítě pro přívod (vlevo) a vrat (vpravo)

Ekvivalentný priemer bol určovaný podľa vzťahu (60):

$$d_{ekv} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad [m] \quad (60)$$

, kde:

a - je výška potrubia [m],

b - je šírka potrubia [m].

Tlakový spád bol určovaný podľa vzťahu (61):

$$R = 0,01218 \cdot w^{1,875} \cdot d_{ekv}^{-1,235} \quad [Pa / m] \quad (61)$$

, kde:

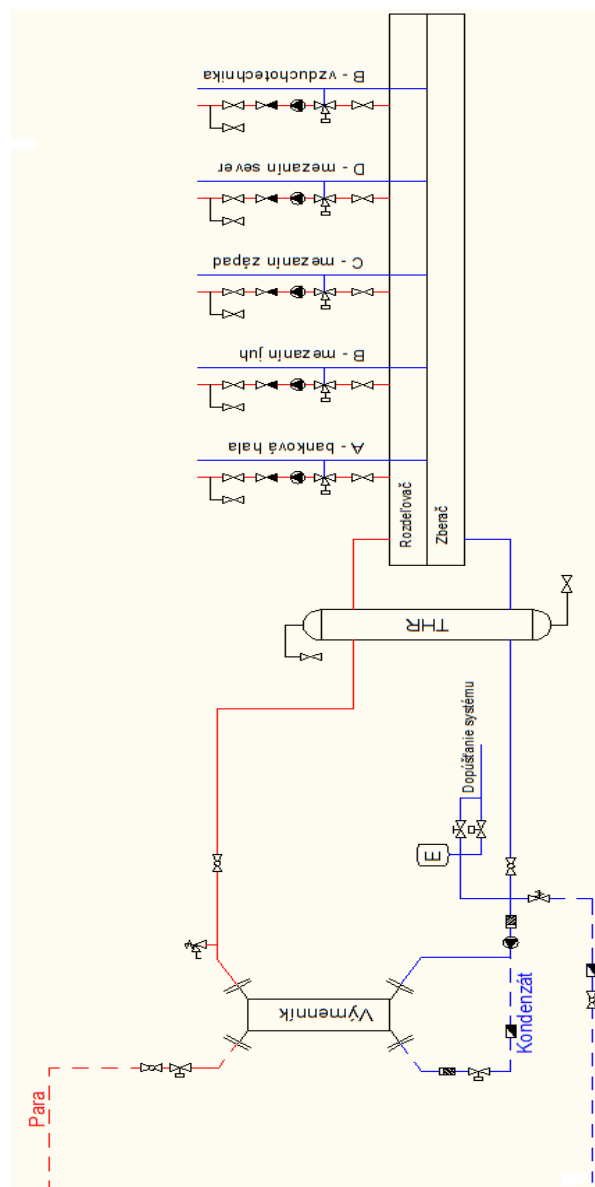
w - je rýchlosť vzduchu v potrubnej sieti [m/s].

13 NÁVRH REGULÁCIE

Pri návrhu systému tvorby vnútorného prostredia je v súčasnosti čoraz viac kladený dôraz na regulovateľnosť. Návrhom pomocou systému KNX je zaistené prepojenie celého systému a tým zvýšenie jeho energetickej účinnosti a jednoduchšieho ovládania oproti izolovaným systémom.

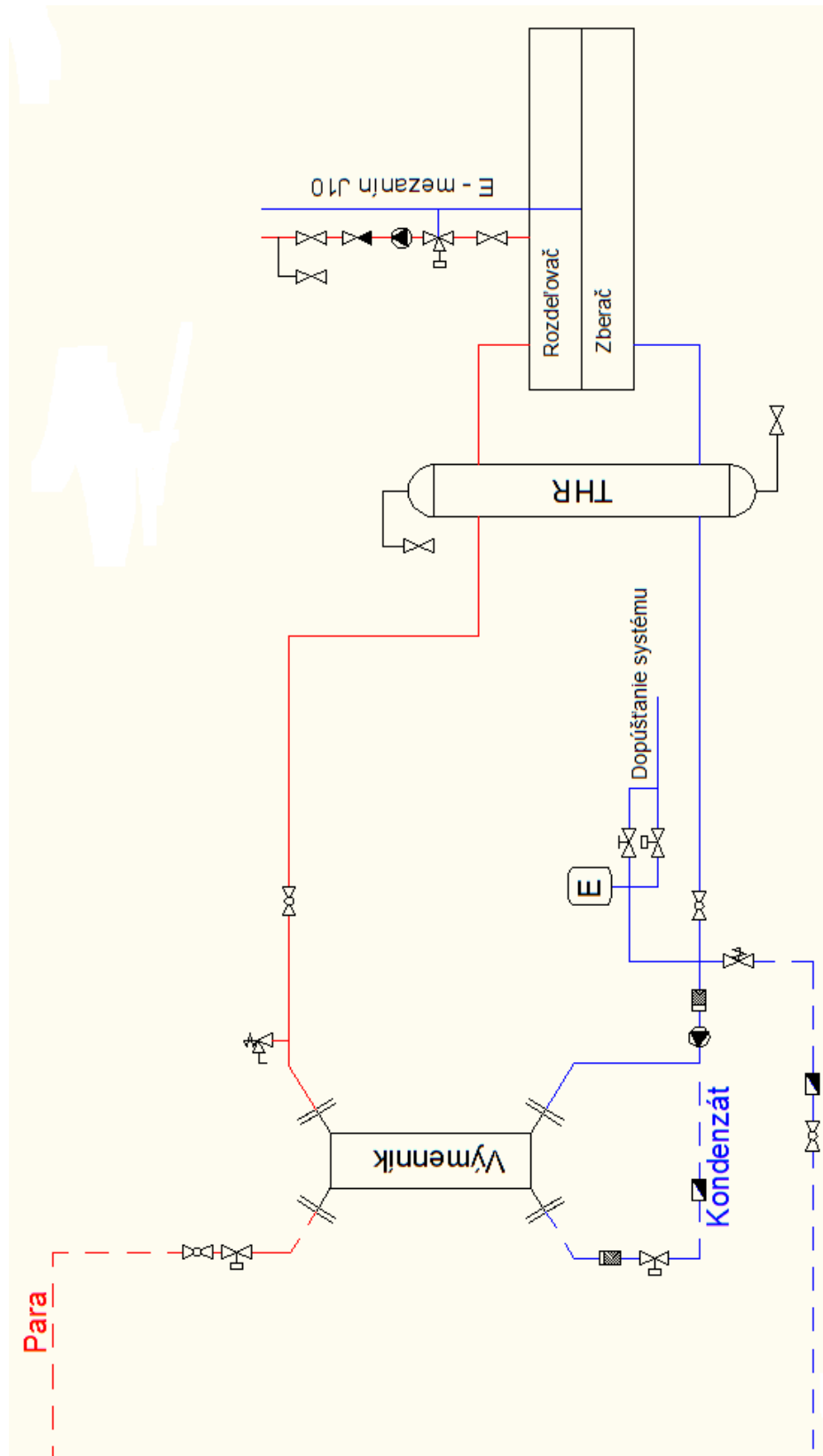
13.1 Návrh regulácie výmenníkovej stanice

Úlohou regulácie výmenníkovej stanice je regulovať výkon výmenníku a vykurovacích vetiev. Na obrázku (Obr. 53.) je znázornená schéma výmenníkovej stanice Jánska 6.



Obr. 53. Schéma výmenníkovej stanice Jánska 6

Schéma výmenníkovej stanice Jánska 10 je takmer totožná, jediný rozdiel je počet vetiev. Jej schéma je na obrázku (Obr. 54.).



Obr. 54. Schéma výmenníkovej stanice Jánska 10

Pretože sa v projekte predpokladá dodatočný návrh systému pre zbytok budovy Jánska 10, je do výmenníkovej stanice umiestnený taktiež rozdeľovač a zberač.

13.1.1 Primárny okruh

Zdrojom tepla výmenníku je vysokotlaká para. Tá je privádzaná do výmenníku cez havarijný regulačný ventil, ktorý kontroluje teplotu na výstupe teplej vody z výmenníku a filter. Reguláciu výmenníku má zabezpečuje regulačný ventil umiestnený za výmenníkom, ktorý reguluje podľa vonkajšej teploty pre teplotný spád sekundárnej vetvy 75/65 °C. Výmenník je na teplosmennej ploche zaplavovaný kondenzátom, ktorý je dochladzovaný v systéme. Na vpuste vratnej vody do systému je inštalovaný ventil vypúšťací. Jeho funkciou je takisto udržiavanie konštantného tlaku v sústave. Systém je uzatvorený, vybavený poistným ventilom a expanznou nádobou s možnosťou dopúšťania upravenej vody v zmekčovacej stanici.

13.1.2 Sekundárny okruh

Na okruhu vykurovacej vody budú reguláciu zabezpečovať navrhnuté trojcestné zmiešavacie ventily, ktoré budú riadené podľa vonkajšej a užívateľom požadovanej teploty. Dôležité pre správnu reguláciu bude voľba vhodného regulátoru.

13.1.3 Meranie spotreby pary

Fakturačné meranie spotreby vykurovacej pary bude prebiehať nepriamou metódou merania spotreby kondenzátu, pričom prietokové a teplotné čidlo bude pripojené a výtokovej strane kondenzátu, teda na jeho úplnom odvode. Tu sa prejaví ekonomická výhoda navrhnutých výmenníkových staníc.

13.1.4 Stav výmenníkovej stanice

STOP

Výmenníková stanica je mimo prevádzku, buď kvôli povelu z regulačnej stanice (napr. prerušené vykurovanie, sezónne odstavenie atď.) alebo signalizovanej havárii systému. V tomto stave je odstavená regulácia výmenníku na primárnom okruhu, tak aj výmenníkov na okruhu sekundárnom.

START

V prípade požiadavku regulačnej stanice na zapnutie a kladnej kontroly poruchy je výmenníková stanica uvedená do chodu. Postupne otváraný je ventil na vstupe pary do výmenníku a ventil na strane kondenzátu. Do chodu je uvedené čerpadlo primárneho okruhu a je zahájená príprava na úplnu prevádzku. Požiadavok na nepržité vykurovanie je odoslaný v momente, kedy vonkajšia teplota klesne pod bod mrazu, teda na $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dovtedy je vykurovanie prerušované.

CHOD

Po dobehu stavu štart a vyrovnání teplôt v sústave nastáva funkcia chodu systému. Ekvitermná regulácia na vetvách ústredného vykurovania je realizovaná pomocou trojcestných ventilov so servopohonom riadených centrálnou regulačnou jednotkou pripojenou na snímač vonkajšej teploty.

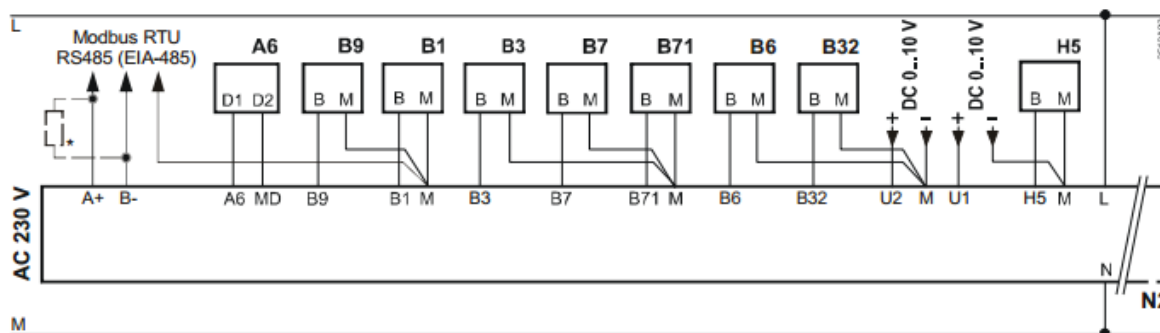
DOBEH

Nastane pri vypnutí povelom z regulátoru. Začne sa postupne uzatvárať ventil na vstupe pary do výmenníkovej stanice a ventil prívodu a odvodu kondenzátu. Aj po ich úplnom uzatvorení beží systém až do vychladnutia výmenníku na bezpečnú teplotu. To je zabezpečené určitým časovým intervalom tak, aby nedošlo k poškodeniu sústavy prekročením najvyššieho prístupného tlaku, pretože teplota pary vo výmenníku je 174°C , teda prekračuje teplotu bodu varu vody vykurovacej.

13.2 Návrh regulátorov

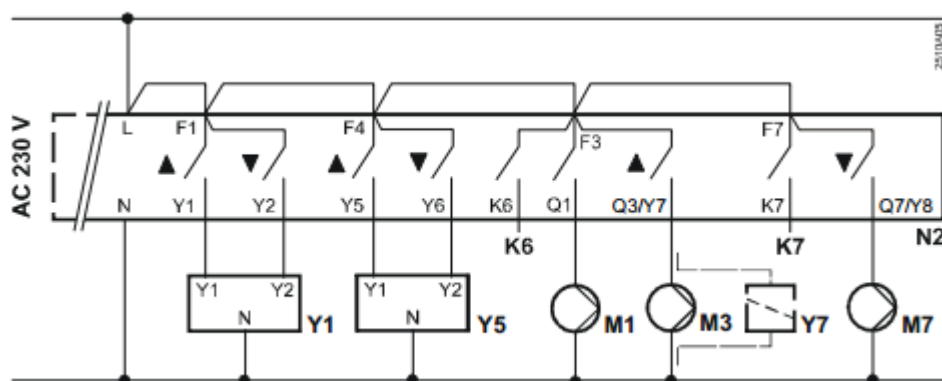
13.2.1 Regulátor primárnej vetvy

Pre primárnu vetvu bol zvolený regulátor firmy Siemens RVD 144. Jeho primárne určenie je práve regulácia výmenníkovej stanice s možnosťou ohrevu TV prietokom. V tomto projekte bola TV navrhnutá pomocou elektrických prietokových ohrievačov, teda táto funkcia je pri navrhnutom regulátore zbytočná. Zapojenie regulátoru by malo prebehnúť podľa nasledujúcej schémy (Obr. 55.):



Obr. 55. Schéma svoriek vstupov regulátoru RVD 144

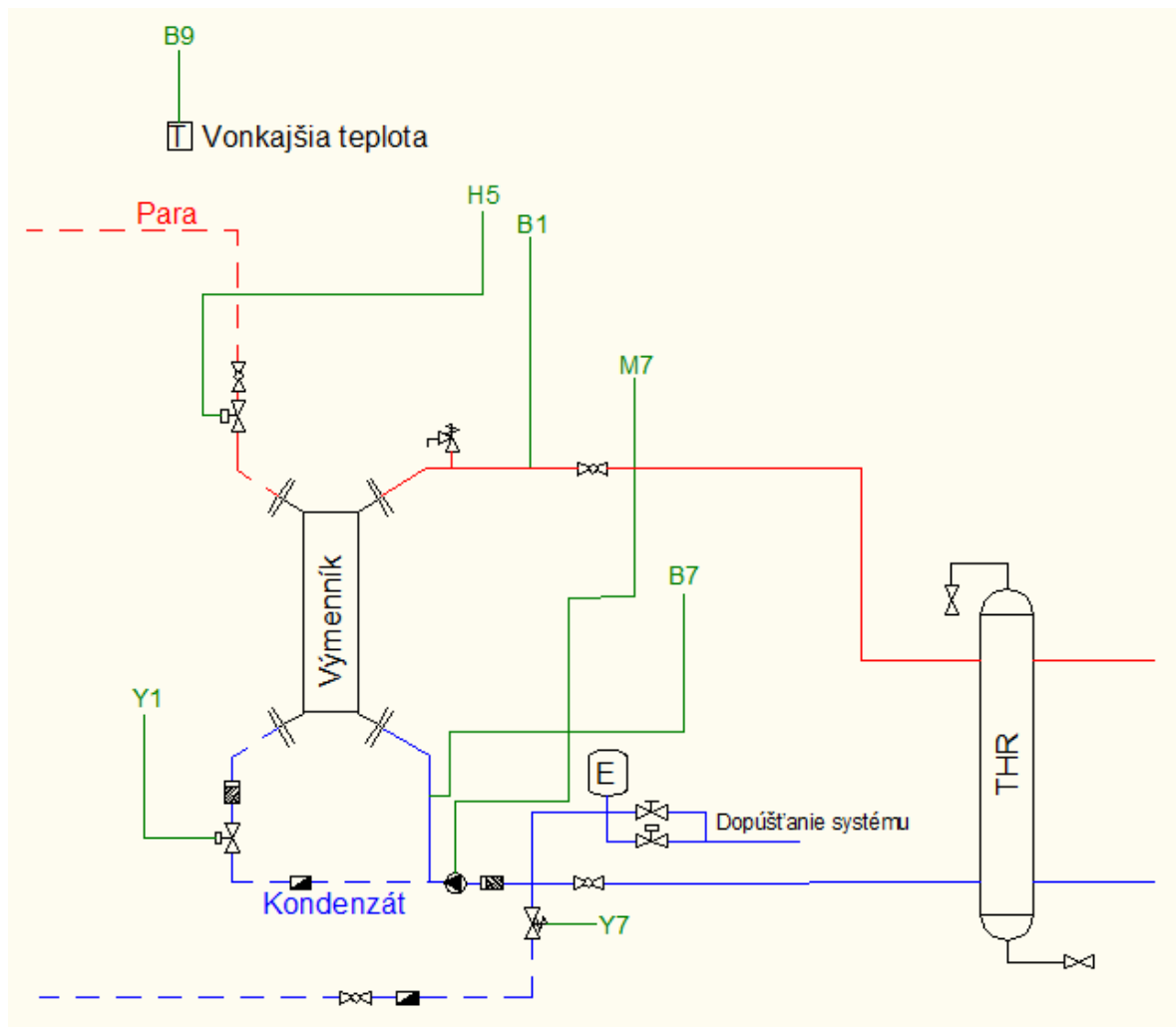
A6 – Priestorový prístroj, B9 - Čidlo vonkajšej teploty, B1 - Čidlo teploty vykurovacej vody, B3 - Čidlo teploty TV (nezapájané), B7 - Čidlo teploty na primárnej vratnej vode, B71 - Univerzálne čidlo podľa typu zariadenia, B6 - Čidlo solárneho kolektoru (nezapájané), B32 - Čidlo zásobníku 2 (nezapájané), H5 - Prietokový spínač.



Obr. 56. Schéma svoriek sieťového napätia regulátoru RVD 144

K6 a K7 - Multifunkčné výstupy pre funkcie: dopúšťanie / elektroohrev / čerpadlo solárneho kolektoru (nezapájané), M1 - Čerpadlo vykurovacieho okruhu, M3 - Nabíjacie čerpadlo TV (nezapájané), M7 - Cirkulačné čerpadlo, Y1 - Servopohon pre ventil na primárnej vratnej vode, Y5 - Servopohon pre regulačný ventil, Y7 - Servopohon pre prepínajúci / regulační ventil.

Výsledné zapojenie primárneho okruhu výmenníkovej stanice Jánska 6 je na obrázku (Obr. 57.):



Obr. 57. Schéma zapojenia regulátoru primárnej vetvy

Pri tomto návrhu bola uvažovaná výmenníková stanica Jánska 6. Pre stanicu Jánska 10 sa výber regulátoru nelýši, zvolená bola rovnaká stanica.

13.2.2 Regulátor vykurovacích vetiev a miestností

Pre reguláciu vykurovacích vetiev trojcestnými ventilmi bol navrhnutý regulátor RRV934. Ten sa vyznačuje schopnosťou regulovať trojcestný ventil analógovo podľa potrieb užívateľov. So stanicami komunikuje bezdrôtovým spôsobom pomocou protokolu KNX RF (868 MHz).



Obr. 58. Regulátor Siemens RRV934

Miestnosti na jednotlivých vykurovacích vetvách budú rozdelené do skupín po niekoľkých miestnostiach kvôli obmedzenému počtu staníc s regulátorom komunikujúcich. Tento počet je 4, čo dostačuje zadanému objektu. Podľa výsledného požiadavku všetkých staníc je potom regulovaný pohon trojcestného ventilu. Navrhnutou stanicou je Siemens QAW910, ktorá je zobrazená na obrázku (Obr. 59.):



Obr. 59. Priestorová jednotka Siemens QAW910

Pohon trojcestných ventilov zabezpečuje servopohon Siemens SQX 32.03, ktorý je kompatibilný s navrhnutými regulačnými ventylmi. Ďalším prvkom systému je elektrický regulačný ventil vykurovacieho telesa. Navrhnutý bol bezdrôtový elektrický termostatický ventil Siemens SSA955, ktorý je schopný kontrolovať ďalších 5 ventilov a tak zabezpečiť dodávku energie do ostatných telies pri zníženej dodávke tepla, prípadne nadmerným odberom v miestnostiach umiestnených na vetve pred ním. Zobrazený je na obrázku (Obr. 60.):



Obr. 60. Elektrický termostatický ventil SSA955

13.2.3 Regulátor vzduchotechniky

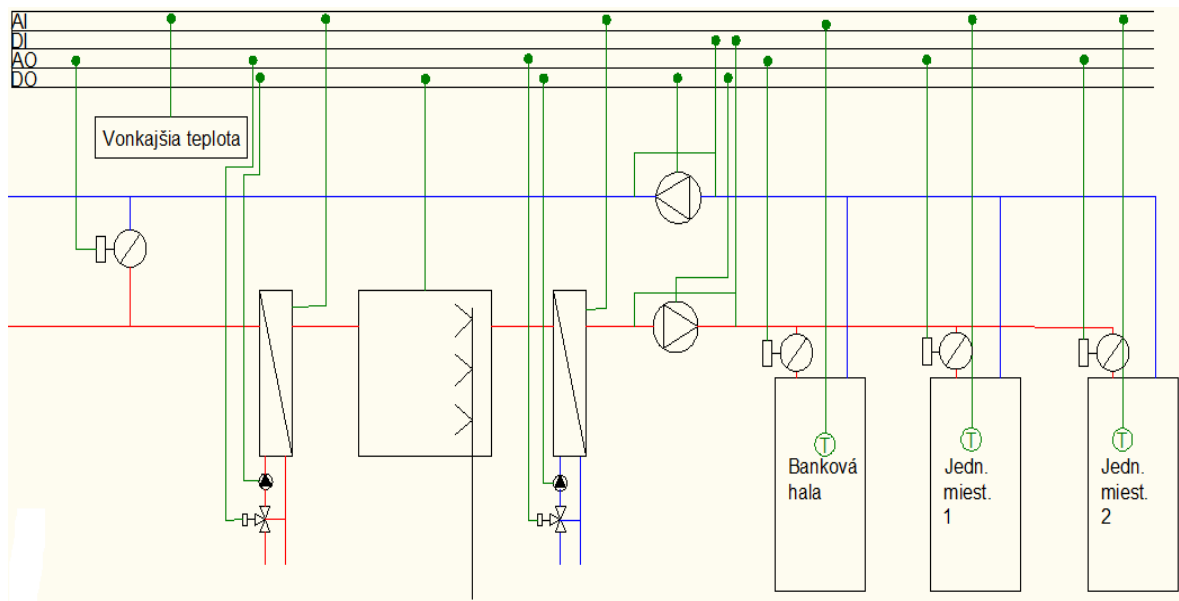
Vzduchotechnika má za úlohu pokryť tepelné straty vetraním v zimnom období a tepelné zisky v období letnom pre miestnosti banková hala a dve jednacie miestnosti. Pri návrhu regulácie je potrebné navrhnuť reguláciu ohrievačov, chladiča, ventilátorov, vlhčenia a distribúcie vzduchu.

Regulácia teploty ohrievaču prebieha na strane vykurovacej vody pomocou regulácie trojcestného ventilu a čerpadla. Pri regulácii vlhčenia je nutné zabezpečiť vlhkosť vzduchu v miestnostiach v rozmedzí od 45 – 55 %. Preto bude do jednotlivých miestností inštalovaný vhodný hygrometer. V letnom období je nutné regulovať výkon chladiča, ktorý

bude opäť regulovaný trojcestným ventilom. Zdrojom chladu bude externý elektrický vodný chladič inštalovaný v miestnosti vzduchotechniky. Otáčky ventilátorov sú regulované frekvenčným meničom podľa hodnôt statického tlaku na vstupe, prípadne na výstupe z jednotky. V prípade poruchy ventilátor odošle správu, ktorá následne ventilátor odstaví a uzatvorí klapku na vstupe, resp. výstupe z jednotky. Prevádzka ventilátorov a filtrov je snímaná pomocou diferenčných manostatov. Ak filter dosiahne limitnej tlakovej straty, systém vyšle signál personálu.

Pre požiadavky vzduchotechnickej jednotky bol navrhnutý regulátor firmy Siemens typ Synco RMU 730. Je to univerzálny regulátor vzduchotechnických jednotiek s predprogramovanými aplikáciami a možnosťou využitia 8 univerzálnych vstupov, 4 spojiteľných a 6 reléových výstupov. K nemu je pripojený rozširovací modul RMZ788, teda konečný počet vstupov je 12, analógových výstupov 6 a reléových výstupov 8.

Na obrázku (Obr. 61.) je zobrazená schéma vzduchotechnickej jednotky:



Obr. 61. Schéma regulácie vzduchotechniky

V tabuľke (Tab. 22.) je popísané zapojenie regulátoru na sústavu:

Tab. 22.: Zapojenie regulátoru vzduchotechniky

Číslo	Označenie	Zariadenie	Funkcia	Typ
Univerzálne vstupy				
1	TE1	Tepelný snímač	Vonkajšia teplota	AI
2	TO	Tepelný snímač	Teplota ohrievača	AI
3	TCH	Tepelný snímač	Teplota chladiča	AI
4	TI1	Tepelný snímač	Teplota banková hala	AI
5	TI2	Tepelný snímač	Teplota jednacia miest. 1	AI
6	TI3	Tepelný snímač	Teplota jednacia miest. 2	AI
7	HY1	Hygroskop	Vlhkosť prívod. vzduchu	AI
8	DP1	Tlakové čidlo	Tlak. rozdiel vent. prívod	DI
9	DP2	Tlakové čidlo	Tlak. rozdiel vent. odvod	DI
Analógové výstupy				
1	RKL	Zmiešavacia klapka	Riadenie klapky	AO
2	RO	Trojcestný ventil	Regulácia ohrevu	AO
3	RCH	Trojcestný ventil	Regulácia chladenia	AO
4	RK1	Klapka	Riadenie klapky bank. haly	AO
5	RK2	Klapka	Riadenie klapky jedn. m. 1	AO
6	RK3	Klapka	Riadenie klapky jedn. m. 2	AO
Reléové výstupy				
1	DO	Regulácia čerpadla	Ohrievač Start/Stop	DO
2	DCH	Regulácia čerpadla	Chladič Start/Stop	DO
3	DVL	Regulácia vlhčenia	Vlhčenie Start/Stop	DO
5	DVP	Ventilátor	Prívod Start/Stop	DO
6	DVO	Ventilátor	Odvod Start/Stop	DO

Komunikáciu s regulátorom bude obstarávať ovládacia jednotka RMZ791. Používa sa pre predanie nastavení regulátoru a komunikáciu s jednotkami koncových užívateľov, ktorých dokáže obslužiť až 150. Zobrazená je na obrázku (Obr. 62.):

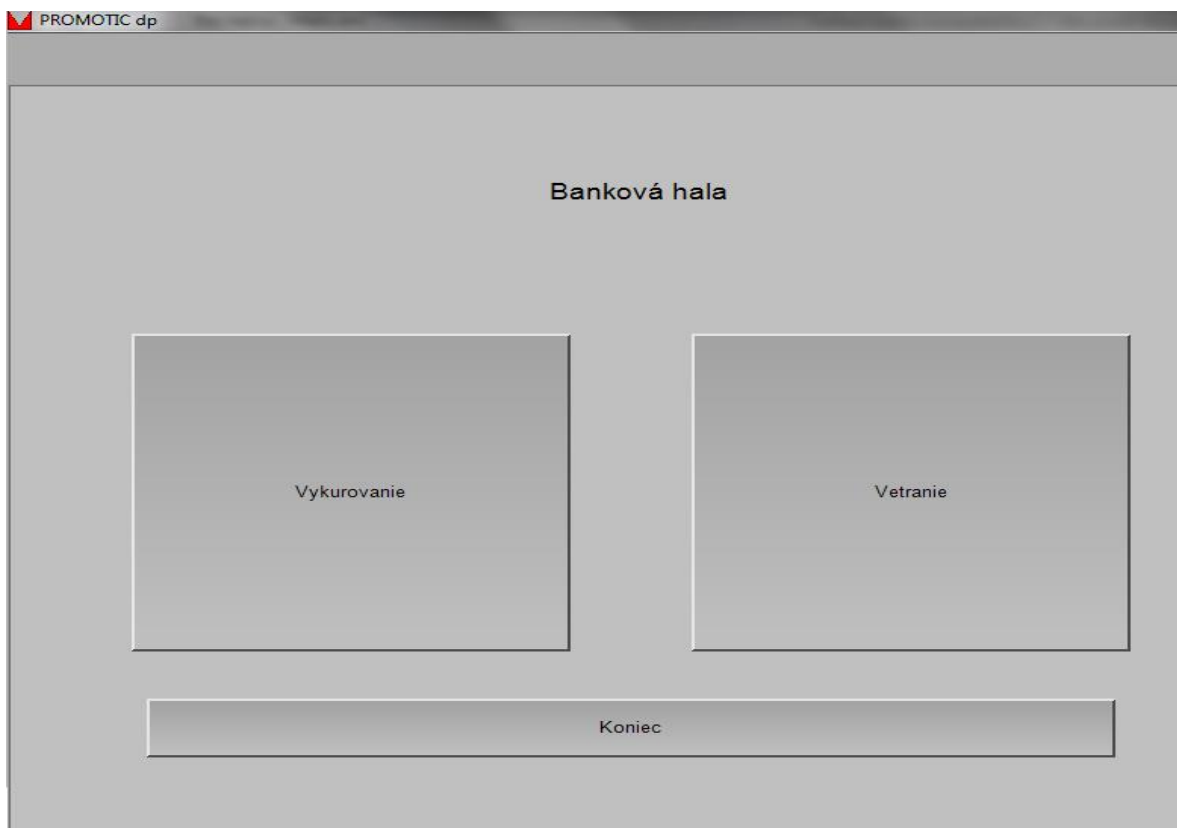


Obr. 62. Ovládacia jednotka RMZ791

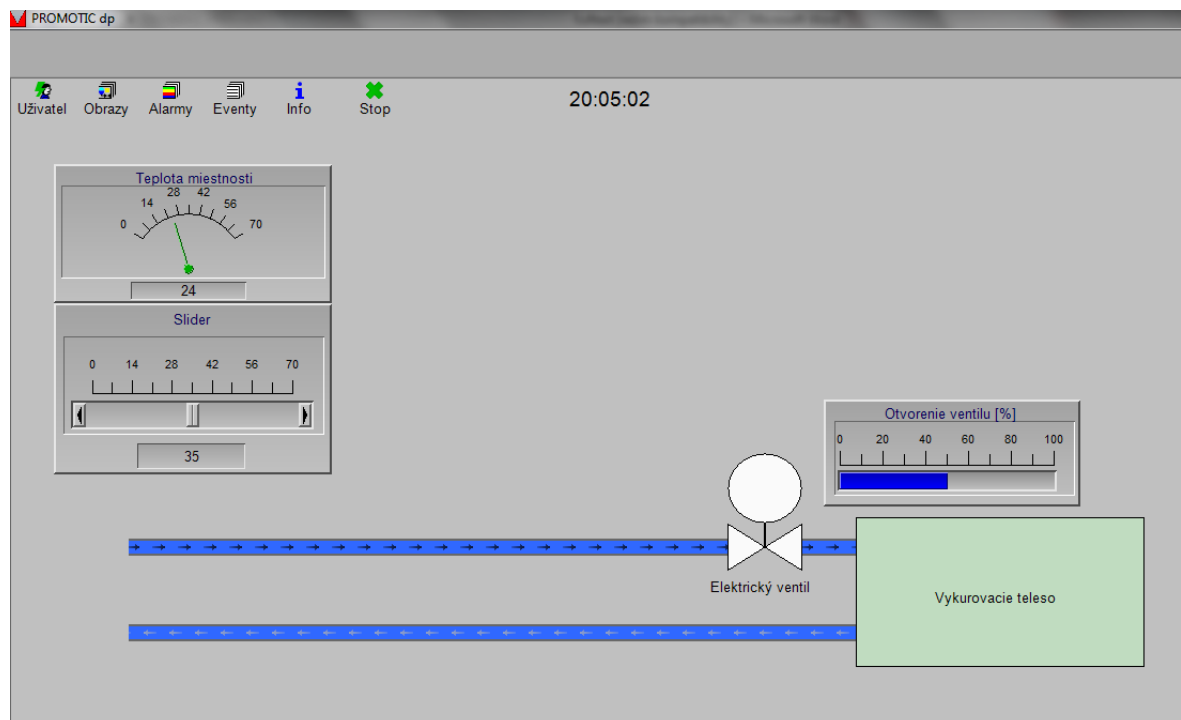
Ako prvok komunikácie systému a užívateľa bude použitá priestorová jednotka QAW910, ktorá bola inštalovaná pri regulácii vykurovacích vetiev. Pri regulácii miestností s inštalovanou vzduchotechnikou sa neuvažuje vytváranie žiadnych skupín miestností, priestorová jednotka je inštalovaná do každej z takto riešených miestností. Jej signál je potom predávaný ako vzduchotechnickej jednotke, tak jednotkám pre reguláciu teplovodného vykurovania. Tu sa naplno prejavuje výhoda komunikácie KNX a zabraňuje sa nežiadnému prekurovaniu miestností.

13.3 Vizualizácia systému

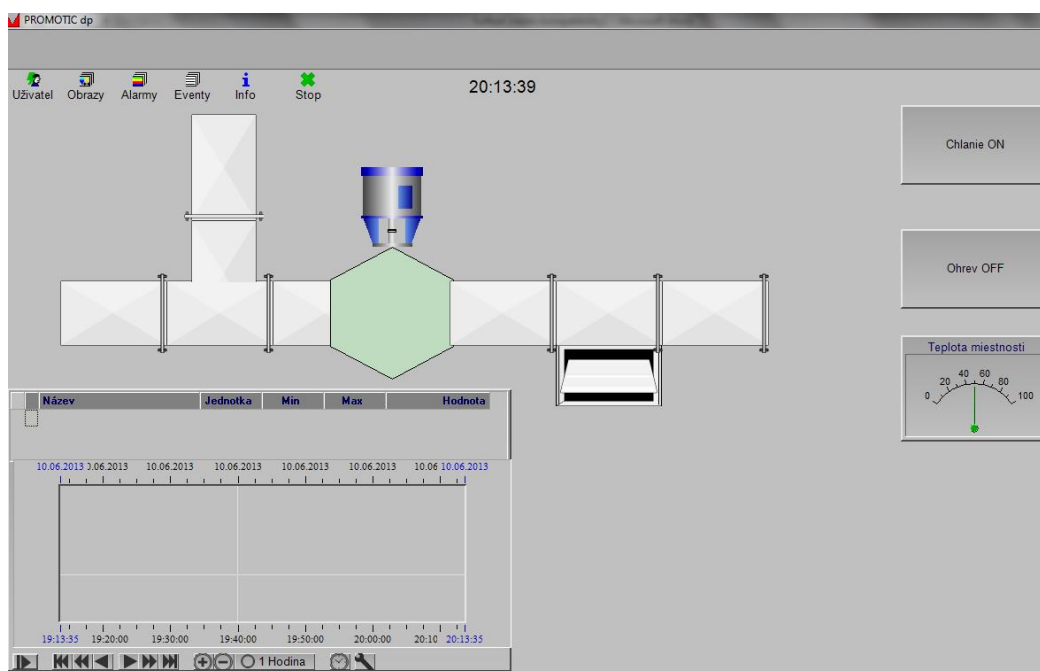
Vizualizácia bola riešená v zdarma dostupnom freeware Promotic. Ako príklad je zobrazené riešenie bankovej haly. Pomocou protokolu TCP/IP je možné riadiť mikroklimu miestnosti vzdialene. Celý program je zobrazený na obrázkoch (Obr. 63.), (Obr. 64.) a (Obr. 65.):



Obr. 63. Vizualizácia – úvodná obrazovka



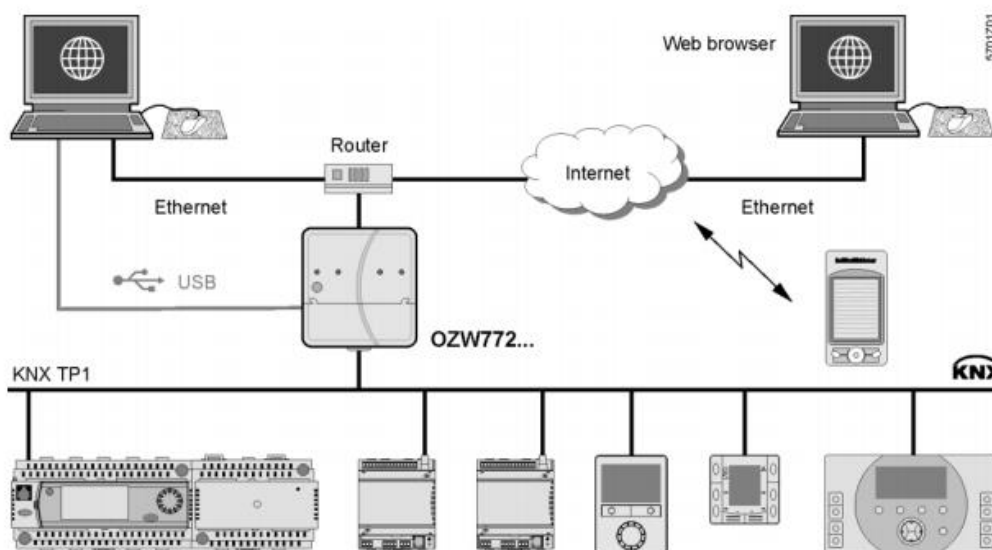
Obr. 64. Vizualizácia – riadenie vykurovania



Obr. 65. Vizualizácia – riadenie vetrania

13.4 Návrh prvkov vzdialeného riadenia

Pre návrh vzdialeného riadenia bola opäť zvolená firma Siemens produktový rad Synco. Jedná sa o komplexnú radu riešiacu reguláciu mikroklímy. Do systému bola navrhnutá inštalácia modulu OZW772. Je to web server zabezpečujúci komunikáciu s okolím, PC v sieti LAN použitím napr. zbernice USB, alebo pomocou internetu, cez port 80 (HTML) z TCP/IP. Jeho pripojenie do systému je zobrazené na obrázke (Obr. 66.):

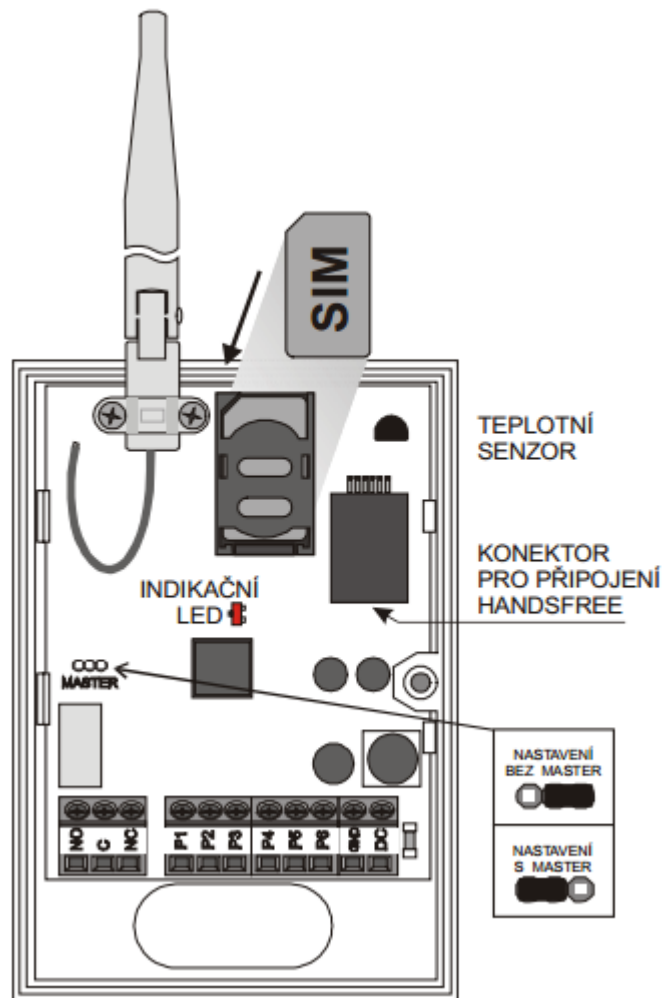


Obr. 66. Web server OZW772 a jeho pripojenie

System vybavený tímto modulom je možné diaľkovo ovládať, monitorovať a nechať si odosielať správy o stave buď pomocou PC alebo aplikáciou v smartphone.

Ďalšou variantou kontroly je pripojenie PC do systému pomocou rozširovacej karty a inštaláciou webového klienta. Program uvedený pri vizualizácii bude bežať na tomto PC na ktorý sa bude možné vzdialene pripojiť a systém tak riadiť.

Riadenie pomocou GSM bude zabezpečovať terminál GD06. Jeho funkciou je pri poruche kontaktovať obsluhu, príp. užívateľa, pomocou správy SMS. Pre továrne nastavenie sa správa odošle na 4 zadané telefónne čísla. Zabezpečuje taktiež 2 ovládané výstupy. Tie môže diaľkovo ovládať až 8 klientov (napr. Start/Stop). Pre privedenie terminálu k životu je potrebná karta SIM. Jeho schéma je zobrazená na obrázku (Obr. 67.):



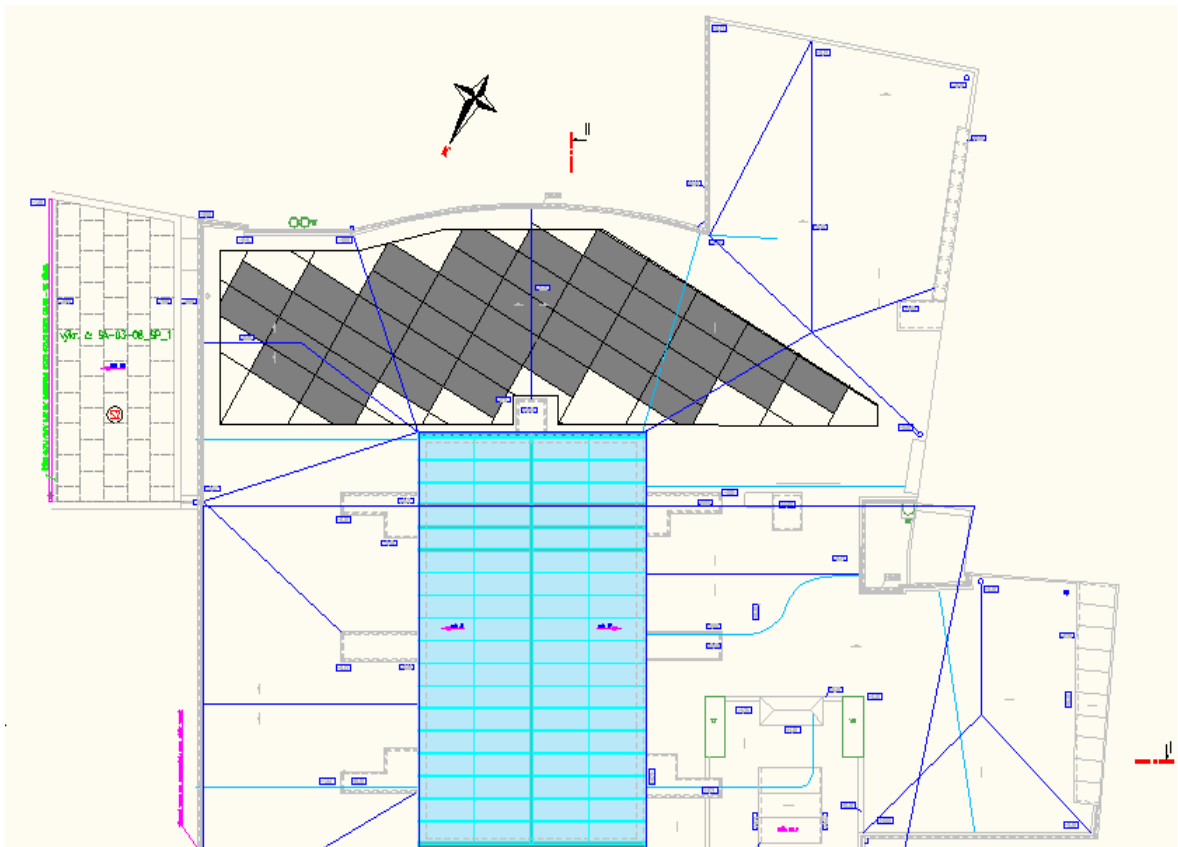
Obr. 67. Web server OZW772 a jeho pripojenie

14 FOTOVOLTAIKA

14.1 Návrh

Parametre priamo ovplyvňujúce funkciu fotovoltaického systému sú zemepisná poloha a sklon panelov a teda množstvo slnečnej energie na panely dopadajúce. Zemepisnú polohu budovy nie je možné ovplyvniť, je však možné ovplyvniť sklon panelov. Ideálnym uhlom je 35° a orientácia smerom na juh.

Budova má plochú strechu, ktorá je na východnej časti tienená. Panely preto budú umiestnené na západnej časti. Pomocou vhodnej konštrukcie je možné dlhodobo nastaviť ich sklon na 35° . Umiestnenie panelov je ilustrované na obrázku (Obr. 68.):



Obr. 68. Umiestnenie fotovoltaických panelov

Z dôvodu súčasného stavu výskytu fotovoltaických elektrární bol zvolený malý počet panelov. Elektrickej energie vyrobenej týmto spôsobom je prebytok a cena za jej predávanie do siete neustále klesá.

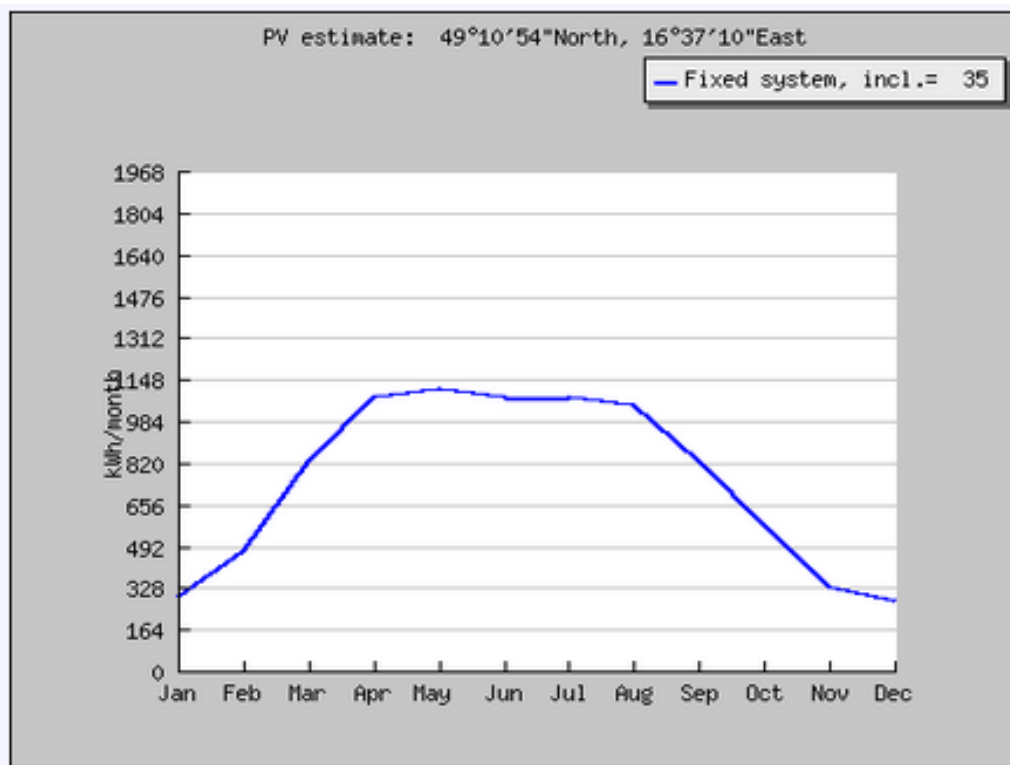
Na strechu bolo navrhnuté nainštalovať 40 panelov typu CNPV 205M. Umiestnenie na obrázku je len ilustračné, medzi jednotlivými radami panelov je ponechaná medzera 1,5 m aby nedochádzalo k tieneniu panelov panelmi pred nimi. Sú to monokryštalické panely s účinnosťou 14%. Ich celkový výkon udávaný výrobcom je 8,2kW. Inštalovaný bude striedač PowerOne PVI-10.0 OUTD-S.

Na základe získaných údajov bolo vypočítané množstvo získanej energie. Pre tento výpočet bola použitá aplikácia PVGIS. Na úvodnej obrazovke (Obr. 69.) bola zadaná lokalita, výkon navrhutej sústavy, odhadované straty systému, sklon, azimút, tvar strechy.

The screenshot shows the PVGIS web application interface. At the top, there are logos for JRC and CM SAF, and the title 'Photovoltaic Geographical Information System - Interactive Maps'. Below the logos, there are navigation links and a search bar. The main area is a map of Europe with a location marker in Brno, Czech Republic. The right-hand panel displays the 'Performance of Grid-connected PV' settings. Key parameters include: Radiation database: Climate-SAF PVGIS; PV technology: Crystalline silicon; Installed peak PV power: 8.2 kWp; Estimated system losses: 8%; Mounting position: Free-standing; Slope: 35 degrees; Azimuth: 0 degrees; Tracking options: 2-axis tracking; Output options: Show graphs, Show horizon, Web page, Text file, PDF. A 'Calculate' button is visible at the bottom of the settings panel.

Obr. 69. PVGIS

Týmto výpočtom bola zistená priemerná denná a mesačná výroba elektriny. Celkový vyrobený výkon sústavy za rok je 8,98 MWh. Graf priemernej výroby pre jednotlivé mesiace je zobrazený na (Obr. 70.):



Obr. 70. Predbežný priebeh výroby elektrickej energie

14.2 Ekonomické hodnotenie

Cena navrhutej sústavy je zobrazená v tabuľke (Tab. 23.):

Tab. 23.: Zhrnutie nadobúdacích cien jednotlivých častí fotovoltaiiky

Prvok	Cena [Kč]
Panely	207 480
Striedač	77 900
Rozvádzač	24 500
Konštrukcia	29 400
Montáž	49 500
Celkom bez DPH / s DPH 15%	388 780 / 447 097

V súčasnosti je cena vykúpovanej energie 2430 Kč/MWh. Z toho bol určený zisk sústavy za rok:

$$8,98 \cdot 2430 = 21821,4 \text{ Kč}$$

Návratnosť investície predajom elektrickej energie by bola:

$$\frac{447097}{21821,4} = 20,5 \text{ roku}$$

ZÁVĚR

Práce sa zaoberá problematikou návrhu systému tvorby mikroklimy v objekte administratívnej budovy, v ktorej sa nachádza banka, obchody a bytová časť. Je rozdelená na dve hlavné časti, teoretickú a praktickú.

V teoretickej časti sú stručne popísané vnútorné klimatické podmienky, parametre ich určovania a metódy zisťovania ich vhodnosti použitím určitej vzorky ľudí. V ďalšej kapitole sú popísané tepelné straty objektu, predovšetkým spôsob ich výpočtu, na ktorú nadväzuje kapitola o energetickej náročnosti budovy a vyhotovení príslušnej dokumentácie. Nasleduje popis tepelnej bilancie miestnosti v kritickom zimnom a kritickom letnom období, teda teoretický postup výpočtu tepelných strát a ziskov, čo je nosný prvok návrhu systému tvorby vnútorného prostredia. Teoretická časť taktiež opisuje systém tvorby mikroklimy, jeho komponenty a spôsob ich návrhu. V tejto kapitole sa čitateľ bližšie zoznámí s návrhom teplovodnej vykurovacej sústavy v kombinácii s núteným vetracím systémom. V ďalšej kapitole je priblížená regulácia takýchto systémov všeobecne. Obsahom sú druhy regulácie, druhy regulátorov a komponentov regulácie ako sú napr. akčné členy. Predposledná kapitola teoretickej časti sa venuje fotovoltaike, posledná komunikácii regulačného systému ako s okolím, tak s užívateľom komunikujúcim so sústavou diaľkovo.

Praktická časť začína zemepisným a dispozičným popisom navrhovaného objektu. Ten bol pre potreby práce dá sa povedať novonavrhnutý, avšak pri návrhu bola uvažovaná existujúca budova. V praktickej časti sú popísané jednotlivé konštrukcie, vypočítané sú tepelné straty jednotlivých miestností a pre ich elimináciu v zimnom období navrhnuté vykurovacie telesá. Pre ich zásobovanie tepelnou energiou a uvedenie do prevádzky výmenníkov tepla sú popísané návrhy výmenníkových staníc, ich zdroje tepla, ventily atď. Ďalším bodom práce je návrh vzduchotechnickej jednotky. Vypočítané boli tepelné zisky, dimenzovaný bol ohrievač a chladič, vypočítaný systém pre distribúciu vzduchu. Pre takto navrhnutý systém bolo potrebné navrhnuť spôsob regulácie. Zvolený bol postup návrhu regulačných komponentov jednej firmy, čo zabezpečí kompatibilitu jednotlivých prvkov, inštaláciu systému na jednu objednávku.

Posledným bodom diplomovej práce bolo navrhnuť fotovoltaickú elektrárňu na streche budovy. Volil som opatrnejší návrh vzhľadom na klesajúcu cenu výkupu energií. Výsledná

doba návratnosti 20 rokov je príliš vysoká a systém slúži skôr ako zdroj pre objekt, nie ako prostriedok pre podnikanie.

Prácu hodnotím ako výborný prostriedok skĺbiť doterajšie teoretické poznatky a využiť ich pri riešení zadaného projektu. Práca na projekte bola vyčerpávajúca z dôvodu jeho rozsahu. Dúfam, že prínosom bude aj moje lepšie uplatnenie v praxi podobného zamerania.

ZÁVĚR V ANGLIČTINĚ

This work deals with the design of the microclimate in the administration building, which contains a bank, shops and housing section. It is divided into two main parts, theoretical and practical.

In the theoretical part are briefly described indoor climatic conditions, parameters and methods of determining their suitability for use survey of a sample of people. The next section describes the buildings heat loss, especially the methods of calculation, which follows a chapter on the energy performance of the building and copies of relevant documentation. Followed by a description of the room heat balance in the critical winter and summer critical, therefore, a theoretical method of calculating heat losses and gains, which is a key element in the design of the internal environment. The theoretical part also describes the system of microclimate, its components and how are being designed. In this chapter, the reader is more familiar with the proposal hot water heating system in combination with a forced ventilation system. In the next chapter is introduced regulation of such a systems in general. It includes the types of regulation, types of controllers and control components such as. actuators. The penultimate chapter of the theoretical part is dedicated to photovoltaics, the latest communications regulatory system as with the surroundings, as with the user communicating with the system remotely.

The practical part begins with a geographical description and layout of the proposed facility. He was the need for labor can say newly designed, but the design was considered the existing building. The practical part describes the different structures, the calculated heat losses are individual rooms and their elimination in winter designed radiators. For the supply of thermal energy and commissioning of heat exchangers are described proposals of heat exchange stations, their heat, valves etc. The next item of work is the ventilation unit. Were calculated heat gains, rated the heater and cooler, calculated for the air distribution system. For The proposed system was necessary to propose a method of regulation. Selected the process of draft regulatory components of one company, which ensures the compatibility of components, the installation of a single order.

The last point of the thesis was to design a photovoltaic plant on the roof. I voted for the proposal cautious given the decreasing cost of buying energy. The resulting payback period

of 20 years is too high and the system is used rather than the source object, not as a tool for business.

Work is as an excellent tool to combine my theoretical knowledge and use it to solve a given project. Work on the project was exhausting because of its scope. I hope that my contribution will be even better practical application of similar orientation.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ZÁLEŠÁK, Martin. UTB VE ZLÍNĚ. Technika prostředí v oboru Integrované systémy v budovách = Environmental technology in the field of integrated systems in buildings. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-834-4.
- [2] HRUŠKA, František. Měření střední radiační teploty pro stanovení indexů tepelné pohody. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2005. ISBN 80-7318-255-6.
- [3] MERZ, Hermann, HANSEMANN a HÜBNER. Automatizované systémy budov : sdělovací systémy KNX/EIB, LON a BACnet. Praha: Grada, 2008. ISBN 978-80-247-2367-9.
- [4] VALENTA, V. a kol. Topenářská příručka 3. Praha: Agentura ČSTZ, 2007. ISBN 978-80-86028-13-2.
- [5] AULICKÝ, Václav, et al. Inteligentní budovy a ekologické stavby. Praha : Nakladatelství Dr. Josef Raabe, 2008. ISBN 1803-4322.
- [6] Modelování operativní teploty. TZB-Info [online]. 2004 [cit. 2013-02-20]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/1422-modelovani-operativni-teploty>.
- [7] ZDRÁHAL, Vladimír. Sálavé chladicí systémy. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04318-9.
- [8] ŘEHÁNEK, Jaroslav, Antonín JANOUŠ, Petr KUČERA a Jaroslav ŠAFRÁNEK. Tepelně-technické a energetické vlastnosti budov. Praha: Grada Publishing, 2002. ISBN 80-7169-582-3.
- [9] Thermal comfort: A review paper. ScienceDirect.com [online]. 2010 [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032110002200>.
- [10] Tepelná pohoda a nepohoda. TZB-Info [online]. [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/404-tepelna-pohoda-a-nepohoda>.
- [11] ČSN EN 12 831. Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. Plzeň: ČNI, 2005.

- [12] ČSN 73 0548. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1985.
- [13] Energetický štítek obálky budovy. TZB-info [online]. 2012 [cit. 2013-04-11]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/110906-energeticky-stitek-obalky-budovy>.
- [14] Formování vnitřního prostředí budov. Časopis stavebnictví [online]. 2008 [cit. 2013-04-19]. Dostupné z: <http://www.casopisstavebnictvi.cz/clanek.php?detail=1732>.
- [15] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. Otopné soustavy teplovodní. 2. přeprac. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, odborná sekce vytápění, 2001, 77 s. ISBN 80-02-01426-X (brož.).
- [16] Bašta, J., Brož, K., Cikhart, J., Štorkan, M., Valenta, V. a kol.: Topenářská příručka. GAS s.r.o., Praha 2001. 2393 s. ISBN 80-86176-82-7 (sv.1), ISBN 80-86176-83-5 (sv.2).
- [17] Návrh otopných těles a tepelná pohoda. TZB-info [online]. 2000 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/268-navrh-otopnych-teles-a-tepelna-pohoda>.
- [18] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Výpočtové tabulky pro vytápění. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001, 208 s. ISBN 80-020-1466-9.
- [19] Hečko, R.: Správná volba 1. vyd. IMI international, 2006. 37 s.
- [20] Solární akumulátory. FgFORTE [online]. 2001 [cit. 2013-06-04]. Dostupné z: <http://www.fg-forte.cz/cz/kategorie/solarni-akumulatory.aspx>
- [21] MERZ, Hermann, Thomas HANSEMANN a Christof HÜBNER. Automatizované systémy budov. Praha: Grada, 2008, 261 s. ISBN 978-80-247-2367-9.
- [22] Co znamená SCADA/HMI?. Reliance [online]. 2013 [cit. 2013-06-05]. Dostupné z: <http://www.reliance.cz/cs/products/what-does-scada-hmi-mean>.
- [23] SCADA visualization software. PROMOTIC [online]. 2011 [cit. 2013-06-05]. Dostupné z: <http://www.promotic.eu/cz/index.htm>.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

ABC	Význam první zkratky.
B	Význam druhé zkratky.
C	Význam třetí zkratky.
SBS	Sick Building Syndrome (Syndróm chorej budovy).
PMV	Predicted mean vote (Predpokladané tepelný pocit veľkej skupiny osôb)
PPD	Percentage per dissapointed (Percentuálny podiel nespokojných)
IM	Internal microclima (Vnútorná mikroklíma)
ČSN	Česká státní norma
EN	Expanzná nádrž
OT	Otopné těleso
KNX	Konnex – štandard zbernice
SCADA	Supervisory Control And Data Aquisition
THR	Termohydraulický rozdeľovač

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Vlhkostná pohoda člověka.</i>	17
<i>Obr. 2. Mollierův h-x diagram se zakreslením teploty rosného bodu t_{RB} a teploty teploty mokrého teploměru t_M pro daný stav vzduchu ($t_a = 26^\circ\text{C}$ a $\varphi = 50\%$)</i>	18
<i>Obr. 3. PPD ako funkcia PMW. [9]</i>	20
<i>Obr. 4. Izolace jednotlivých součástí oblečení v jednotkách clo. [10]</i>	21
<i>Obr. 5. Grafické znázornenie energetického štítu obálky budovy. [13]</i>	38
<i>Obr. 6. Schéma základní problematiky tvorby vnitřního mikroklimatu (IM). [14]</i>	39
<i>Obr. 7. Proudění vzduchu ve vytápěném prostoru s otopným tělesem u ochlazené stěny [17]</i>	42
<i>Obr. 8. Umístění otopného tělesa ve vytápěném prostoru</i>	42
<i>Obr. 9. Schéma zapojení kotlového okruhu a otopné soustavy s termohydraulickým rozdělovačem [18, s. 162]</i>	50
<i>Obr. 10. Konstrukční uspořádání THR typu I a II [18, s. 162]</i>	50
<i>Obr. 11. Zapojenie trojcestného regulačného ventilu [19, s. 27]</i>	51
<i>Obr. 12. Trojcestný regulačný ventil [16, s. 1047]</i>	52
<i>Obr. 13. Funkční schéma VS [4, s. 184]</i>	57
<i>Obr. 14. Priebehy prechodových charakteristík P a I regulátoru [16, s. 1529]</i>	61
<i>Obr. 15. Priebehy prechodových charakteristík PI, PD a PID regulátoru [16, s. 1530]</i>	61
<i>Obr. 16. Term. ventil parafínový [16, s. 1564]</i>	64
<i>Obr. 17. Term. ventil kvapalinový [16, s. 1564]</i>	65
<i>Obr. 18. Term. ventil paroplynový [16, s. 1564]</i>	65
<i>Obr. 19. Zónová regulácia [16, s. 1570]</i>	66
<i>Obr. 20. Decentralizovaná regulácia [16, s. 1571]</i>	66
<i>Obr. 21. Centrálna regulácia [16, s. 1571]</i>	67
<i>Obr. 22. Princíp činnosti fotovoltaického článku</i>	68
<i>Obr. 23. Panel z monokryštalických článkov</i>	69
<i>Obr. 24. Panel z polykryštalických článkov</i>	69
<i>Obr. 25. Informatické zosíťovanie zariadení systémovej techniky budov sběrnici KNX/EIB [31, s. 52]</i>	72

Obr. 26. Systémová technika s KNX/EIB: integrovaná TZB, menší nároky na kabelové rozvody [21, s. 54]	73
Obr. 27. Ukážka softwaru Promotic [23]	74
Obr. 28. Modul KNX GSM.....	75
Obr. 29. Rozloženie tlakov vodnej pary v typickom mieste konštrukcie vonkajšej steny priľahlej k zemine	79
Obr. 30. Aktuálna miera kondenzácie a odparu vodnej pary konštrukcie vonkajšej steny priľahlej k zemine	79
Obr. 31. Miestnosť J6-mez_13_Kancelária	81
Obr. 32. Rozmery vykurovacieho telesa Buderus Logatrend	85
Obr. 33. Hydraulická schéma vetvy A – banková hala	87
Obr. 34. Zapojenie jednotlivých vetiev do rozdeľovača a zberača výmenníkovej stanice Jánska 6.....	88
Obr. 35. Pracovná charakteristika čerpadla Grundfos CMV3-2 A-R-A-E-AVBE	91
Obr. 36. Schéma zapojenia výmenníkovej stanice Jánska 6	93
Obr. 37. Návrh regulačného ventilu výmenníku v stanici Jánska 6.....	94
Obr. 38. Schéma THR výmenníkovej stanice Jánska 6	95
Obr. 39. Výpočet poistného ventilu	96
Obr. 40. Schéma ventilu SM 120-3/4" A.....	97
Obr. 41. Výpočet expanznej nádoby	98
Obr. 42. Expanzná nádoba Reflex NG 80/6.....	99
Obr. 43. Magcontrol	99
Obr. 44. Pracovná charakteristika čerpadla primárneho okruhu Jánska 6.....	101
Obr. 45. Prietokový ohrievač HAKL MK-2	104
Obr. 46. Výpočet tepelných ziskov	105
Obr. 47. H-X diagram vzduchotechniky pre letné obdobie	109
Obr. 48. H-X diagram vzduchotechniky pre zimné obdobie	110
Obr. 49. navrhnutá vzduchotechnická jednotka	111
Obr. 50. vstupné parametre pre návrh výustiek.....	112
Obr. 51. výsledné údaje pre návrh výustiek	112
Obr. 52. Návrh distribučnej siete vzduchotechniky	113
Obr. 53. Schéma výmenníkovej stanice Jánska 6.....	117
Obr. 54. Schéma výmenníkovej stanice Jánska 10.....	118

<i>Obr. 55. Schéma svoriek vstupov regulátoru RVD 144</i>	121
<i>Obr. 56. Schéma svoriek sieťového napätia regulátoru RVD 144.....</i>	121
<i>Obr. 57. Schéma zapojenia regulátoru primárnej vetvy.....</i>	122
<i>Obr. 58. Regulátor Siemens RRV934.....</i>	123
<i>Obr. 59. Priestorová jednotka Siemens QAW910.....</i>	123
<i>Obr. 60. Elektrický termostatický ventil SSA955</i>	124
<i>Obr. 61. Schéma regulácie vzduchotechniky</i>	125
<i>Obr. 62. Ovládacia jednotka RMZ791.....</i>	127
<i>Obr. 63. Vizualizácia – úvodná obrazovka.....</i>	128
<i>Obr. 64. Vizualizácia – riadenie vykurovania</i>	128
<i>Obr. 65. Vizualizácia – riadenie vetrania.....</i>	129
<i>Obr. 66. Web server OZW772 a jeho pripojenie</i>	129
<i>Obr. 67. Web server OZW772 a jeho pripojenie</i>	130
<i>Obr. 68. Umiestnenie fotovoltaiických panelov</i>	131
<i>Obr. 69. PVGIS.....</i>	132
<i>Obr. 70. Predbežný priebeh výroby elektrickej energie.....</i>	133

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1.: Závislost' součinitele A na průdení vzduchu.</i>	14
<i>Tab. 2. Maximální rychlost' vzduchu v interiéru</i>	17
<i>Tab. 3. Stupnice tepelných pocitů</i>	20
<i>Tab. 4.: Zvětšení t_e s ohledem na nadmořskou výšku [8, s. 142]</i>	26
<i>Tab. 5.: návrhové hodnoty součtu prirážky na tepelné mosty</i>	28
<i>Tab. 6.: zátopový součinitel f_{RH} pro nebytové budovy s nočním teplotním útlumem nejvýše 12 h</i>	33
<i>Tab. 7.: porovnání návrhů otopných těles [17]</i>	41
<i>Tab. 8.: skladba obvodových konstrukcí</i>	48
<i>Tab. 9.: skladba obvodových konstrukcí</i>	78
<i>Tab. 10.: výběr vykurovacích telies jednotlivých miestností</i>	84
<i>Tab. 11.: výpočet potrubnej siete vetvy</i>	86
<i>Tab. 12.: výsledky výpočtu potrubnej siete vetvy A – banková hala</i>	88
<i>Tab. 13.: prehľad navrhnutých trojcestných regulačných ventilov</i>	90
<i>Tab. 14.: prehľad navrhnutých trojcestných regulačných ventilov</i>	90
<i>Tab. 15.: prehľad použitých čerpadiel</i>	92
<i>Tab. 16.: výpočet hydrauliky potrubnej siete výmenníkovej stanice Jánska 6</i>	100
<i>Tab. 17.: návrhové hodnoty vzduchotechnickej jednotky pre zimné obdobie</i>	107
<i>Tab. 18.: návrhové hodnoty vzduchotechnickej jednotky pre letné obdobie</i>	107
<i>Tab. 19.: výsledky návrhu vzduchotechnickej jednotky pre letné obdobie</i>	109
<i>Tab. 20.: výsledky návrhu vzduchotechnickej jednotky pre zimné obdobie</i>	110
<i>Tab. 21.: Výsledky návrhu distribučnej siete pre prívod (vľavo) a vrat (vpravo)</i>	114
<i>Tab. 22.: Zapojenie regulátoru vzduchotechniky</i>	126

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA P I: VÝSTUPNÝ PROTOKOL PROGRAMU TEPLA 2010

PŘÍLOHA P II: GRAFICKÉ VÝSTUPY KONDENZÁCIE VODNEJ PARY
V OBVODOVÝCH KONŠTRUKCIACH

PŘÍLOHA P III: TEPELNÉ STRATY (ZÁKLADNÉ VÝSLEDKY)

PŘÍLOHA P IV: TEPELNÉ STRATY (PODROBNÉ VÝSLEDKY)

PŘÍLOHA P V: ENERGETICKÝ ŠTÍTOK OBÁLKY BUDOVY

PŘÍLOHA P VI: VÝPOČET HYDRAULIKY JEDNOTLIVÝCH VETIEV

PŘÍLOHA P VII: VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKOV