

Návrh monitorování a řízení systému ústředního vytápění - tepelné čerpadlo jako bivalentní zdroj

Pavel Martinec

Bakalářská práce
2005



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel MARTINEC**
Studijní program: **B3902 Inženýrská informatika**
Studijní obor: **Automatické řízení a informatika**

Téma práce: **Návrh monitorování a řízení systému ústředního vytápění – tepelné čerpadlo jako bivalentní zdroj**

Zásady pro vypracování:

Navrhnout systém, monitorování a řízení systému ústředního vytápění a ohřevu TUV s tepelným čerpadlem.

Na základě základních bilančních výpočtů navrhnout výkonové a teplotní parametry systému

- tepelné čerpadlo typu vzduch – voda;**
- elektrokotel.**

Systém optimalizovat z hlediska investičních a provozních nákladů.

Zásady pro vypracování:

- 1. Specifikace objektu a parametrů užívání**
- 2. Výpočet ztrátového tepelného výkonu**
- 3. Návrh vytápěcího systému**
- 4. Návrh a optimalizace zdrojů**
- 5. Technicko-ekonomické hodnocení řešení**

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Daniels, K.: Technika budov. JAGA 2003

Cihelka J.: Vytápění a větrání. SNTL Praha 1985

Dvořák a kol.: Tepelná čerpadla. SNTL Praha. 1987

Tepelná čerpadla. Firemní literatura Stiebel-Eltron. 1998

Hum,O.: Nízkoenergetické domy GRADA, 1999

ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění

ČSN EN 12383 Heating systems in Buildings – Method for calculation of design heat load

ČSN 06 0320 Ohřívání užitkové vody. Navrhování a projektování

Dimenzování zásobníků teplé vody. Firemní literatura Buderus.1999

ČSN 01 3452 Výkresy ústředního vytápění

ČSN EN 12098 Regulace otopných soustav

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Martin Zálešák, CSc.

Institut řízení procesů a aplikované informatiky

Datum zadání bakalářské práce:

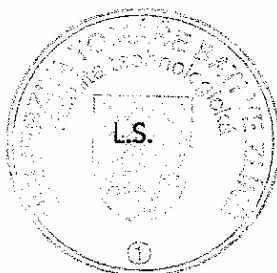
21. února 2005

Termín odevzdání bakalářské práce:

3. června 2005

Ve Zlíně dne 18. července 2005

prof. Ing. Josef Šimoník, CSc.
děkan



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
ředitel institutu

Děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinovi Zálešákovi, Csc. za odborné vedení, rady a připomínky, které mi při řešení mé práce poskytoval.

Prohlašuji, že jsem na celé diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 30. 04. 2005

.....

jméno diplomanta

Abstrakt

Tato práce se zabývá problematikou řešení vytápěcího systému s tepelným čerpadlem vzduch – voda a elektrokotlem jako bivalentním zdrojem. Návrh ústředního vytápění a ohřevu teplé užitkové vody s tepelným čerpadlem byl realizován pro zvolený objekt. Pro tento objekt byl určen ztrátový tepelný výkon, na jehož základě byly navrženy základní výkonové a teplotní parametry vytápěcího systému. Zdroje vytápěcího systému (elektrokotel a tepelné čerpadlo) a způsob jejich řízení a monitorování byly voleny tak, aby vytápěcí systém byl optimální z hlediska investičních a provozních nákladů.

Abstract

The submitted work deals with problems of heating system in a family house which contains of a classical central heating and service water heating system powered by electrical boiler with combination of heating pump type of air – water. Based on calculated heating losses for a given building the basic parameters of heating system including power of the boiler and temperature of the heating water were stated. Power of both energy sources (electrical boiler and heating pump) and the way of control and monitoring system were optimized from the point of view of both investment and operational costs.

OBSAH

ÚVOD.....	7
I. TEORETICKÁ ČÁST.....	8
1 TEPELNÁ ČERPADLA.....	9
1.1 PRINCIP TEPELNÉHO ČERPADLA.....	9
1.2 TOPNÝ FAKTOR TEPELNÉHO ČERPADLA.....	10
2 ZTRÁTOVÝ TEPELNÝ VÝKON	12
2.1 VÝPOČTOVÁ METODA ZTRÁTOVÉHO TEPELNÉHO VÝKONU.....	12
3 VYTÁPĚCÍ SYSTÉM	15
3.1 OTOPNÁ SOUSTAVA.....	15
3.1.1 Vytápění pomocí otopných těles	15
3.1.2 Podlahové vytápění	16
3.2 ZDROJOVÁ ČÁST VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU S TEPELNÝM ČERPADLEM	18
3.2.1 Bivalentní řešení vytápěcího systému	19
3.2.2 Akumulační nádrž ve vytápěcím systému	19
3.2.3 Příprava teplé užitkové vody	20
3.2.4 Zabezpečovací prvky vytápěcího systému	20
3.3 POTRUBNÍ SÍŤ, CÍRKULAČNÍ ČERPADLA.....	21
4 ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU	23
II. PRAKTICKÁ ČÁST.....	25
5 POSTUP PRÁCE	26
6 SPECIFIKACE OBJEKTU A PARAMETRŮ UŽÍVÁNÍ	28
7 ZTRÁTOVÝ TEPELNÝ VÝKON OBJEKTU	30
7.1 STANOVENÍ SOUČINITELŮ PROSTUPU TEPLA	30
7.1.1 Výpočet součinitelů prostupu tepla stavebních konstrukcí	31
7.2 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO TEPELNÉHO VÝKONU.....	33
8 NÁVRH VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU.....	34
8.1 NÁVRH OTOPNÉ SOUSTAVY	34
8.1.1 Návrh otopných těles	34
8.1.2 Návrh podlahového vytápění.....	37
8.2 NÁVRH ZDROJOVÉ ČÁSTI VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU.....	43
8.3 DIMENZOVÁNÍ ZÁSOBNÍKU TUV	43
9 OPTIMÁLNÍ VOLBA ZDROJŮ.....	47
9.1 OPTIMÁLNÍ VOLBA TEPELNÉHO ČERPADLA.....	47
9.2 VOLBA ELEKTROKOTLE	53
10 ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU	55
10.1 POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ NAVRŽENÉHO VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU	57
10.2 MONITOROVÁNÍ VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU S TČ	60
11 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ŘEŠENÍ	63
ZÁVĚR.....	66
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	68
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	70
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	74

SEZNAM TABULEK	75
SEZNAM PŘÍLOH.....	76

ÚVOD

Tepelná čerpadla patří mezi alternativní zdroje energie pro vytápění. Vzduch, země, voda jsou zdrojem velkého množství obnovitelné tepelné energie. Teplo obsažené v přírodním prostředí je však pro svou nízkou teplotu běžným způsobem nevyužitelné. Tepelné čerpadlo dokáže toto nízkopotenciální teplo z přírodního prostředí odebírat a pomocí elektrické energie ho umí převést na teplo vhodné pro vytápění a přípravu teplé užitkové vody. Tepelná čerpadla, se zvyšujícími se cenami energií i díky generačním skokům ve vývoji jejich komponentů, v současné době nabývají stále větší uplatnění. Tepelné čerpadlo ve vytápěcím systému snižuje spotřebu energie pro vytápění, provozní náklady na vytápění i celkové náklady na energie ve vytápěném objektu. Kromě toho jsou tepelná čerpadla nemalým přínosem pro zlepšení životního prostředí.

Tepelná čerpadla vzduch – voda pro svou činnost využívají nízkopotenciální teplo obsažené ve venkovním vzduchu a předávají ho do topné vody. Venkovní vzduch je nejsnáze přístupným, a prakticky neomezeným zdrojem nízkopotenciálního tepla. Z ekologického hlediska je nejvýhodnější, protože teplo odebrané z okolí je opět do okolí vráceno tepelnými ztrátami objektu.

Z principu tepelného čerpadla vyplývá, že jeho topný výkon je vždy větší než jeho elektrický příkon. Parametry tepelného čerpadla nejsou charakterizovány pouze jeho topným výkonem a příkonem, jako u klasického zdroje tepla, ale jsou výrazně závislé na teplotě nízkopotenciálního tepla a na teplotě topného média. Poměr topného výkonu a elektrického příkonu je tzv. topný faktor. Energetická výhodnost tepelného čerpadla vyjádřená topným faktorem bude tím větší, čím vyšší bude teplota odebíraného nízkopotenciálního tepla a s čím nižší teplotou topného média bude pracovat. Tato skutečnost, ale i nemalá cena tepelných čerpadel vznáší specifické požadavky na řešení vytápěcího systému a jeho provozní režim.

Tato práce se zabývá návrhem vytápěcího systému s tepelným čerpadlem v kombinaci s elektrickým kotlem v klasickém teplovodním vytápěcím systému rodinného domku a řešením provozních režimů takového vytápěcího systému. Účelem této práce bylo navrhnout vytápěcí systém s tepelným čerpadlem a jeho řízení a monitorování pro zvolený rodinný domek. Výchozím požadavkem pro návrh vytápěcího systému bylo dosažení nízkých provozních nákladů, při co nejnižších investičních nákladech.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 TEPELNÁ ČERPADLA

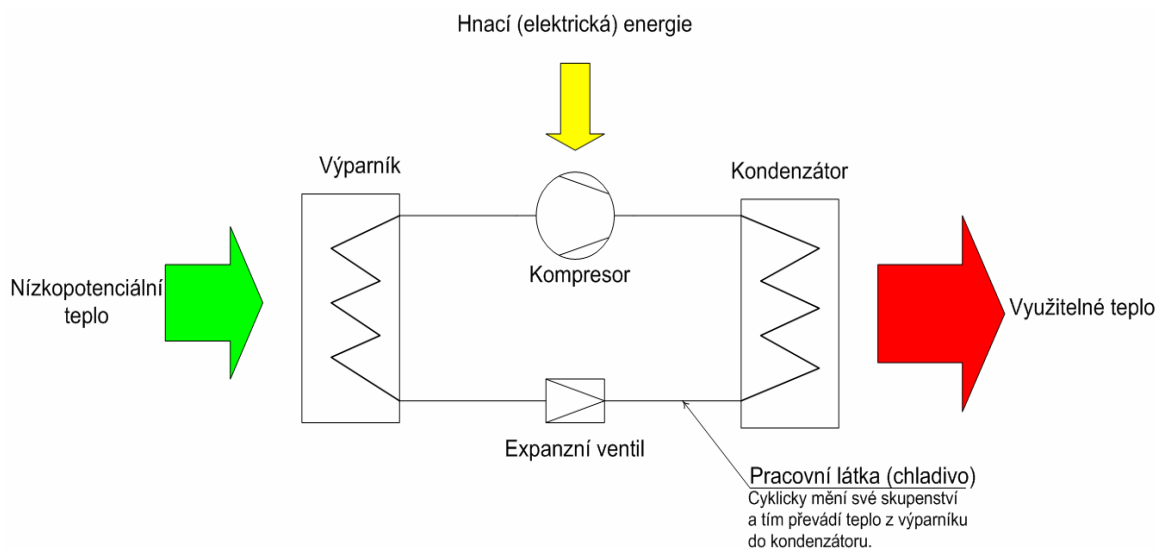
1.1 Princip tepelného čerpadla

Základní princip funkce tepelného čerpadla je naznačen na obr.1. Tepelné čerpadlo odvádí v prvním výměníku (výparníku) teplo z prostředí s nižší teplotou, tím prostředí ochlazuje - a pomocí hnací elektrické energie ho předává ve druhém výměníku (kondenzátoru) do prostředí s vyšší teplotou - tím prostředí ohřívá. Teplo převáděné z výparníku do kondenzátoru se přitom zvětšuje o teplo, na které se v kompresoru mění hnací elektrická energie. Topný výkon TČ je dán součtem obou vložených energií, tzn., že je vždy větší než hnací energie. Nutnost přivádět hnací (elektrickou) energii je dána druhým zákonem termodynamiky jehož běžné a nejnázornější formulace znějí [9]: Teplo nemůže samo o sobě přecházet z teploty nižší na teplotu vyšší.

Převod tepla v tepelném čerpadle se uskutečňuje pomocí pracovní látky, tzv. chladiva, které v zařízení trvale obíhá a cyklicky mění své skupenství. Přiváděným nízkopotenciálním teplem (NPT) se ve výparníku při sacím tlaku kompresoru vypařuje. Teplem odváděným v kondenzátoru pro vytápění při výtlačném tlaku kompresoru kondenzuje. Převod a stlačování par z výparníku do kondenzátoru zajišťuje kompresor. Převod kapalného chladiva z kondenzátoru do výparníku zajišťuje vhodný expanzní ventil. Ta část TČ, do které se přivádí NPT se označuje za primární stranu TČ, ta část, ze které se odvádí teplo pro vytápění, se označuje za sekundární stranu TČ.

V navrhovaném systému vytápění je použito TČ vzduch-voda.. Vzhledem k tomu, že teplota vzduchu je v průběhu otopného období proměnná, mění se s teplotou vzduchu a i topný výkon a topný faktor tepelného čerpadla. Teplo obsažené ve vzduchu se přímo využívá v tepelném čerpadle, výparník je řešen tak, že jím přímo proudí venkovní vzduch. Ochlazení vzduchu na výparníku je provázáno kondenzací vlhkosti ve vzduchu obsažené. Při vyšších teplotách vzduchu kondenzát volně odtéká, ale při nižších teplotách kondenzát namrzá na ploše výměníku. Námraza se musí periodicky odstraňovat, jinak by došlo k selhání funkce výparníku a celého TČ. Odtávání výparníku bývá řešeno reverzací funkce tepelného čerpadla, kdy tepelné čerpadlo při svém chodu na krátký časový úsek změní své vnitřní uspořádání tak, že zamění funkci výparníku a kondenzátoru. Výhodou těchto TČ je,

že pořizovací náklady jsou nižší, než u čerpadel využívajících jiný zdroj nízkopotenciálního tepla.



Obr.1. Obecný princip funkce tepelného čerpadla

1.2 Topný faktor tepelného čerpadla

Topný faktor ε (někdy též označován COP Coefficient of Performance) je důležitou veličinou charakterizující tepelné čerpadlo. Jedná se o bezrozměrné číslo, které je vždy větší než 1 (průměrně nabývá hodnot 2,5 až 3,5). Topný faktor tepelného čerpadla podle [9] udává poměr topného výkonu P_Z (tepelné energie E_Z) k elektrickému příkonu P_E (elektrické energii E_E).

$$\varepsilon = \frac{P_Z}{P_E} = \frac{E_Z}{E_E} \quad (1)$$

Topný faktor tepelného čerpadla je určen vnitřní konstrukcí tepelného čerpadla (provedením kompresoru, použitým chladivem a vnitřními pracovními podmínkami okruhu TČ). Dále je topný faktor závislý na pracovním rozdílu teplot médií na primární a sekundární straně a na charakteristických teplotách médií na obou stranách TČ.

Topný faktor tepelného čerpadla charakterizuje tepelné čerpadlo, nikoliv však celý vytápěcí systém. Topný faktor celého vytápěcího systému s tepelným čerpadlem je určen poměrem celkového množství vyprodukovaného tepla ku celkovému množství dodané

energie. Jeho průměrná hodnota je v systému s tepelným čerpadlem opět větší než 1, ale menší než hodnota topného faktoru tepelného čerpadla.

$$\varepsilon = \frac{\sum P_T}{\sum P_E} = \frac{\sum E_T}{\sum E_E} \quad (2)$$

2 ZTRÁTOVÝ TEPELNÝ VÝKON

Ztrátový tepelný výkon je důležitou veličinou charakterizující tepelně izolační vlastnosti dané budovy a je rozhodující pro stanovení výkonu zdroje tepla.. Představuje ztráty tepelné energie, ke kterým dochází větráním a prostupem tepla přes konstrukce budovy. Celý návrh výkonových parametrů vytápěcího systému je vztažen k hodnotě ztrátového tepelného výkonu.

Hodnota ztrátového tepelného výkonu vytápěného prostoru je závislá na vnitřní výpočtové teplotě a na vnější výpočtové teplotě vzduchu.

Způsob výpočtu ztrátového tepelného výkonu udává příslušná norma ČSN EN 12831 [1]. Dle této normy není počítáno z tepelnými zisky budovy (ze slunečního záření). Z toho plyne, že výpočtem je určena maximální hodnota ztrátového tepelného výkonu pro danou výpočtovou vnější teplotu.

2.1 Výpočtová metoda ztrátového tepelného výkonu

Pro výpočet ztrátového tepelného výkonu byla použita zjednodušená výpočtová metoda podle ČSN EN 12831 [1]. Podle této normy se vypočítají dílčí ztrátové tepelné výkony jednotlivých vytápěných prostor a ztrátový tepelný výkon celé budovy je stanoven jako součet takto stanovených dílčích ztrát hodnot je určen. Tepelné toky jsou uvažovány pouze do nevytápěných prostor či do exteriéru.

Ztrátový tepelný výkon vytápěného prostoru

Ztrátový tepelný výkon Φ_i vytápěného prostoru je dán vztahem (3). Jedná se o součet ztrátového tepelného výkonu prostupem $\Phi_{T,i}$ a ztrátového tepelného výkonu větráním $\Phi_{V,i}$. Vzhledem k tomu, že není přímo počítáno s tepelným tokem mezi vytápěnými prostory s odlišnou vnitřní výpočtovou teplotou, je ve vztahu (3) použit teplotní korekční faktor $f_{\Delta\theta,i}$, kterým je upravena hodnota tepelné ztráty prostorů vytápěných na teplotu tepotu vyšší teplotu.

$$\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta,i} \quad (3)$$

Ztrátový tepelný výkon prostupem

Ztrátový tepelný výkon prostupem vytápěného prostoru je tok energie přes konstrukční prvky budovy. Jeho hodnota je při daném rozdílu vnitřní teploty a vnější výpočtové teploty vzduchu dána vztahem (4). Měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,I}$ ve vztahu (4) je dán vztahem (5). Ve výpočtu plochy A_k přes kterou dochází k tepelné ztrátě prostupem, ve vztahu (5), se uvažují rozměry stavebních konstrukcí podle ČSN EN 12831 [1].

Základ vertikálních rozměrů je brán od povrchu podlahy po povrch podlahy v následujícím patře (tzv. konstrukční výška podlaží), kde tloušťka podlahy v 1. uvažovaném podlaží není ve výpočtu zahrnuta. Základ horizontálních rozměrů vnitřních stavebních konstrukcí je vzdálenost středů těchto konstrukcí.

Rozdíl mezi vnější výpočtovou teplotou vzduchu a reálnou vnější teplotou dané konstrukce (např. pokud se jedná o konstrukci mezi vytápěným a nevytápěným prostorem) je upraven tzv. teplotním korekčním faktorem, f_k , podle vztahu (5).

$$\Phi_{T,i} = H_{T,I} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad (4)$$

$$H_{T,I} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \quad (5)$$

U_k ve vztahu (5) představuje součinitel prostupu tepla. Hodnoty součinitelů prostupu tepla bývají udávány výrobcem např. u oken či dveří, nebo jsou vypočteny ze vztahu:

$$U_k = \frac{1}{R_{si} + \sum_j R_j + R_{se}} \quad (6)$$

Ve vztahu (6) R_j značí tepelný odpor části stavební konstrukce a jeho hodnota je dána vztahem (7). Ve vztahu (6) R_{si} a R_{se} , značí tepelné odpory při přestupu tepla na vnitřní a vnější straně stavební konstrukce. Jedná se o převrácené hodnoty součinitelů přestupu tepla. Hodnoty R_{si} a R_{se} jsou dány normou ČSN 73 0542 [2] a závisí na směru tepelného toku, na tom, zda se jedná o tepelný tok do nevytápěných prostor, či o tepelný tok přímo do exteriéru. Dále jsou závislé na ročním období. U stavebních konstrukcí umístěných přímo na terénu se ve vztahu pro U_k použije na místo hodnoty R_{se} ekvivalentní tepelný odpor zeminy, jehož hodnota bývá uvažována $R = 1,11 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

$$R_j = \frac{d_j}{\lambda_j} \quad (7)$$

Ztrátový tepelný výkon větráním

Ztrátový tepelný výkon větráním $\Phi_{V,i}$, je dán vztahem (8) a představuje tok energie, která odchází z vytápěných prostor ve formě ohřátého vzduchu. Jeho hodnota je při daném rozdílu vnitřní a vnější výpočtové teploty dána vztahem (8). Měrná tepelná ztráta větráním $H_{V,I}$ ve vztahu (8) je dána vztahem (9).

$$\Phi_{V,i} = H_{V,I} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad (8)$$

$$H_{V,I} = 0,34 \cdot V_i \cdot n_{\text{min}} \quad (9)$$

Součin n_{min} a V_i vyjadřuje minimální požadovaný tok vzduchu vytápěným prostorem (z hygienických důvodů).

3 VYTÁPĚCÍ SYSTÉM

Vytápěcí systém (systém ústředního vytápění) v budovách je složen ze dvou základních částí, které jsou vzájemně propojeny. Jedná se o zdrojovou část vytápěcího systému, ve které je zpracovávána energie na formu vhodnou pro vytápění a pro ohřev TUV. Zdrojová část je napojena na druhou část vytápěcího systému – otopnou soustavu. Prostřednictvím otopné soustavy je energie, dodávaná zdrojovou částí, převedena do vytápěných prostorů za účelem dosažení a udržení požadované teploty v těchto prostorech.

Vytápěcí systém pracuje s určitým teplotním spádem topné vody, pro který je navržen. Teplotní spád je dán teplotou topné vody na vstupu do otopné soustavy a teplotou topné vody na výstupu z otopné soustavy. Otopné soustavy mohou pracovat i s několika (nejčastěji se dvěma) teplotními spády topné vody.

3.1 Otopná soustava

Otopná soustava je u budov řešena potrubní sítí, na kterou jsou připojena otopná tělesa, nebo podlahové vytápění, případně jejich kombinace. Potrubní síť je otopná soustava napojena na zdrojovou část. Otopné soustavy bývají obvykle realizovány jako dvojtrubkové, s nuceným oběhem topné vody.

3.1.1 Vytápění pomocí otopných těles

Hodnoty tepelných výkonů otopných těles jsou udávány jejich výrobcem pro různé vnitřní teploty vytápěných prostorů a pro různé teplotní spády vytápěcího systému. Pokud je navrhovaný teplotní spád odlišný, je nutné výpočtem stanovit hodnoty tepelných výkonů otopných těles pro navrhovaný teplotní spád.

Pro výpočet výkonů otopných těles platí vztahy (10 až 13) [8]. Pro původní teplotní spád (udávaný výrobcem otopných těles) je vypočtena tzv. normální střední teplota teplotonosné látky $\Delta\theta_n$ (stejným způsobem podle vztahu (10)). Z té je pak stanovena hodnota součinitele prostupu tepla otopného tělesa podle vztahu (11).

$$\Delta\theta_s = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_{\text{int},i}}{\theta_R - \theta_{\text{int},i}}} \quad (10)$$

$$U_n = \frac{P_n}{A_T \cdot \Delta\theta_n} \quad (11)$$

Pro navrhovaný teplotní spád je podle vztahu (10) vypočtena účinná střední teplota teplotnosné látky. Po dosazení do vztahu (12) je získán součinitel prostupu tepla otopného tělesa pro navrhovaný teplotní spád. Po dosazení do vztahu (13) je vypočtena hodnota tepelného výkonu otopného tělesa pro navrhovaný teplotní spád.

$$U = U_n \cdot \left(\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_n} \right)^{(n-1)} \quad (12)$$

$$P_{OT} = U \cdot A_T \cdot \Delta\theta_s \quad (13)$$

3.1.2 Podlahové vytápění

Podlahové vytápění je tvořeno trubkami uloženými v podlaze (roznášecí vrstvě podlahy), jimiž proudí teplá voda. Návrh podlahového vytápění je dán normou ČSN EN 1264 [3]. Teplosměnnou plochou je v tomto případě podlaha. Použití podlahového vytápění se řídí více aspekty (příznivá dotyková teplota, nízká teplota otopné vody, špatná eliminace studených proudů vzduchu u oken, nutnost volné podlahové plochy, velké teplotní změny ve stavebních vrstvách a z toho vyplývající eliminace roztažnosti vrstev podlahy). Proto podlahové vytápění bývá nejčastěji navrženo do vytápěných místností s vhodnými podlahovými krytinami (dlaždice) a pro nízkoteplotní soustavy ve spojení s kondenzační kotlovou technikou a s využitím netradičních a obnovitelných tepelných zdrojů. Topný výkon podlahového vytápění je dán hustotou tepelného toku na teplosměnné ploše podlahového vytápění podle vztahu (14). Hustota tepelného toku pro dané parametry podlahového vytápění je dána charakteristickými křivkami. Charakteristické křivky podlahového vytápění vyjadřují závislost hustoty tepelného toku na rozdílu teplot teplotnosné látky. Charakteristické křivky pro podlahové vytápění v roznášecí vrstvě jsou dány vztahem (18). Rozdíl teplot teplotnosné látky $\Delta\theta_H$ je dán vztahem (23). Podle zmíněné normy má být podlahové vytápění navrženo tak, aby teplota povrchu podlahy byla maximálně o 9K vyšší, než je vnitřní výpočtová teplota v místnosti. Hustotu tepelného toku, při které je dosažena teplota povrchu podlahové plochy o 9K vyšší, než je vnitřní výpočtová teplota v místnosti, vyjadřují mezní křivky. Průsečík charakteristické křivky a

mezní křivky je dán vztahem (24). Maximální hustota tepelného toku využívané plochy podlahového vytápění je 100W/m^2 .

Projektová teplota v přírodním potrubí je navržena pro podlahové vytápění podle místnosti s největší hustotou projektového tepelného toku. Projektový rozdíl teplot je volen podle rozdílu teplot odečteného z charakteristických křivek pro požadovanou hustotu tepelného toku v místnosti s největší hustotou tepelného toku. Projektový rozdíl teplot teplotonosné látky v přívodu je dán vztahem (16). Rozdíl teplot σ vztahu (15) má být v návrhu menší nebo roven 5K. Rozdíly teplot σ_i látky jsou pro jednotlivé okruhy podlahového vytápění dány vztahem (17)

Hustota tepelného toku směrem dolů je 10% hustoty tepelného toku nahoru [3].

$$q = \frac{P_p}{A_F} \quad (14)$$

$$\sigma = \theta_V - \theta_R \quad (15)$$

$$\Delta\theta_{V,des} \leq \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} \quad (16)$$

$$\frac{\sigma_i}{2} = \Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,i} \quad (17)$$

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H \quad (18)$$

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{1,1}{\pi} \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot T \cdot \left[\frac{1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_R} - \frac{1}{2\lambda_{R,0}} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_{R,0}} \right] \quad (19)$$

Vztah (21) vyhovuje pro $0,050m \leq T \leq 0,375m$

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075} \quad (20)$$

Vztah (22) vyhovuje pro $s_u \geq 0,015m$

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - s_u) \quad (21)$$

Vztah (23) vyhovuje pro $0,010m \leq D \leq 0,030m$

$$m_D = 250(D - 0,020) \quad (22)$$

$$\Delta\theta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_{int,i}}{\theta_R - \theta_{int,i}}} \quad (23)$$

$$\Delta\theta_{H,G} = \left[\frac{B_G}{B \prod a_i^{m_i}} \right]^{\frac{1}{1-n_G}} \quad (24)$$

3.2 Zdrojová část vytápěcího systému s tepelným čerpadlem

Zdrojová část vytápěcího systému s tepelným čerpadlem je tvořena:

- tepelným čerpadlem
- bivalentním zdrojem (elektrokotlem)
- akumulční nádrží
- zásobníkem pro ohřev TUV
- cirkulačními čerpadly, potrubím, zabezpečovacími prvky
- ovládacími a vizualizačními prvky

Parametry zdrojové části musí být navrženy tak, aby byl splněn požadavek tepelné pohody ve vytápěném objektu a aby byl objekt dostatečně zásobován TUV. Dalším důležitým požadavkem je, aby bylo dosaženo co možná nejnižších provozních a investičních nákladů.

Návrh vytápěcího systému s TČ je náročnější, než u vytápěcího systému s klasickými zdroji tepla. Parametry tepelného čerpadla, tj. topný výkon a topný faktor jsou výrazně závislé na vnějších podmínkách, tj. jednak na teplotě NPT, jednak na teplotě topného média, a to tak, že parametry se zvýhodňují se vzrůstem teploty NPT a s poklesem teploty topného média. Nízká teplota topného média vyžaduje použití tzv. nízkoteplotních otopných soustav.

Teplotní úroveň topného média na sekundární straně tepelného čerpadla je shora ohraničena. Maximální teplota topného média bývá v rozmezí 50 až 55 °C [11]. Ohraničení určují především pevnostní hlediska (teplotě média odpovídá tlak chladiva v okruhu a ten nesmí přestoupit hodnotu, na kterou je okruh dimenzován), ale i hlediska energetická (pokles topného faktoru).

3.2.1 Bivalentní řešení vytápěcího systému

Vytápěcí systém s tepelným čerpadlem se nenavrhuje tak, aby TČ krylo celý potřebný topný výkon při nejnižší (výpočtové) teplotě venkovního vzduchu (tzv. monovalentní provedení). Tepelné čerpadlo by bylo zbytečně velké a investičně nákladné. Optimálním je řešením tzv. bivalentní vytápěcí systém, kdy se TČ navrhuje tak, aby samo krylo topný výkon jen do určité venkovní teploty (tzv. teploty bivalence) a při nižších teplotách současně s tepelným čerpadlem pracuje další zdroj tepla, např. elektrokotel. Protože období s nízkými teplotami, kdy je zapotřebí větší topný výkon než dává tepelné čerpadlo je relativně krátké, podílí se druhý zdroj na celkové spotřebě tepla pro vytápění zpravidla menší částí. Vhodnou volbou výkonových parametrů zdrojové části se dosáhne optimálního poměru mezi pořizovacími a provozními náklady.

Protože provoz vytápěcího systému je po dobu 2 hodin denně blokován signálem HDO, výkonové parametry zdrojů (TČ a elektrokotle) musí voleny tak, aby za dobu 22 hodin denně pokryly energii, která je dána ztrátovým výkonem objektu po dobu 24 hodin denně.

3.2.2 Akumulační nádrž ve vytápěcím systému

U tepelných čerpadel se nedá technicky jednoduše a především energeticky výhodně regulovat jejich výkon. Přebytek výkonu TČ oproti požadovanému topnému výkonu nad teplotou bivalence se řeší přerušovaným provozem TČ. Požadavek na zapnutí a vypnutí TČ je odvozen od teploty topného média na vstupu do TČ. Četnost spouštění při přerušovaném provozu má své meze. Časté spouštění snižuje životnost komponent TČ. Aby byla zachována požadovaná četnost spouštění, ve vytápěcím systému musí být zajištěna akumulace tepla. Pro minimální náplň akumulací nádrže platí vztah [11] Tento vztah platí pro jmenovitý tepelný výkon TČ (výkon TČ při vnější teplotě 0°C).

$$V_A = 15 \cdot P_Z \quad (26)$$

U TČ „vzduch-voda“ musí být minimální náplň topného média zajištěna vždy z důvodů odtávání výparníku reverzací chodu TČ. Při odtávání se odebírá teplo ze systému a malá náplň topného média by způsobila nežádoucí ochlazení média. Nehledě na velikost náplně v systému, akumulací nádrž se musí použít vždy, pokud se provádí regulace výkonu

otopné soustavy změnou průtoku (termostatické ventily). Tato skutečnost je způsobena tím, že je požadován konstantní průtok topného média tepelným čerpadlem [11].

3.2.3 Příprava teplé užitkové vody

Předehřev TUV tepelným čerpadlem

Aby bylo TČ ekonomicky využito, používá se kromě vytápění také k přípravě TUV. Při přípravě TUV s využitím TČ bývá dosaženo teploty TUV v rozmezí 45 až 50 °C [11]. Tato teplota je pro potřeby uživatelů objektu dostatečná, ale není dostatečná k zabránění tvorby bakterií Legionella. Z tohoto důvodu je třeba zajišťovat (elektrický) dohřev TUV (případně periodický) na teplotu minimálně 55 °C [11].

Dimenzování zásobníků TUV

Dimenzování zásobníků TUV je dáno normou ČSN 06 0320 [4]. Touto normou je stanovena energie potřebná k přípravě TUV ve stavbách pro bydlení na osobu a den 4.3kWh pro umývání, vaření a úklid. Objem TUV připadající na osobu a den je dán rovněž touto normou 0.082m³. Tyto dvě hodnoty jsou vztaženy na ohřev TUV z teploty vody vstupující do zásobníku 10°C na teplotu 55 °C. Pro dimenzování zásobníků TUV se vychází z předpokládaného odběru TUV během dne. Do výpočtu musí být započteny i tepelné ztráty zásobníku a rozvodů TUV, které se pohybují v rozmezí 20% do 400% (HUMM) energie pro ohřev TUV. Tyto ztráty jsou závislé na způsobu realizace rozvodů TUV a na tepelně izolačních vlastnostech zásobníku a rozvodů TUV.

Hodnoty udávané normou ČSN 06 0320 [4] jsou určeny pro dimenzování zásobníku. Skutečná spotřeba TUV je závislá na uživatelích domu a pohybuje se mezi 20 až 30 l na osobu a den [10].

3.2.4 Zabezpečovací prvky vytápěcího systému

Mezi základní zabezpečovací prvky vytápěcího systému patří pojistné ventily a expanzní nádoby. Umístění těchto prvků a volba jejich parametrů je dána normou ČSN 0830 [5]. Nutnost zařazení těchto prvků do vytápěcího systému je dána tím, že vlivem ohřevu topného média se zvětšuje jeho objem a pokud by v systému nebyly umístěny zabezpečovací prvky, došlo by k havárii systému.

Pro objem expanzní nádoby platí v souladu s uvedenou normou vztah (27). Expanzní objem se stanoví jako 1,3 násobek zvětšení objemu vody v soustavě při ohřátí z 10 °C na střední návrhovou teplotu topné vody v otopné soustavě.

$$V_E = V \cdot \Delta v \cdot 1,3 \quad (27)$$

3.3 Potrubní síť, cirkulační čerpadla

Teplonosná látka ve vytápěcím systému cirkuluje potrubní sítí s využitím cirkulačních čerpadel.

Potrubní síť otopné soustavy a zdrojové části bývá řešena měděným potrubím, které je vhodným způsobem tepelně izolované. Vzhledem k tomu, že vytápěcí systémy s tepelným čerpadlem pracují s nižší teplotní úrovní topného média (nízká teplota na výstupu z TČ, malý teplotní spád), bývá průtok topného media vyšší, než u klasických vytápěcích systémů.

Hydraulický výpočet potrubní [13]. se provádí tak, že topný okruh se rozloží na jednotlivé potrubní úseky, kde je průtok teplonosné látky a světlost potrubí konstantní. Hmotnostní průtok potrubím [kg/s] je vypočten podle vztahu (27). (V tomto vztahu P_T představuje tepelný výkon přenášený potrubním úsekem. P_T může představovat i topný výkon zdroje.) Objemový průtok lze pak vyjádřit z hmotnostního průtoku (ve vytápěcím systému s TČ lze s dostatečnou přesností uvažovat hodnotu hustoty teplonosné látky při teplotě 50°C). Při hydraulickém výpočtu potrubní sítě je cílem určit optimální světlost potrubí pro daný hmotnostní průtok tak, aby byl zajištěn ekonomický provoz oběhových čerpadel.

$$M = \frac{P_T}{c \cdot \Delta \theta} \quad (27)$$

Optimální světlost potrubí je pro soustavy s nuceným oběhem a měděným potrubím volena tak, aby rychlost proudění teplonosné látky v potrubí podle vztahu (28) byla z intervalu 0,2 až 1 m/s, přičemž střední rychlost proudění je 0,63m/s [13]. Měrná tlaková ztráta v jednotlivých potrubních úsecích podle vztahu (31), by z ekonomických důvodů neměla přesahovat příslušné meze (obvykle bývá udávána maximální hodnota 150 až 200 Pa/m).

$$w = \frac{4 \cdot M}{\rho \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (28)$$

Volba oběhového čerpadla otopné soustavy je realizována podle celkové tlakové ztráty okruhu nejvzdálenějšího otopného tělesa [8].

Tlaková ztráta u otopné soustavy s nuceným oběhem je podle vztahu (29) hrazena součtem pracovního přetlaku čerpadla a účinného vztlaku, vztah (33), přičemž konstanta u ve vztahu (29) je závislá na typu otopné soustavy (obvykle nabývá hodnoty 0.7 [8]). Tento celkový tlak je v rovnováze s tlakovými ztrátami podle vztahu (30). Ve vztahu (30) vyjadřuje $\sum R_m \cdot l$ celkovou tlakovou ztrátu třením a $\sum Z$ celkovou tlakovou ztrátu vřazenými hydraulickými odpory.

$$\Delta p = \Delta p_{\dot{c}} + u \cdot \Delta p_h \quad (29)$$

$$\Delta p = \sum R_m \cdot l + \sum Z \quad (30)$$

$$R_m = \frac{\lambda_T}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (31)$$

$$Z = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi \quad (32)$$

$$\Delta p_h = g \cdot h \cdot (\rho_V - \rho_R) \quad (33)$$

4 ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU

Způsob řízení a monitorování zdrojové části vytápěcího systému s TČ, je dán konkrétním řešením vytápěcího systému (důležitým kritériem je způsob, jakým bude řešena příprava TUV). Aby byla zajištěna správná funkce vytápěcího systému s TČ, bývá provoz takového systému plně automatizován.

Regulačním pochodem musí být ovládány zdroje vytápěcího systému tak, aby byly dosaženy žádané hodnoty teplot ve vytápěných prostorách a žádaná hodnota teploty TUV. Regulační pochod dále musí zajistit udržení těchto teplot ve stanovených mezích. Zdroje vytápěcího systému musí být řízeny tak, aby nemohlo dojít k havarijnímu stavu, tedy překročení mezních teplot či tlaků.

Dalším důležitým požadavkem na regulaci je zajištění ekonomického provozu vytápěcího systému. Ekonomický provoz vytápěcího systému s TČ je podmíněn speciální sazbou pro TČ, (D55 – pro domácnosti). Tato sazba limituje provozní dobu TČ a vytápěcího systému na max. 22 hodin denně, při nízkém tarifu. Regulační systém po dobu 2 hodin denně musí zastavit činnost vytápěcího systému. Požadavek na blokování vytápěcího systému je odvozen od signálu HDO (hromadného dálkového ovládání) při vysokém tarifu.

Z důvodu bivalentního řešení vytápěcího systému musí být regulačním systémem zajištěn při nižších venkovních teplotách provozní režim bez výrazných teplotních útlumů. Bivalentní řešení způsobuje, že samotné TČ nemá v převážné části otopného období žádnou (pod teplotou bivalence), nebo má jen malou výkonovou a teplotní rezervu. Pokud by byl použit provozní režim s teplotními útlumy, tak rychlý zátok na požadovanou teplotu by byl možný pouze s využitím doplňkového zdroje, což by bylo ekonomicky nevýhodné.

Systém monitorování (vizualizace) vytápěcího systému umožňuje uživatelům objektu, na základě měřených veličin, přehledně zpřístupnit údaje z řízeného systému. Tyto údaje pak mohou být obsluhou využity pro vhodné seřízení jednotlivých prvků vytápěcího systému a dále pro ekonomickou bilanci vytápěcího systému.

Pro monitorování vytápěcího systému s TČ lze využít vizualizační program, který poběží na PC (provedení PC může být kancelářské nebo průmyslové, podle pracovních

podmínek). Obrazovka PC poskytuje informace o stavu řízeného vytápěcího systému ve velmi názorné formě.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 POSTUP PRÁCE

Při řešení této práce jsem volil následující postup:

Specifikace objektu (rodinného domu):

- Pro zvolený objekt (rodinný dům) jsem zvolil jeho lokalitu.
- Určil jsem normované hodnoty vnitřních výpočtových teplot a intenzit výměny vzduchu pro jednotlivé místnosti objektu.

Výpočet ztrátového tepelného výkonu:

- Stanovil jsem součinitele prostupu tepla pro jednotlivé stavební konstrukce objektu.
- Vypočetl jsem ztrátový tepelný výkon objektu.

Návrh vytápěcího systému s TČ:

- Zvolil jsem použití TČ TCLM a podle jejich teplotních parametrů jsem navrhl teplotní spád otopné soustavy.
- Pro objekt jsem navrhl vytápění prostřednictvím otopných těles a podlahového vytápění.
- Navrhl jsem otopná tělesa pro jednotlivé místnosti objektu.
- Zvolil jsem místnosti ve kterých bude použito podlahové vytápění a realizoval jsem jeho návrh.
- Podle projekčních podkladů pro TCLM jsem zvolil zapojení zdrojové části vytápěcího systému.
- Provedl jsem dimenzování zásobníku TUV.
- Navrhl jsem potrubní síť, příslušná oběhová čerpadla a expanzní nádobu (viz. výkresová dokumentace na přiloženém CD).

Optimální volba zdrojů vytápěcího systému:

- Navrhl jsem TČ TCLM, které bude použito ve vytápěcím systému, aby bylo dosaženo optimálního poměru mezi investičními a provozními náklady.
- Na základě použitého TČ jsem zvolil potřebný výkon doplňkového zdroje – elektrokotle.

Návrh řízení a monitorování vytápěcího systému:

- Zvolil jsem veličiny (teploty a průtoky), které budou měřeny za účelem řízení a monitorování.
- Navrhl jsem provozní režimy vytápěcího systému, a stanovil jsem základní požadavky pro jejich řízení.
- Uvedl jsem způsob, kterým lze řešit monitorování vytápěcího systému.

Technicko-ekonomické zhodnocení řešení:

- Uvedl jsem základní vlastnosti navrženého vytápěcího systému s TČ.
- Stanovil jsem spotřebu elektrické energie a provozní náklady navrženého vytápěcího systému s TČ a pro porovnání jsem uvedl provozní náklady při využití pouze elektrokotle.
- Určil jsem investiční náklady na zdroje navrženého vytápěcího systému.
- Určil jsem dobu návratnosti investice do zdrojů navrženého vytápěcího systému.

6 SPECIFIKACE OBJEKTU A PARAMETRŮ UŽÍVÁNÍ

Návrh vytápěcího systému s tepelným čerpadlem byl proveden pro rodinný dům 5 +1. (Nákres tohoto domu je uveden v P IV, P V, P VI, P VII. Jedná se o modifikaci typového rodinného domu Karina A firmy Idea 3000 [15]). Nejedná se o konkrétní objekt. Lokalita, ve které je objekt umístěn, byla zvolena.

Vnější výpočtová teplota objektu závisí na lokalitě objektu a je dána normou ČSN 06 0210 [6].

Tabulka 1 . Specifikace objektu a parametrů užívání

Lokalita	Zlín
Funkční parametry	
Počet bytů v domě	1
Počet obyvatel	4
Typ domu	rodinný dům, osamoceně stojící
Časové a prostorové využití budovy	
Časová obydlíenost	obydlen trvale
Parametry budovy	
Zastavěná plocha budovy	122 m ²
Počet nadzemních podlaží	2
Počet podzemních podlaží	0
Celkový obestavěný objem budovy	386 m ³
Materiál nosných zdí	zdivo Porotherm
Druh střechy	obytné podkroví
Druh oken	plastová okna
Způsob vytápění	ústřední, se zdrojem v budově
Způsob větrání	přirozené
Energie pro vytápění	elektrická
Vnější výpočtová teplota θ_e [°C]	-12

Vnitřní výpočtová teplota jednotlivých místností je dána normou ČSN 06 0210 [6]. Intenzitu výměny vzduchu (větrání) jsem čerpal z ČSN EN 12831 [1]. Intenzita výměny vzduchu značí, kolikrát se musí objem vzduchu rovnající se vnitřnímu objemu místnosti vyměnit za 1 hodinu.

Tabulka 2 . Popis jednotlivých místností objektu.

Číslo místnosti	Účel místnosti	Vnitřní výpočtová teplota	Intenzita výměny vzduchu	Podlahová plocha	Objem místnosti
		$\theta_{\text{int},i}$ [°C]	n_{min} [h ⁻¹]	A_i [m ²]	V_i [m ³]
001	Koupelna + WC (přízemí)	24	1.50	4.00	10.80
011	Vstupní hala + schodiště + předsín v patře	15	0.50	16.40	56.07
002	Obývací pokoj + jídelna + kuchyň	20	0.50	35.75	96.53
003	Kotelna	10	0.50	7.04	20.92
004	Garáž (nevytápěná)	0	0.5	18.45	54.08
101	Dětský pokoj	20	0.50	9.84	23.72
102	Pracovna	20	0.50	13.63	32.76
103	Obývací pokoj (v patře)	20	0.50	12.05	28.96
104	Koupelna + WC (v patře)	24	1.50	8.20	19.77
105	Ložnice + šatna	20	0.50	19.72	42.61

7 ZTRÁTOVÝ TEPELNÝ VÝKON OBJEKTU

Výpočet ztrátového tepelného výkonu vytápěných prostor a celého objektu byl proveden v souladu s ČSN EN 12831 [1]. Podle této normy byl uvažován tepelný tok přes konstrukční prvky budovy do nevytápěných prostor a do exteriéru.

Výpočtem podle normy ČSN EN 12831 [1] jsem určil ztrátový tepelný výkon prostupem a ztrátový tepelný výkon větráním, pro danou vnější výpočtovou teplotu objektu a vnitřní výpočtovou teplotu jednotlivých vytápěných prostor. Ztrátový tepelný výkon jednotlivých vytápěných prostor je pak dán těmito dílčími složkami. Ztrátový tepelný výkon celého objektu je dán sumou ztrátových tepelných výkonů jednotlivých vytápěných prostor.

Pro výpočet ztrátového tepelného výkonu prostupem jsem stanovil součinitele prostupu tepla jednotlivých konstrukcí objektu.

7.1 Stanovení součinitelů prostupu tepla

Složení jednotlivých stavebních konstrukcí budovy, vzhledem k tomu, že se jedná o fiktivní objekt, jsem zvolil v souladu se současně využívanými stavebními postupy.

Hodnoty tepelných vodivostí částí konstrukčních prvků budovy, u sériově vyráběných částí i šířky a součinitelé prostupu tepla pro okna a dveře, byly v této práci čerpány ze souboru MS Excel zapůjčeného vedoucím práce.

Tepelné odpory podlahových krytin byly zanedbány. Pro výpočet součinitele prostupu tepla u střešní konstrukce bylo vycházeno z předpokladu, že prostor mezi střešní krytinou a tepelně izolační částí je provětráván.

V tab.3. jsou uvedeny hodnoty součinitelů prostupu tepla oken a dveří, které byly použity pro výpočet ztrátového tepelného výkonu. V tab.3. jsou uvedeny i kódová označení pod kterými vystupují dané prvky ve výpočtu ztrátového tepelného výkonu.

Tabulka 3 . Součinitelé prostupu tepla oken a dveří

Kód	Konstrukce	U_k [W/m ² K]
OK01	Plastové okno	1.6
DV01	Venkovní dveře dřevěné s izolačním dvojsklem	1.8
DV02	Venkovní dveře dřevěné	2,3
DV03	Venkovní dveře plastové s izolačním dvojsklem	1.6
DV04	Vnitřní dveře dřevěné	2.5

7.1.1 Výpočet součinitelů prostupu tepla stavebních konstrukcí

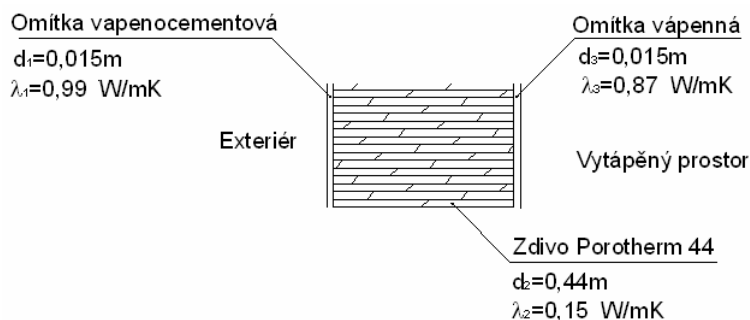
Složení jednotlivých stavebních konstrukcí budovy, přes které je uvažován tepelný tok, hodnoty pro výpočet součinitelů prostupu tepla a vypočtené hodnoty součinitelů prostupu tepla, jsou uvedeny v P I.

Tabulka 4 . Vypočtené hodnoty součinitelů prostupu tepla stavebních konstrukcí

Kód	Konstrukce	U_k [W/m ² K]
PO01	Podlaha na terénu	0.32
PO02	Podlaha na terénu podlahové vytápění	0.25
PO03	Podlaha v patře	0.70
PO04	Podlaha v patře nad exteriérem	0.33
SO01	Svislá obvodová konstrukce 450mm	0.32
SO02	Svislá konstrukce 300mm (nosné zdivo)	1.01
SO03	Svislá konstrukce 115mm (příčka)	1.83
SO04	Svislá konstrukce v ložnici oddělující půdní prostor	0.23
ST01	Střešní konstrukce	0.23
ST02	Stropní konstrukce kotelna	0.32
ST03	Stropní konstrukce v patře	0.23

Příklad výpočtu součinitele prostupu tepla

Výpočet součinitele prostupu svislé obvodové konstrukce. Jednotlivé části této konstrukce jsou znázorněny na obr.2.



Obr.2. Svislá obvodová konstrukce

Podle vztahu (7) jsou určeny jednotlivé tepelné odpory:

Tepelný odpor vápenocementové omítky:

$$R_1 = \frac{d_1}{\lambda_1} = \frac{0,015}{0,99} \doteq 0,02 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Tepelný odpor zdiva Porotherm vyzděného maltou Porotherm (tm):

$$R_2 = \frac{d_2}{\lambda_2} = \frac{0,44}{0,15} \doteq 2,93 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Tepelný odpor vápenné omítky:

$$R_3 = \frac{d_3}{\lambda_3} = \frac{0,015}{0,87} \doteq 0,02 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Odpory při přestupu tepla na vnitřní a vnější straně stavební konstrukce jsem čerpal z normy ČSN 73 0542 [2]. U této konstrukce dochází k horizontálnímu tepelnému toku z vytápěného prostoru do exteriéru.

Vnitřní odpor při přestupu tepla svislé konstrukce:

$$R_{si} = 0,125 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

Vnější odpor při přestupu tepla pro zimní období:

$$R_{se} = 0,043 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

Podle vztahu (6) je určen součinitel prostupu tepla svislé obvodové konstrukce:

$$U_k = \frac{1}{R_{si} + \sum_{j=1}^3 R_j + R_{se}} = \frac{1}{0,125 + 0,02 + 2,93 + 0,02 + 0,043} \doteq 0,32 \frac{W}{m^2 K}$$

7.2 Výpočet ztrátového tepelného výkonu

Pro výpočet ztrátového tepelného výkonu jsem, pro jednotlivé vytápěné prostory, vypočetl měrné tepelné ztráty prostupem $H_{T,i}$ a větráním $H_{V,i}$. Výpočet $H_{T,i}$ jsem provedl na základě ploch vypočtených z externích rozměrů konstrukcí podle použité výpočtové normy ČSN EN 12831 [1]. Výpočet $H_{V,i}$ jsem provedl na základě vnitřního objemu vytápěného prostoru, protože ve výpočtu se jedná o vnitřní výměnu vzduchu v místnosti.

Informativní výkresy objektu pro výpočet ztrátového tepelného výkonu jsou uvedeny v P1, P2, P3, P4. Na základě $H_{T,i}$ a $H_{V,i}$ jsem vypočítal ztrátové tepelné výkony prostupem a větráním.

Výpočty měrných tepelných ztrát prostupem $H_{T,i}$ a větráním $H_{V,i}$ pro jednotlivé vytápěné prostory podle vztahů (5) a (9) jsou uvedeny v tabulkách v P II.

Výpočty ztrátového tepelného výkonu prostupem a větráním pro jednotlivé vytápěné prostory podle vztahů (4) a (8) jsou uvedeny v tabulkách v P III.

V tab.5. je podle vztahu (3) určen ztrátový tepelný výkon jednotlivých vytápěných prostor. Sumou vypočtených ztrátových výkonů vytápěných prostor je dán celkový ztrátový tepelný výkon objektu.

Tabulka 5. Výpočet ztrátového tepelného výkonu vytápěných prostor

Číslo	Účel místnosti	$\theta_{int,i}$	$\Phi_{T,i}$	$\Phi_{V,i}$	$f_{\Delta\theta}$	Φ_i
		[°C]	[W]	[W]	[-]	[W]
001	Koupelna a WC (přízemí)	24	291.07	198.29	1.60	782.97
011	Vstupní hala, schodiště, předsín	15	405.92	257.36	1.00	663.27
002	Obývací pokoj, jídelna, kuchyň	20	1791.66	525.10	1.00	2316.76
003	Kotelna	10	777.98	78.24	1.00	856.22
101	Dětský pokoj	20	466.49	129.04	1.00	595.53
102	Pracovna	20	543.08	178.19	1.00	721.28
103	Obývací pokoj (v patře)	20	261.91	157.53	1.00	419.44
104	Koupelna a WC (patře)	24	301.93	362.96	1.60	1063.82
105	Ložnice, šatna	20	1238.13	231.80	1.00	1469.93
Celkový ztrátový tepelný výkon objektu $\Phi = \Sigma \Phi_i$					[W]	8889.21

8 NÁVRH VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU

8.1 Návrh otopné soustavy

Navržená otopná soustava pracuje s nuceným oběhem topné vody. Do zvoleného objektu, z důvodů použití TČ, jsem navrhl vytápěcí systém, pracující s teplotním spádem 50/45 °C. Tedy teplota topného média na vstupu do otopné soustavy je $\theta_v = 50$ °C a teplota topného média na výstupu z otopné soustavy je $\theta_r = 45$ °C. V návrhu je otopná soustava realizována otopnými tělesy a podlahovým vytápěním. Rozdělovací stanici podlahového vytápění jsem zvolil tak, aby otopná soustava pracovala pouze s jednou teplotní úrovní topného média.

Pro návrh otopné soustavy jsem zvolil dvojtrubkovou otopnou soustavu s horizontálním rozvodem na poschodích [7]. Obecně tento systém nachází uplatnění v budovách, kde nelze v oblasti obvodové konstrukce vést svislá rozvodná stoupačí potrubí a svislý rozvod musí být omezen na několik svislých rozvodných potrubí umístěných centrálně.

8.1.1 Návrh otopných těles

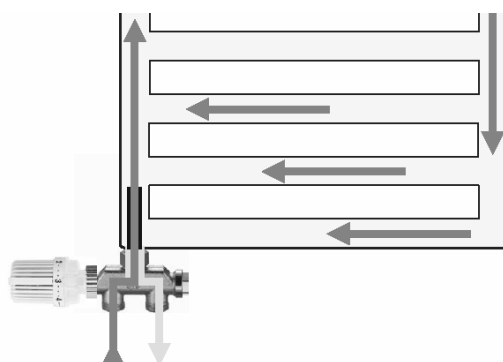
Volbu otopných těles jsem uskutečnil tak, aby součet jejich tepelných výkonů v daném vytápěném prostoru odpovídal hodnotě ztrátového tepelného výkonu místnosti. U koupelen jsem volil výkony otopných těles, tak aby otopná tělesa pokryla ztrátový tepelný výkon společně s podlahovým vytápěním.

Pro otopnou soustavu do vytápěných prostor (s výjimkou koupelen) jsem zvolil desková otopná tělesa vyráběná společností Korado a.s. [16]. V návrhu jsem použil model RADIK VKU (ventil kompakt universal), typ 22. Jedná se o desková otopná tělesa se zabudovaným vnitřním propojovacím rozvodem a regulačním ventilem (pro regulaci průtoku topného média). Toto řešení umožňuje pravé nebo levé spodní připojení otopného tělesa do otopné soustavy s nuceným oběhem.

Pro zvolená desková otopná tělesa jsem navrhl připojení do otopné soustavy prostřednictvím regulačního a uzavíracího šroubení Honeyvell Verafix-VKE [17] (přímé provedení pro připojení tělesa z podlahy).

Pro zvolená otopná tělesa jsem navrhl regulační ventily opatřit termostatickou hlavicí Honeyvell MNG thera-3 s vestavěným čidlem teploty [17]. Tyto termostatické hlavice jsou teplotně řízené proporcionální regulátory bez pomocné energie. Termostatické hlavice nebudou použity u otopných těles umístěných v místnosti číslo 002 (obývací pokoj, jídelna, kuchyň) z toho důvodu, že zde bude umístěn prostorový termostat (napojený na regulační systém zdrojové části vytápěcího systému) a termostatické hlavice u otopných těles by nepříznivě ovlivňovaly správnou činnost tohoto prostorového termostatu. Dále nebude termostatická hlavice u otopného tělesa v místnosti 003 (kotelna).

Do koupelen jsem zvolil koupelnová otopná tělesa vyráběná společností Korado a.s. V návrhu je použit model KORALUX LINEAR [16]. Koupelnová otopná tělesa jsou na otopnou soustavu připojena prostřednictvím termostatického ventilu Honeyvell (obr.3.) opatřeného termostatickou hlavicí Honeyvell MNG thera-3 s jednobodovým připojením otopného tělesa. Tento termostatický ventil plní současně funkci regulačního šroubení (když je ventil uzavřen těleso je izolováno od otopné soustavy).



Obr.3. Termostatický ventil koupelnového otopného tělesa s termostatickou hlavicí

V tab.6. jsou koupelnová otopná tělesa značena KL (model KORALUX LINEAR) první čtveřice číslic značí výšku otopného tělesa a druhá čtveřice označuje šířku otopného tělesa (rozměry v mm). Desková otopná tělesa jsou značena 22VKU (typ 22 model RADIK VKU), první číslice představuje výšku otopného tělesa (6 = 600mm) a další tři číslice představují šířku otopného tělesa (v cm).

Tabulka 6. Volba otopných těles a jejich tepelné výkony

Číslo místnosti	$\theta_{\text{int},i}$	Otopné těleso	P_{OT}
	[° C]		[W]
001	24	KL 1200.1000	483
104	24	KL 1200.1000	483
002	20	22VKU - 6070	534
		22VKU - 6070	534
		22VKU - 6070	534
		22VKU - 6070	534
003	10	22VKU - 6080	919
101	20	22VKU - 6090	686
102	20	22VKU - 6100	763
103	20	22VKU - 6070	534
105	20	22VKU - 6120	915
		22VKU - 6080	896

Příklad výpočtu výkonu otopného tělesa pro navržený teplotní spád otopné soustavy

Výrobce udávané parametry otopného tělesa 22VKU - 6070:

Teplotní exponent: $n = 1,335$

Plocha otopného tělesa: $A_T = 5,5685 \text{ m}^2$

Topný výkon otopného tělesa pro teplotu v místnosti 20° C a teplotní spád $55/45^\circ \text{ C}$:

$$P_n = 594 \text{ W}$$

Podle vztahu (10) je vypočtena normální střední teplota topné vody pro teplotní spád udávaný výrobcem:

$$\Delta\theta_n = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_{\text{int},i}}{\theta_R - \theta_{\text{int},i}}} = \frac{55 - 45}{\ln \frac{55 - 20}{45 - 20}} = 29,72 \text{ K}$$

Součinitel prostupu tepla při původním teplotním spádu podle vztahu (11):

$$U_n = \frac{P_n}{A_T \cdot \Delta\theta_n} = \frac{594}{5,5568 \cdot 29,27} = 3,5967 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Podle vztahu (10) je vypočtena účinná střední teplota topné vody pro navržený teplotní spád:

$$\Delta\theta_s = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_{\text{int},i}}{\theta_R - \theta_{\text{int},i}}} = \frac{50 - 45}{\ln \frac{50 - 20}{45 - 20}} = 27,42K$$

Součinitel prostupu tepla při navrženém teplotním spádu podle vztahu (12):

$$U = U_n \cdot \left(\frac{\Delta\theta_s}{\Delta\theta_n} \right)^{(n-1)} = 3,5967 \cdot \left(\frac{27,42}{29,72} \right)^{(1,335-1)} = 3,4938W / m^2 K$$

Topný výkon otopného tělesa pak pro navržený teplotní spád je podle vztahu (13):

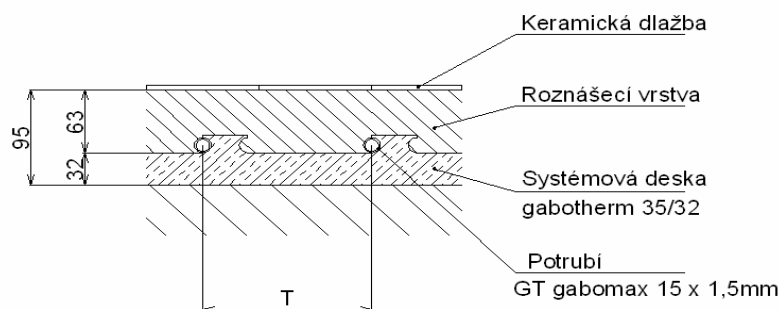
$$P_{OT} = U \cdot A_T \cdot \Delta\theta_s = 3,4958 \cdot 5,5685 \cdot 27,42 \approx 534W$$

8.1.2 Návrh podlahového vytápění

Podlahové vytápění jsem navrhl do místností, kde je předpokládán nízký tepelný odpor podlahové krytiny. V navrhovaném vytápěcím systému bylo podlahové vytápění umístěno do koupelen, do kuchyně a do vstupní haly.

Pro návrh podlahového vytápění jsem zvolil systém gabotherm® 1.2.3 s rozvaděčem podlahového vytápění [18]. Řez podlahovým vytápěním je naznačen na obr. 4. Podlahové vytápění je tvořeno polybutenovými trubkami v betonové mazanině (roznášecí vrstvě), jimiž proudí teplá voda (podle normy ČSN EN 1264 [3] se jedná o typ A) . Trubky podlahového vytápění jsou umístěny na systémové desce, která umožňuje rozmístění trubek v požadovaných roztečích. Systémová deska svými tepelně izolačními vlastnostmi rovněž zabraňuje nežádoucímu přenosu tepla směrem dolů.

Rozdělovací stanici podlahového vytápění jsem volil pro 4 okruhy podlahového vytápění typu Gabotherm GTF – VSS 4 1“. Tuto rozdělovací stanici jsem v návrhu opatřil mísící sadou GTF – FWRS 1“ [18]. Toto řešení umožňuje realizovat vytápěcí systém pouze s jednou teplotní úrovní topné vody.



Obr.4. Řez podlahovým vytápěním

V návrhu podlahového vytápění jsem zvolil topné výkony jednotlivých okruhů podlahového vytápění tak, aby podlahové vytápění (samostatně nebo v kombinaci s otopnými tělesy) pokrylo ztrátový tepelný výkon vytápěných prostorů, do kterých bylo navrženo. Stanovil jsem plochu, která je v jednotlivých vytápěných prostorech využitelná pro podlahové vytápění. Podle vztahu (14) je pak určena hustota tepelného toku. Kombinaci topných výkonů otopných těles a podlahového vytápění jsem zvolil tak, aby nebyla překročena mezní hustota tepelného toku podlahového vytápění (koupelny).

Pro navržené parametry podlahového vytápění jsem stanovil charakteristické křivky podlahového vytápění a průsečíky charakteristických křivek s mezními křivkami. Na základě charakteristických křivek a jejich průsečíků s mezními křivkami jsem volil rozteče potrubí podlahového vytápění jednotlivých okruhů podlahového vytápění. Teplotu teplotnosné látky vstupující do jednotlivých okruhů podlahového vytápění v jsem navrhl 44°C podle místnosti 104, kde je v návrhu největší hustota tepelného toku. Rozdíl teplot σ podle vztahu (15) pro místnost 104 jsem navrhl 5K. Pro podlahového vytápění podle vztahů (16) a (17) jsem určil rozdíly teplot teplotnosné látky pro jednotlivé okruhy podlahového vytápění. Z těchto hodnot jsem pak určil hmotnostní průtoky jednotlivých okruhů, které se nastaví na rozvaděči podlahového vytápění.

Tabulka 7 . Parametry podlahové krytiny a roznášecí vrstvy podlahového vytápění

Podlahová krytina	dlaždice		
Tepelný odpor podlahové krytiny	$R_{\lambda,B}$	0.05	$\text{m}^2\text{K/W}$
Součinitel tepelné vodivosti roznášecí vrstvy	λ_E	1.2	W/mK
Tloušťka vrstvy nad trubkami	s_u	48	mm

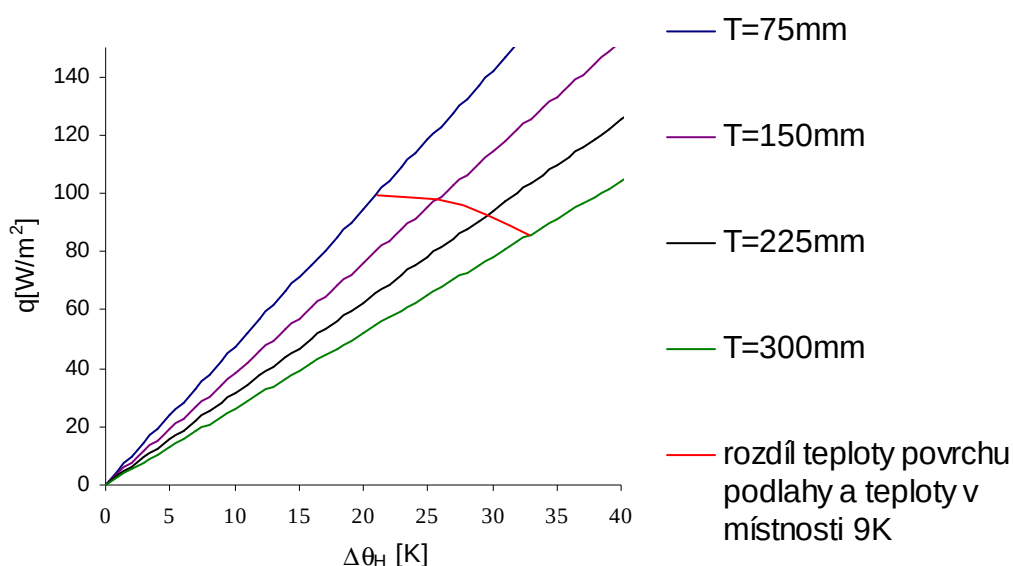
Tabulka 8. Parametry potrubí podlahového vytápění

Materiál	polybuten		
Vnější průměr trubky	d_a	15	mm
Vnitřní průměr trubky	d_i	12	mm
Tloušťka stěny trubky	s_R	1.5	mm
Vnější průměr trubky včetně povlaku	D	15	mm
Součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky	λ_R	0.22	W/mK

Tabulka 9. Navržené parametry podlahového vytápění

Číslo místnosti	Účel	$\theta_{int,i}$	$P_{p,i}$	$A_{F,i}$	q_i	T_i	$M_{H,i}$
		[°C]	[W]	[m ²]	[W/m ²]	[mm]	[kg/h]
002	Kuchyň	20	450	6.75	66.67	225	102.8
001	Koupelna a WC přízemí	24	300	3.24	92.59	75	37.3
104	Koupelna a WC patro	24	680	6.89	98.77	75	128.8
011	Vstupní hala	15	680	8.20	82.63	150	202.5

Charakteristické křivky podlahového vytápění a jejich průsečíky s mezními křivkami pro parametry podle tab.7. a tab.8. pro různé rozteče trubek podlahového vytápění jsou znázorněny na obr.5.



Obr.5. Charakteristické křivky podlahového vytápění

Příklad výpočtu charakteristické křivky podlahového vytápění pro $T=75mm$

Poznámky k výpočtu:

- podmínky platnosti vztahů jsou splněny
- dosazení do vztahů v základních jednotkách SI
- pojem charakteristická křivka je podle použité normy, jedná se o přímku.

Z příloh normy ČSN EN 12831 [3] jsem určil podle parametrů v tab.7. a tab.8. tyto hodnoty:

$$\text{Součinitel podlahové krytiny } a_B = f(\lambda_E, R_{\lambda,B}): \quad a_B = 0,764$$

$$\text{Součinitel rozteče trubek } a_T = f(R_{\lambda,B}): \quad a_T = 1,188$$

$$\text{Součinitel podlahové krytiny } a_U = f(T, R_{\lambda,B}): \quad a_U = 1,053$$

$$\text{Součinitel vnějšího průměru trubek } a_D = f(T, R_{\lambda,B}): \quad a_D = 1,021$$

$$\text{Součinitel } B_G = f(T, s_u / \lambda_E): \quad B_G = 96,3W / m^2 K$$

$$\text{Exponent } n_G = f(T, s_u / \lambda_E): \quad n_G = 0,011$$

Dále jsem vypočetl exponenty m podle vztahů (20) (21) (22) :

$$m_T = 1 - \frac{T}{0,075} = 1 - \frac{0,075}{0,075} = 0$$

$$m_u = 100 \cdot (0,045 - s_u) = 100 \cdot (0,045 - 0,048) = -0,3$$

$$m_D = 250(D - 0,020) = 250 \cdot (0,015 - 0,020) = -1,25$$

Vztah (18) jsem upravil na tvar:

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H = B \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot \Delta\theta_H$$

$$\prod_i (a_i^{m_i}) = a_B \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} a_D^{m_D} = 0,764 \cdot 1,188^0 \cdot 1,053^{-0,3} \cdot 1,021^{-1,25} = 0,7330$$

Podle vztahu (19) jsem určil převrácenou hodnotu součinitele B (hodnota $B_0 = 6,7W / m^2 K$ je dána použitou normou pro $\lambda_{R,0} = 0,35W / mK$ a $s_{R,0} = 0,002m$):

$$\begin{aligned} \frac{1}{B} &= \frac{1}{B_0} + \frac{1,1}{\pi} \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot T \cdot \left[\frac{1}{2\lambda_R} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_R} - \frac{1}{2\lambda_{R,0}} \ln \frac{d_a}{d_a - 2s_{R,0}} \right] = \\ &= \frac{1}{6,7} + \frac{1,1}{\pi} \cdot 0,7330 \cdot 0,075 \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot 0,22} \ln \frac{0,015}{0,015 - 2 \cdot 0,0015} - \frac{1}{2 \cdot 0,35} \ln \frac{0,015}{0,015 - 2 \cdot 0,002} \right] = \\ &= 0,1551 m^2 K / W \Rightarrow B = 6,4483 W / m^2 K \end{aligned}$$

Charakteristická křivka pro rozteč trubek podlahového vytápění 75mm po dosazení má tvar:

$$q = B \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot \Delta\theta_H = 6,4483 \cdot 0,7330 \cdot \Delta\theta_H = 4,7266 \cdot \Delta\theta_H \quad [W / m^2]$$

Průsečík charakteristické křivky s mezní křivkou pro rozdíl teploty povrchu o 9K větší než je teplota v místnosti je podle vztahu (24):

$$\Delta\theta_{H,G} = \left[\frac{B_G}{B \prod_i a_i^{m_i}} \right]^{\frac{1}{1-n_G}} = \left[\frac{96,3}{0,7330} \right]^{\frac{1}{1-0,011}} = 21,07 K$$

Příklad výpočtu okruhů podlahového vytápění

Příklad výpočtu okruhů podlahového vytápění pro místnosti 104 a 001 (koupelna a WC v patře, vstupní hala).

Plocha a požadovaný výkon podlahového vytápění je:

$$\text{Pro místnost 104: } A_{F,104} = 6,89 m^2 \quad P_{P,104} = 680 W$$

$$\text{Pro místnost 011: } A_{F,011} = 8,20 m^2 \quad P_{P,011} = 680 W$$

Hustoty tepelného toku v těchto místnostech jsou podle vztahu (14):

$$q_{104} = \frac{P_{P,104}}{A_{F,104}} = 98,77 W / m^2$$

$$q_{011} = \frac{P_{P,011}}{A_{F,011}} = 82,63 W / m^2$$

Zvolil jsem do těchto místností vhodnou rozteč T podle průsečíků charakteristických křivek s mezními křivkami:

$$\text{Pro místnost 104: } T_{104} = 75 mm$$

Pro místnost 011: $T_{011} = 150mm$

Z charakteristických křivek jsem pro navržené hustoty tepelného toku určil rozdíly teplot teplotnosné látky:

Pro místnost 104: $\Delta\theta_{H,104} = 20,8967K$

Pro místnost 011: $\Delta\theta_{H,011} = 21,8062K$

Protože 104 (koupelna a WC v patře) je místnost, ve které je největší hustota tepelného toku, platí projektový rozdíl teplot teplotnosné látky.

$$\Delta\theta_{H,des} = \Delta\theta_{H,104} = 20,8967K$$

Pro podlahové vytápění v místnosti 104 jsem navrhl rozdíl teplot v σ podle vztahu (15) 5K. Projektový rozdíl teplot v přívodu je pak podle vztahu (16):

$$\Delta\theta_{V,des} = \Delta\theta_{H,des} + \frac{\sigma}{2} = 20,8967 + \frac{5}{2} = 23,3967K$$

Teplotu teplotnosné látky vstupující do jednotlivých okruhů podlahového vytápění jsem navrhl $\theta_v = 44^\circ C$, aby pro vnitřní teplotu místnosti 104 ($\theta_{int,104} = 24^\circ C$) a rozdíl teplot $\sigma = \theta_v - \theta_R = 5K$ byla podle vztahu (23) dosažena hodnota projektového rozdílu teplot teplotnosné látky $\Delta\theta_{H,des} = 20,8967K$

Rozdíl teplot σ pro místnost 011 je po úpravě vztahu (17):

$$\sigma_{011} = 2 \cdot (\Delta\theta_{V,des} - \Delta\theta_{H,i}) = 2 \cdot (23,3967 - 21,8062) = 3,181K$$

Podle požadovaného výkonu podlahového vytápění a pro uvažovanou hustotu tepelného toku směrem dolů 10% hustoty tepelného toku směrem nahoru, jsem určil hmotnostní průtok okruhů podlahového vytápění:

$$M_{H,104} = 1,1 \cdot \frac{P_{P,104}}{c \cdot \sigma_{104}} \cdot 3600 = 1,1 \cdot \frac{680}{4180 \cdot 5} \cdot 3600 = 128,8kg / h$$

$$M_{H,011} = 1,1 \cdot \frac{P_{P,011}}{c \cdot \sigma_{011}} \cdot 3600 = 1,1 \cdot \frac{680}{4180 \cdot 3,181} \cdot 3600 = 202,5kg / h$$

8.2 Návrh zdrojové části vytápěcího systému

Návrh zdrojové části vytápěcího systému jsem realizoval pro tepelné čerpadlo společnosti PZP KOMPLET a.s. Zapojení zdrojové části vytápěcího systému jsem volil v souladu s projektovými zásadami této společnosti [11].

Zvolil jsem zapojení zdrojové části vytápěcího systému s elektrokotlem v akumulární nádrži vhodné pro celoroční přípravu TUV.

8.3 Dimenzování zásobníku TUV

Dimenzování zásobníku jsem provedl podle normy ČSN 06 0320 [4] pro 4 osoby (předpokládaný počet osob).

Podle použité normy, je za jeden den pro tento počet osob, energie potřebná k přípravě TUV pro umývání vaření a úklid (pro ohřev TUV z 10 na 55 °C):

$$E_{2t} = 4 \cdot 4,3 = 17,2 \text{ kWh}$$

Při ohřevu TUV dochází k tepelným ztrátám. Součinitel poměrné tepelné ztráty při ohřevu TUV jsem ve výpočtu uvažoval $z = 0,5$. Ztrátová tepelná energie při ohřevu TUV je:

$$E_{2z} = z \cdot E_{2t} = 0,5 \cdot 17,2 = 8,6 \text{ kWh}$$

Teplo dodané ohřívačem TUV během jedné periody ohřevu (během jednoho dne) je rovno teplu odebranému z ohřívače během této periody. Jeho hodnota je dána součtem energie potřebné pro přípravu TUV tepelných ztrát při ohřevu TUV:

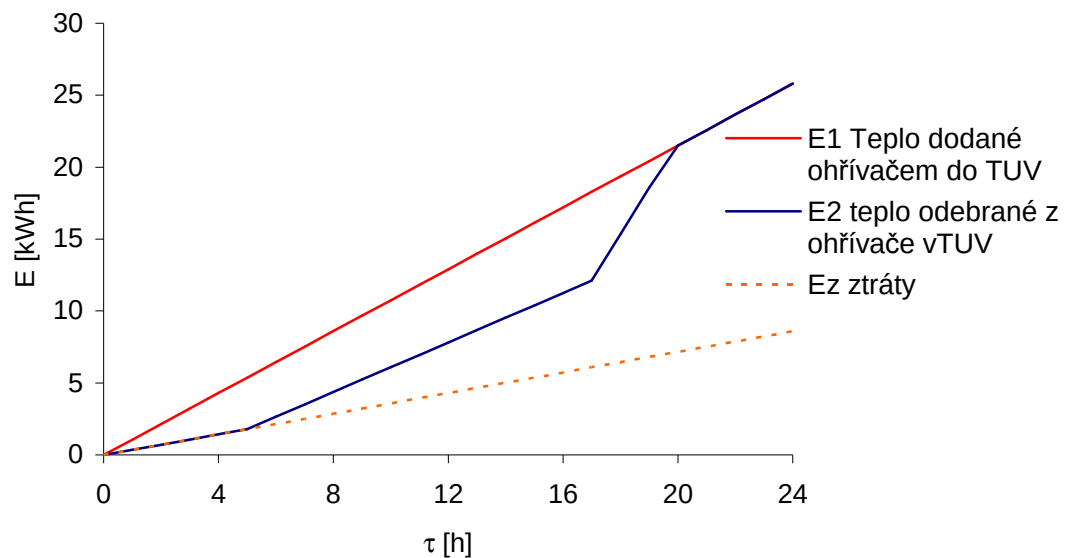
$$E_{1p} = E_{2p} = E_{2t} + E_{2z} = 17,2 + 8,6 = 25,8 \text{ kWh}$$

Jeden den jsem podle použité normy rozdělil do 4 intervalů, ve kterých jsem stanovil předpokládaný procentuální odběr TUV.

Tabulka 10 . Odběr TUV

Časový interval [h]		Odběr TUV p [%]	Potřeba energie
od	do		$(p \cdot E_{2t})/100$ [kWh]
0	5	0	0.00
5	17	35	6.02
17	20	50	8.60
20	24	15	2.58

Určil jsem křivky dodávky a odběru energie během jednoho dne obr. 6.



Obr.6. Křivky dodávky a odběru energie v zásobníku TUV během jednoho dne

Největší rozdíl mezi dodanou a odebranou energií v zásobníku TUV je v 17:00, hodnota tohoto rozdílu je $\Delta E_{\max} = 6,17 \text{ kWh}$. Objem zásobníku je odvozen od tohoto rozdílu:

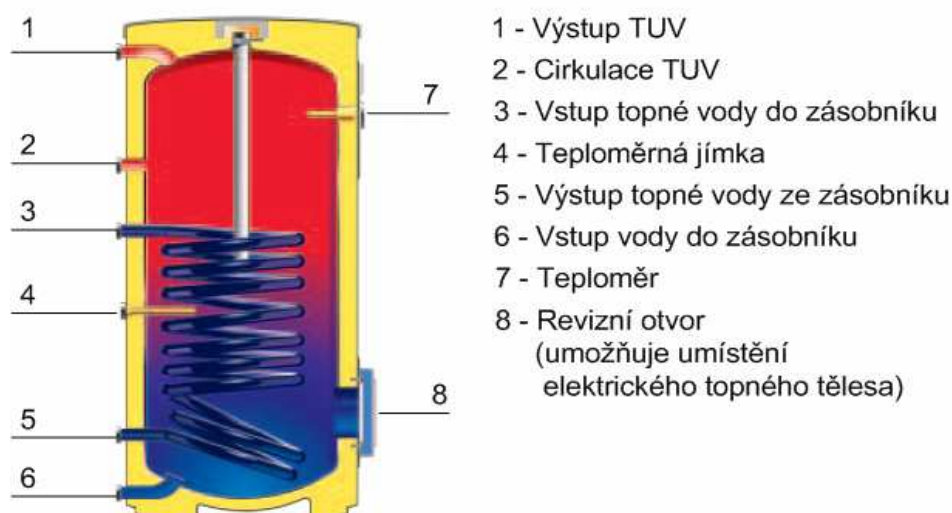
$$V_z = \frac{\Delta E_{\max}}{1,163 \cdot (\theta_{R,TUV} - \theta_{V,TUV})} = \frac{6,17}{1,163 \cdot (55 - 10)} = 0,118 \text{ m}^3$$

Jmenovitý tepelný výkon ohřevu TUV:

$$P_{TUV} = \frac{E_{1P}}{\tau_p} = \frac{25,8}{24} = 1,075 \text{ kW}$$

Volba zásobníku TUV a parametry ohřevu TUV

Na základě výpočtu jsem zvolil zásobník TUV Reflex S150 o objemu TUV 150 l s topnou vložkou (hadem) a elektrickým topným tělesem EEHR 3.0 o příkonu 3.0kW (230V) opatřeným regulátorem teploty TUV [20].



Obr.7. Zásobník TUV Reflex S150

Požadavek na přípravu TUV je obvykle (nemusí být vždy) upřednostňován před požadavkem na vytápění objektu, což je spojeno s tím, že objekt vykazuje akumulaci tepla (akumulace tepla v prvcích otopné soustavy, ve stavebních konstrukcích a akumulace tepla ve vzduchu vytápěných místností). Vzhledem k tomu jsem volil přípravu TUV jako prioritní.

Při přípravě TUV bude oběhové čerpadlo otopné soustavy odstaveno. Oběhové čerpadlo, zajišťující oběh topné vody mezi akumulační nádrží a topnou vložkou (hadem) bojleru bude v provozu. Výkon pro přípravu TUV v tomto případě je teoreticky roven plnému výkonu zdrojové části vytápěcího systému. Žádanou hodnotu teploty při přehřevu TUV v zásobníku jsem navrhnul 45 °C (reálně dosažitelná teplota s využitím TČ). Při volbě této teploty jsem vycházel z předpokladu, že navrhovaný vytápěcí systém bude disponovat nejnižším topným výkonem při teplotě bivalence (kapitola 9.1, pro zvolené TČ TCLM 8.8R teplota bivalence -3 °C, výkon TCLM 8.8R při této teplotě podle vztahů v tabulce 12. je 8.2kW). Pro výkon TČ při teplotě bivalence jsem určil rozdíl teplot topné vody na TČ úpravou ze vztahu (27) (výrobce požadovaný průtok topné vody TČ TCLM 8.8R je 25.5 l/min [11], tedy 0.42 kg/s pro teplotu topné vody v okolí 50 °C).

$$\Delta\theta = \frac{P_z}{c \cdot M} = \frac{8200}{4180 \cdot 0.42} \approx 4.7 K$$

Při teplotě topné vody na vratu do TČ 45 °C (kapitola 9.1) lze tedy dosáhnout teplotu topné vody na výstupu z TČ 49.7 °C, což je dostatečná teplotní rezerva pro předehřev TUV.

Při teplotách pod teplotou bivalence bude předehřev TUV realizován TČ a elektrokotlem. Při vyšších teplotách bude předehřev TUV realizován pouze TČ. Dohřev vody v zásobníku TUV na teplotu 55 °C jsem volil v časových intervalech od 4 do 5 hodin a od 15 do 18 hodin (tyto časové intervaly jsem navrhl s ohledem na předpokládaný zvýšený odběr TUV). Této teploty bude dosaženo s využitím elektrického topného tělesa, regulátor elektrického topného tělesa bude nastaven na teplotu 55 °C.

Teoretická doba přípravy TUV, pokud není odběr TUV, je dána vztahem (34). Doba přípravy celého objemu zvoleného zásobníku (objem zásobníku 0.15m³, ohřev TUV z teploty 10 na 45 °C) je při použití pouze TČ (pro jmenovitý tepelný výkon TČ – výkon TČ při venkovní teplotě 0 °C, použité TČ TCLM 8.8R kapitola 9.1, jmenovitý tepelný výkon TCLM 8.8R je 8.8kW [11]) podle uvedeného vztahu 40min.

Teplotu v zásobníku TUV, při které dojde ke spuštění cirkulačního čerpadla mezi akumulační nádrží a topnou vložkou zásobníku, jsem zvolil 40 °C. K vypnutí tohoto čerpadla dojde při dosažení teploty v zásobníku TUV 45 °C. Po dosazení této difference teplot (spínací difference 5K) do vztahu (34), pro výkon TČ podle předchozího odstavce, bude doba, za kterou se ohřeje voda v zásobníku TUV 6min, přičemž při relativně nízkých tepelných ztrátách v zásobníku TUV a cirkulačním okruhu TUV lze předpokládat, že doba, za kterou by voda v zásobníku TUV zchladla je podstatně delší.

$$\tau = \frac{V_z \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta\theta}{P_T} \quad (34)$$

Hmotnostní průtok topné vody vložkou zásobníku jsem stanovil podle vztahu (27) pro uvažovaný rozdíl teplot na vstupu a výstupu této vložky 10K (50 °C na vstupu a 40 °C na výstupu) pro jmenovitý tepelný výkon TČ (jmenovitý tepelný výkon TČ TCLM 8.8R [11]):

$$M = \frac{P_T}{c \cdot \Delta\theta} = \frac{8800}{4180 \cdot 10} = 0.2 \frac{kg}{s} = 12.63 \frac{kg}{h}$$

9 OPTIMÁLNÍ VOLBA ZDROJŮ

9.1 Optimální volba tepelného čerpadla

Aby použití TČ ve vytápěcím systému bylo co možná nejvíce ekonomicky výhodné, je nutné zvolit TČ o takovém výkonu, aby bylo dosaženo optimálního poměru mezi investičními a pořizovacími náklady.

Pokud by zvolené TČ mělo nízký výkon, musel by být požadovaný výkon pro vytápění a přípravu TUV hrazen z větší části doplňkovým zdrojem (elektrokotlem), což by bylo pro provoz vytápěcího systému ekonomicky nevýhodné. Naproti tomu pokud by se do vytápěcího systému zvolilo TČ s vysokým výkonem, což v krajním případě vede k monovalentnímu řešení vytápěcího systému (bez elektrokotle), byly by provozní náklady nižší než v prvním případě, ale pořizovací náklady na TČ by snížení provozních nákladů značně převýšily.

Dalším významným parametrem, který musí být při volbě TČ zohledněn, je jeho životnost. Životnost TČ bývá obvykle uvažována 10 let, přičemž při současně používaných moderních technologiích výroby komponent (zejména kompresorů) TČ může být životnost TČ i vyšší.

Volbu TČ do vytápěcího systému jsem realizoval tak, aby za předpokládanou dobu životnosti TČ bylo dosaženo maximální úspory, tedy aby součet provozních nákladů vytápěcího systému a investičních nákladů na TČ byl minimální.

Výkonové parametry TČ (tepelný výkon, elektrický příkon a topný faktor) jsou výrazně závislé na vnější teplotě a na teplotě topné vody na výstupu z TČ. Pro optimální volbu TČ jsem stanovil lineární regresí závislosti tepelného výkonu a topného faktoru na vnější teplotě pro TČ vzduch-voda TCLM vyráběná společností PZP KOMPET a.s. [11] určená pro otopné soustavy s otopnými tělesy. (Tepelné čerpadlo TCLM 18.5R představuje monovalentní řešení vytápěcího systému ve zvoleném objektu.)



Obr.8. Tepelné čerpadlo TCLM

Linearizované závislosti tepelného výkonu a topného faktoru na vnější teplotě jsou pro tato TČ uvedeny v tab.12. Základní parametry použité pro optimální volbu TČ jsou uvedeny v tab.11. [11], [23]. Tyto parametry, stejně jako jejich linearizované závislosti na vnější teplotě, se vztahují na teplotu topné vody na výstupu z TČ $\theta_v = 50^\circ\text{C}$ (s touto teplotou topné vody na vstupu pracuje navržená otopná soustava).

Tabulka 11 . Základní parametry tepelných čerpadel TCLM

$\theta_{e,n} [^\circ\text{C}]$	Typ TČ:		7.1R	8.8R	10.2R	12.6R	15.1R	18.5R
15	P_z	[kW]	9.9	12.1	14.1	17.5	20.8	25.6
	ε	[-]	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.1
7	P_z	[kW]	8.4	10.3	11.9	14.8	17.7	21.7
	ε	[-]	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
2	P_z	[kW]	7.5	9.2	10.7	13.3	15.8	19.4
	ε	[-]	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6
-7	P_z	[kW]	6	7.4	8.6	10.7	12.7	15.6
	ε	[-]	2.2	2.2	2.2	2.2	2.3	2.2
Cena TČ bez DPH [Kč]			179500	186650	217050	224950	253800	330050

Tabulka 12 . Závislosti výkonových parametrů TCLM na vnější teplotě

	$P_Z = P_Z(\theta_{e,n})$ [kW]	$\varepsilon = \varepsilon(\theta_{e,n})$ [-]
7.1R	$P_Z = 0.1772 \cdot \theta_{e,n} + 7.1968$	$\varepsilon = 0.0409 \cdot \theta_{e,n} + 2.5011$
8.8R	$P_Z = 0.2137 \cdot \theta_{e,n} + 8.8416$	$\varepsilon = 0.0451 \cdot \theta_{e,n} + 2.5081$
10.2R	$P_Z = 0.2492 \cdot \theta_{e,n} + 10.2660$	$\varepsilon = 0.0451 \cdot \theta_{e,n} + 2.5081$
12.6R	$P_Z = 0.3082 \cdot \theta_{e,n} + 12.7650$	$\varepsilon = 0.0407 \cdot \theta_{e,n} + 2.5519$
15.1R	$P_Z = 0.3684 \cdot \theta_{e,n} + 15.1840$	$\varepsilon = 0.0365 \cdot \theta_{e,n} + 2.5448$
18.5R	$P_Z = 0.4543 \cdot \theta_{e,n} + 18.6440$	$\varepsilon = 0.0409 \cdot \theta_{e,n} + 2.5011$

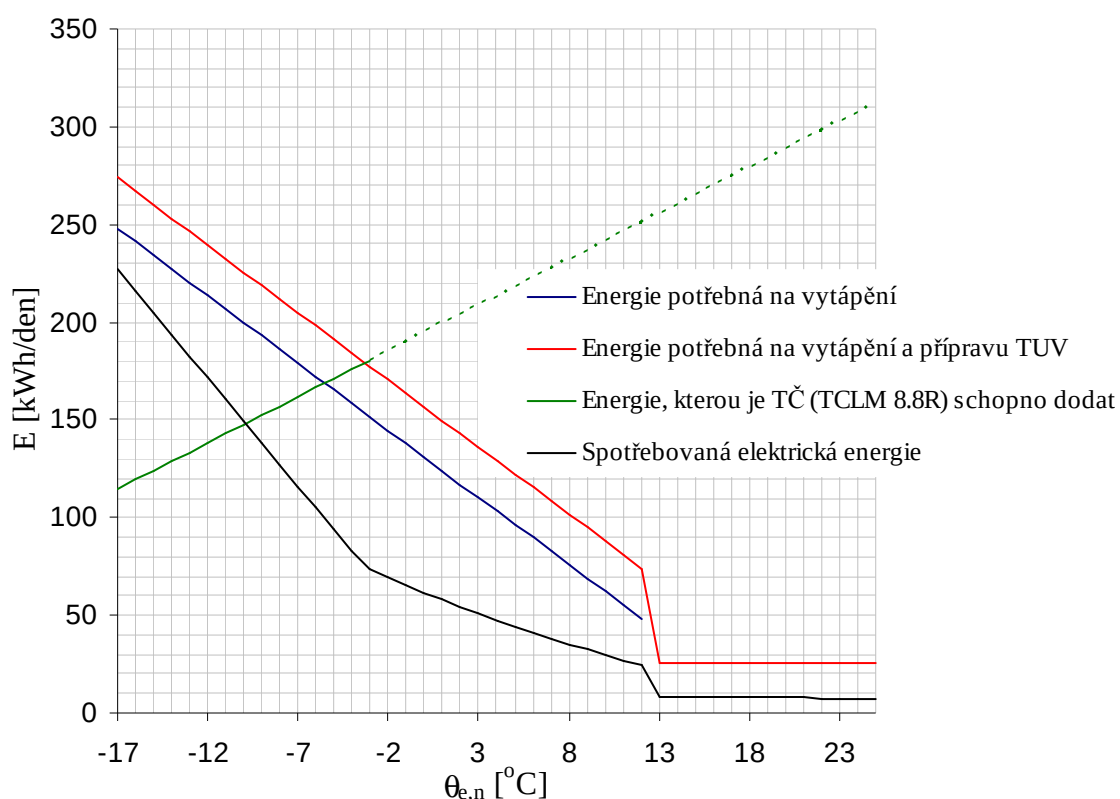
Pro optimální volbu TČ jsem vycházel z předpokladu, že v ustáleném stavu je energie potřebná pro vytápění objektu a přípravu TUV rovna energii dodané zdroji vytápěcího systému. Přičemž jsem vycházel z toho, že energie potřebná pro vytápění objektu je dána ztrátovým tepelným výkonem objektu po dobu 24 hodin denně, zatím co energie dodávaná TČ je dána jeho výkonem po dobu maximálně 22 hodin denně (dvě hodiny denně je vytápěcí systém blokován signálem HDO).

Energie potřebná pro přípravu TUV je nezávislá na vnější teplotě. Energie potřebná pro vytápění je dána ztrátovým tepelným výkonem objektu, přičemž ztrátový tepelný výkon objektu závisí na vnější teplotě a na průměrné vnitřní teplotě. Průměrná vnitřní teplota vytápěných prostor ve zvoleném objektu je $\overline{\theta_{\text{int}}} = 19^\circ\text{C}$. Závislost ztrátového tepelného výkonu objektu na vnější teplotě jsem vyjádřil vztahem (35).

$$\Phi_n = (\overline{\theta_{\text{int}}} - \theta_{e,n}) \cdot \frac{\Phi}{(\overline{\theta_{\text{int}}} - \theta_e)} \quad (35)$$

Pro daný objekt je závislost ztrátového tepelného výkonu na vnější teplotě:

$$\Phi_n = (\overline{\theta_{\text{int}}} - \theta_{e,n}) \cdot \frac{\Phi}{(\overline{\theta_{\text{int}}} - \theta_e)} = (19 - \theta_{e,n}) \cdot \frac{8,9}{[19 - (-12)]} = -0,287 \cdot \theta_{e,n} + 5,454 \quad [\text{kW}]$$

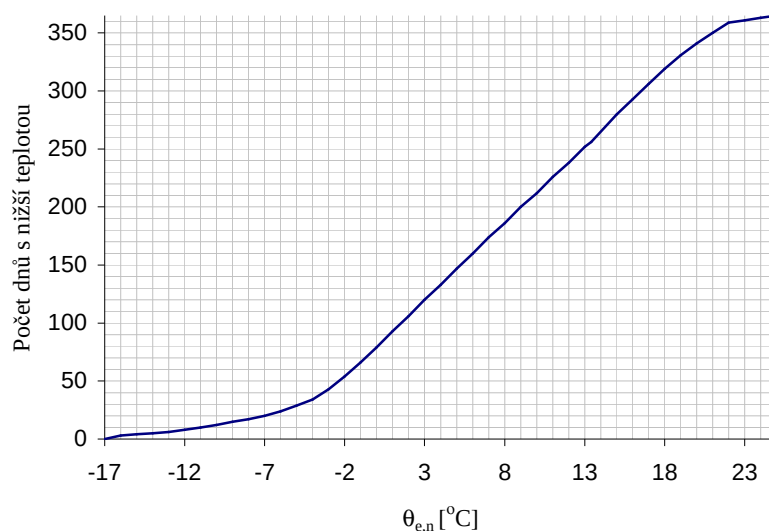


Obr.9. Energetické poměry v objektu vztažené na 1den v závislosti na vnější teplotě

Na obr. 9. je znázorněna denní spotřeba elektrické energie pro vytápění a přípravu TUV v daném objektu v závislosti na vnější teplotě při použití TČ TCLM 8.8R (toto TČ jsem zvolil pro vytápěcí systém). U tohoto TČ je od nejnižší venkovní teploty do venkovní teploty -3°C (teplota bivalence – průsečík křivky energie potřebné na vytápění a přípravu TUV a křivky energie, kterou je TČ schopno dodat) je energie potřebná na vytápění a přípravu TUV hrazena z části elektrokotlem a z části TČ. Spotřebovaná elektrická energie při vnějších teplotách z tohoto intervalu je dána součtem elektrické energie potřebné pro provoz TČ a energie hrazené elektrokotlem. Od vnější teploty -3°C je energie potřebná pro vytápění a přípravu TUV hrazena TČ a spotřebovaná elektrická energie je rovna energii potřebné na provoz TČ. V obou intervalech venkovních teplot je elektrická energie potřebná na provoz TČ, při uvažované venkovní teplotě, rovna podílu energie dodané TČ a hodnoty topného faktoru při příslušné vnější teplotě podle vztahu (1) s využitím závislosti topného faktoru na vnější teplotě udaných v tab.12. Obdobným způsobem jsem stanovil denní spotřebu elektrické energie v závislosti na vnější teplotě i pro ostatní uvažované typy TČ.

Doba trvání topné sezóny je uvažována jako počet dnů s průměrnou teplotou nižší než $13\text{ }^{\circ}\text{C}$, při vyšších teplotách je energie dodávána TČ využita pouze na přípravu TUV.

Pro určení roční spotřeby elektrické energie jsem vycházel z četnosti trvání teplot vnějšího vzduchu odpovídající lokalitě objektu ČSN 73 0542 [2] obr. 10. Tato četnost trvání teplot vnějšího vzduchu určuje počet dnů s nižší teplotou než je příslušná hodnota venkovní teploty. Z této četnosti trvání teplot jsem určil počet dnů připadajících na určitou vnější teplotu (rozdíl mezi dvěma teplotami 1K). Po vynásobení počtu dnů připadajících na určitou vnější teplotu se spotřebou elektrické energie připadající na jeden den při této vnější teplotě (obr. 9.) a následné sumaci jsem stanovil roční spotřebu elektrické energie.

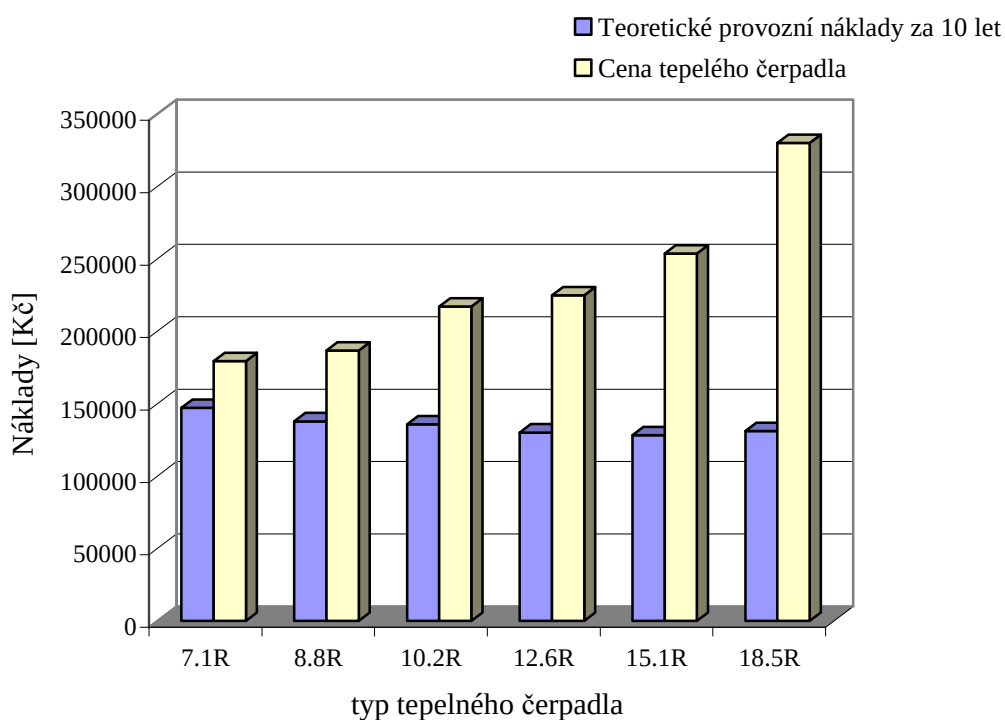


Obr.10. Četnost trvání teplot vnějšího vzduchu

Pro stanovení provozních nákladů na vytápění a přípravu TUV s TČ v daném objektu jsem vycházel z předpokladu, že cena elektrické energie v sazbě D55 pro nízký tarif 0.92Kč/kWh [19] zůstane po celou dobu životnosti TČ konstantní. Pro stanovení investičních nákladů na TČ jsem zde uvažoval pouze cenu samotného TČ, protože cena dalších potřebných komponent vytápěcího systému s TČ se pro různá TČ výrazně neliší. Výjimku by zde představovalo TČ TCLM 18.5R, kde by se investiční náklady snížily o pořizovací náklady elektrokotle, což by řádově snížilo investiční náklady na vytápěcí systém pouze o 10 tis Kč. Účinnost elektrokotle jsem uvažoval 100%. Přestože pro stanovení investičních a provozních nákladů vytápěcího systému jsem vycházel z řady zjednodušení (potřeba energie na vytápění by se snížila o tepelné zisky budovy a energie

potřebná na přípravu TUV 25.8 kWh na den stanovená v kapitole 8.3 by byla prakticky závislá na uživateli objektu), hodnoty v tab.13. jsou pro optimální volbu TČ postačující.

Srovnání investičních a provozních nákladů pro řešení vytápěcího systému v daném objektu s různými TČ je znázorněno na obr.11. Součet investičních a provozních nákladů za předpokládanou dobu životnosti TČ, ze kterého jsem vycházel pro optimální volbu TČ, je pro různá TČ uveden v tab.13. Do vytápěcího systému v daném objektu jsem zvolil TČ TCLM 8.8R.



Obr.11. Srovnání investičních a provozních nákladů pro různá TČ

Tabulka 13 . Optimální volba TČ

TČ	Spoltřeba el.energie na vytápění a přípravu TUV za rok	Provozní náklady za rok	Součet investičních a provozních nákladů za 10 let
	[MWh]	[tis Kč]	[tis Kč]
7.1R	16.01	14.7	326.8
8.8R	14.98	13.8	324.5
10.2R	14.75	13.6	352.8
12.6R	14.14	13.0	355.1
15.1R	13.94	12.8	382.0
18.5R	14.24	13.1	461.1

9.2 Volba elektrokotle

Příkon elektrokotle jsem zvolil tak, aby při nejnižší uvažované venkovní teplotě (-17 °C) za dobu 22h, pokryl rozdíl energie potřebné na vytápění a přípravu TUV a energie dodané TČ TCLM 8.8R při této venkovní teplotě podle obr. 9. Rozdíl těchto energií je 163kWh a potřebný tepelný výkon elektrokotle je 7,4kW.

Do vytápěcího systému jsem zvolil akumulční nádrž ANE 150 [21] elektrokotel bude umístěn v akumulční nádrži a bude tvořen dvěma elektrickými topnými tělesy o příkonu 2 x 4.0kW.

Umístění elektrokotle do akumulční nádrže jsem zvolil s ohledem na ekonomický provoz cirkulačních čerpadel za akumulční nádrží (samostatné elektrokotle – mimo akumulční nádrž pracují pro provoz podstatně větší přetlak). Umístění elektrokotle do akumulční nádrže je výhodné i z hlediska investičních nákladů.

Objem akumulční nádrže jsem zvolil ze sériově vyráběné řady 150 l [21]. (Pro TČ TCLM 8.8R podle vztahu (26) je potřebný objem akumulční nádrže 132 l).

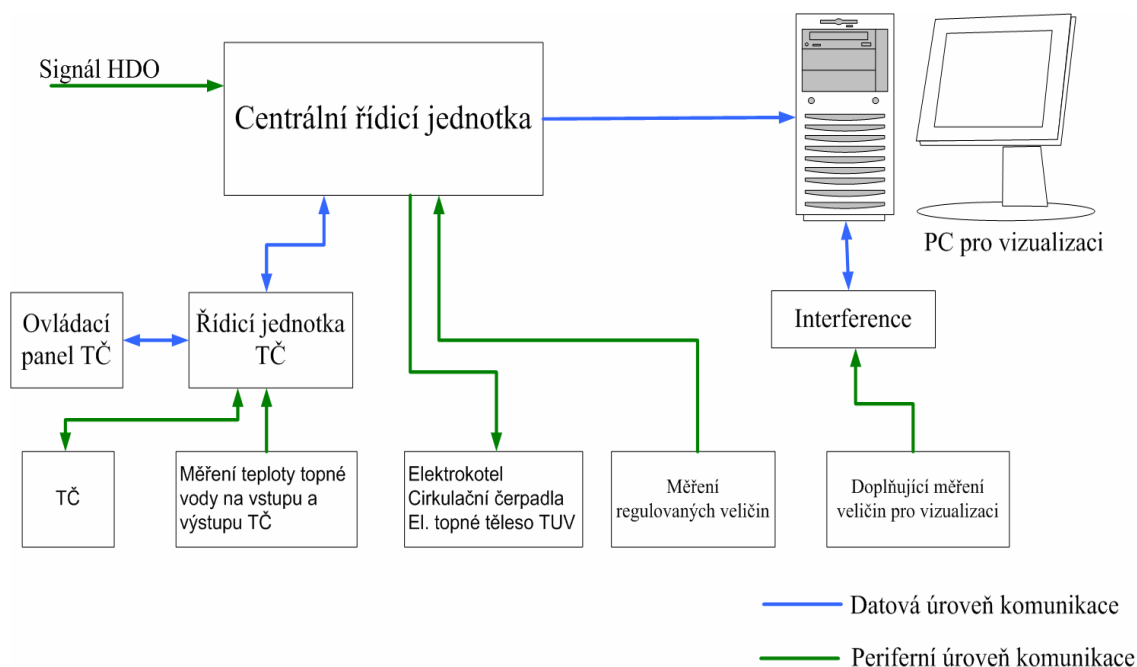


Obr.12. Akumulační nádrž s elektrokotlem

10 ŘÍZENÍ A MONITOROVÁNÍ VYTÁPĚCÍHO SYSTÉMU

Na obr. 13. jsem uvedl základní schéma, podle kterého lze realizovat proces řízení a monitorování vytápěcího systému s TČ TCLM. TČ TCLM má ve své vnitřní struktuře zabudován programovatelný mikroprocesorový regulátor MicroTC, který je vyvinut speciálně pro řízení těchto TČ [11]. Regulátor MicroTC je umístěn ve vnitřní jednotce TČ.

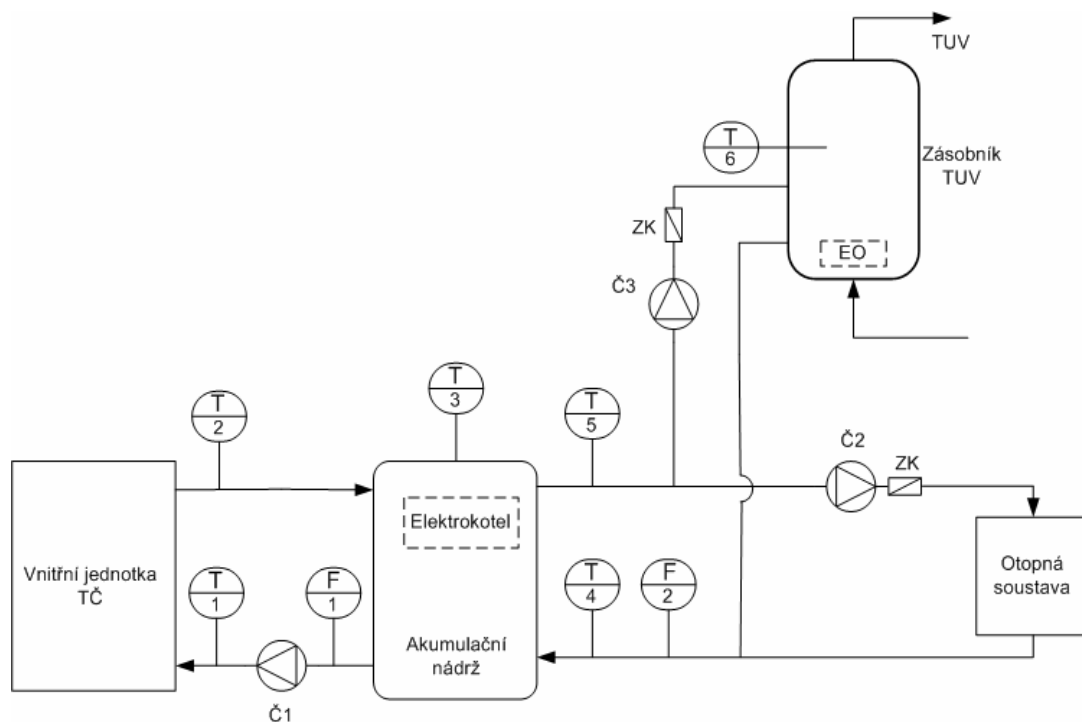
Centrální řídicí jednotku lze řešit prostřednictvím PLC (programovatelného logického automatu). Základním požadavkem na centrální řídicí jednotku je umožnění komunikace s řídicí jednotkou TČ. (U TČ TCLM je možno ve funkci centrální řídicí jednotky použít mikroprocesorový regulátor RVS, který je umístěn v nadřazeném rozvaděči OSVS. Tento regulátor však neumožňuje přímý přenos dat do PC. Nadřazené rozvaděče OSVS jsou určeny pro TČ vyráběné společností PZP Komplet a.s, tyto rozvaděče plní funkci řízení vytápěcího systému a silového rozvaděče [11]) Regulátor MikroTC obsluhuje chod TČ. Komunikuje s centrální řídicí jednotkou a prostřednictvím ovládacího panelu komunikuje s obsluhou. Sleduje základní parametry a provozní stavy vytápěcího systému s TČ a ukazuje je na displeji nebo signalizuje kontrolkami na panelu.



Obr.13. Blokové schéma řízení a monitorování navrženého vytápěcího systému s TČ

Měření veličin ve vytápěcím systému

Ve vytápěcím systému jsem navrhl měřit veličiny pro účely regulace (kapitola 10.1) a pro vizualizaci (kapitola 10.2). Rozmístění příslušných teploměrných jímek s odporovými snímači teploty a průtokoměrů ve vytápěcím systému jsem uvedl na obr. 14.



Obr.14. Měření veličin ve vytápěcím systému

Tabulka 14 . Měřené veličiny a signály pro regulaci

Pozice	Měřená veličina, či signál
	Signál HDO
	Signál z prostorového termstatu
	Venkovní teplota
T 1	Teplota topné vody na vstupu do TČ
T 2	Teplota topné vody na výstupu z TČ
T 3	Teplota topné vody v AN
T 6	Teplota v zásobníku TUV

Tabulka 15 . Měřené veličiny pro vizualizaci

Pozice	Měřená veličina, či signál
	Venkovní teplota
	Vnitřní teplota
T 1	Teplota topné vody na vstupu do TČ
T 2	Teplota topné vody na výstupu z TČ
T 3	Teplota topné vody v AN
T 4	Teplota topné vody na vstupu do AN
T 5	Teplota topné vody na výstupu z AN
T 6	Teplota v zásobníku TUV
F 1	Průtok topné vody sekundárním okruhem TČ
F 2	Průtok topné vody sekundárním na vstupu do AN
	Příkon TČ
	Příkon vytápěcího systému

10.1 Požadavky na řízení navrženého vytápěcího systému

Vytápěcí systém bude pracovat ve třech základních provozních režimech. Režim přehřevu TUV, režim vytápění, režim odtávání výparníku.

Spuštění vytápěcího systému

Aby provoz vytápěcího systému s TČ byl ekonomický, rozhodujícím kritériem pro spuštění vytápěcího systému jsem zvolil signál HDO. Vytápěcí systém nebude spuštěn, pokud je blokován signálem HDO.

Požadavek na spuštění vytápěcího systému bude odvozen od teploty v zásobníku TUV (obr 14, pozice T 6) a od teploty v referenční místnosti. Centrální řídicí jednotkou podle původu požadavku na spuštění vytápěcího systému bude zaveden režim přípravy TUV nebo režim vytápění.

Regulátorem TČ je chod TČ opožděn od požadavku na spuštění o 5min [11]. Centrální řídicí jednotka musí umožnit spuštění elektrokotle s opožděním za TČ. Tuto dobu jsem zvolil dalších 5min (příslušná oběhová čerpadla budou spuštěna současně s TČ). Tyto opožděná sepnutí zdrojů jsou z toho důvodu, aby zbytečně nedocházelo k přerušovanému chodu zdrojů. Rozdílná doba spuštění zdrojů je nutná k tomu, aby nedocházelo současným spuštěním k velkým proudovým nárazům.

Aby bylo TČ ve vytápěcím systému maximálně využito, spuštění elektrokotle bude podmíněno venkovní teplotou. Pokud bude okamžitá hodnota venkovní teploty vyšší než -2°C (teplota bivalence je -3°C podle kapitoly 9.1) bude pro vytápění, nebo pro přehřev TUV použito pouze TČ. (Teplotu -2°C jsem volil s ohledem na dostatečnou výkonovou a teplotní rezervu vytápěcího systému.)

Regulace výkonu zdrojů

V provozních režimech přípravy TUV a vytápění bude regulace výkonů TČ a elektrokotle řešena jejich přerušovaným chodem (dvoupolohová regulace s pásmem necitlivosti).

Regulátor TČ vypne TČ po dosažení teploty topné vody na vratu do TČ 45°C (obr. 14. pozice T 1). Oběhové čerpadlo sekundárního okruhu TČ (obr. 14. Č1), po dosažení této teploty na vratu do TČ, zůstane v provozu současně s příslušným čerpadlem za akumulací nádrží (obr. 14. Č2 nebo Č3, podle provozního režimu). Při poklesu teploty topné vody na vratu do TČ na hodnotu 42°C , je TČ opět spuštěno. Při volbě horní hodnoty teploty topné vody na vratu do TČ 45°C jsem vycházel z hodnoty udávané výrobcem TČ [11]. Maximální teplota na výstupu z TČ je ohraničena hodnotou 55°C [11]. Regulátor TČ musí zamezit překročení této mezní hodnoty (např. při vysokých venkovních teplotách).

Elektrokotel bude řízen centrální řídicí jednotkou podle teploty topné vody horní části akumulací nádrže (obr. 14. pozice T 4). Žádanou hodnotu této teploty jsem s ohledem na tepelné ztráty systému volil 52°C .

Oběhové čerpadlo otopné soustavy nebo oběhové čerpadlo topné vložky zásobníku (podle příslušného požadavku na vytápění) a oběhové čerpadlo sekundárního okruhu TČ budou spuštěna, nezávisle na chodu zdrojů, dokud nedojde k dosažení příslušné žádané hodnoty teploty v referenční místnosti nebo v zásobníku TUV. (Výjimku zde představuje režim odtávání výparníku, kdy je v provozu pouze oběhové čerpadlo sekundárního okruhu TČ.)

Provozní režim – příprava TUV

Tento provozní režim jsem zvolil nadřazený provoznímu režimu vytápění (kapitola 7.3). Pokud bude současný požadavek na přípravu TUV a vytápění, bude přerušen provozní režim vytápění a bude přednostně řešen provozní režim přípravy TUV. Dojde ke spuštění oběhového čerpadla topné vložky zásobníku TUV (obr. 14. Č3) a oběhové čerpadlo otopné soustavy (obr. 14. Č2) bude odstaveno. Tyto čerpadla budou vzájemně přepínána při kontinuálním provozu zdrojů.

Odvození požadavku na zavedení provozního režimu TUV v závislosti na hysterezi teplot v zásobníku TUV a způsob dohřevu vody v zásobníku jsou uvedeny v kapitole 8.3. Řízení předeřevu a spuštění dohřevu TUV v daných časových intervalech bude vykonávat centrální řídicí jednotka.

Provozní režim – vytápění

Referenční místností jsem zvolil místnost 002 (obývací pokoj v přízemí) V této místnosti dochází k největším tepelným ztrátám. Teplota v referenční místnosti bude měřena programovatelným prostorovým termostatem, ve kterém bude nastaven uživatelský program, určující žádanou hodnotu teploty v referenční místnosti (respektive její časový průběh). Signálem z prostorového termostatu bude do centrální řídicí jednotky přenášen požadavek na vytápění. Hodnota žádané teploty v referenční místnosti se bude pohybovat řádově kolem 20°C . Pro nastavení prostorového termostatu je důležité, aby při venkovních teplotách pod teplotou bivalence (-3°C) byl nastaven uživatelský režim bez výrazných teplotních útlumů.

Pro regulaci výkonů otopných těles jsem zvolil použití termostatických hlavic (kapitola 8.1.1), které budou uzavírat regulační ventily příslušných otopných těles, podle teploty ve vytápěných prostorách. Pro regulaci výkonu podlahového vytápění jsem volil vhodný rozvaděč okruhů podlahového vytápění (kapitola 8.1.2) (činnost čerpadla mísící sady v rozdělovací stanici podlahového vytápění bude umožněna pouze, bude-li v provozu oběhové čerpadlo otopné soustavy). Vzhledem k tomu, že regulace výkonů otopných těles a podlahového vytápění je realizována změnou průtoku topné vody otopnou soustavou, volil jsem oběhové čerpadlo otopné soustavy (obr. 14. Č2) s konstantní závislostí pracovní výšky (přetlaku) na průtoku [12].

Provozní režim – odtávání výparníku

Požadavek na zavedení režimu odtávání výparníku (kapitola 1.1) (výparník na obr. 14. není znázorněn) je vygenerován regulátorem TČ, odkud je přenesen do centrální řídicí jednotky (způsob, kterým dochází k vygenerování požadavku na zavedení režimu odtávání výparníku je řešen výrobcem TČ).

Režim odtávání výparníku je nadřazen provoznímu režimu přípravy TUV i provoznímu režimu vytápění z důvodu, aby nedošlo k poruše TČ. Při odtávání výparníku bude v provozu pouze oběhové čerpadlo sekundárního okruhu TČ (obr. 14.Č1).

10.2 Monitorování vytápěcího systému s TČ

Základní a v praxi nejčastěji používaný způsob monitorování vytápěcího systému je prostřednictvím panelu TČ. (Přičemž monitorované veličiny, podle údajů výrobce TČ, jsou měřeny regulačním systémem TČ a centrální řídicí jednotkou. Informace o provozní stavu je do panelu TČ přiváděna z centrální řídicí jednotky). Nadstandardním řešením monitorování vytápěcího systému je vizualizace prostřednictvím PC.

Hlavními výhodami vizualizace prostřednictvím PC je přehlednost a možnost ekonomické bilance vytápěcího systému. Další předností takto řešené vizualizace je možnost získání přehledu o vytápěcím systému i z jiných míst (například z jiné místnosti objektu, nebo s využitím internetu i na velké vzdálenosti), než je strojovna vytápěcího systému (kotelna). Pro vizualizaci vytápěcího systému lze použít běžný kancelářský počítač opatřený vhodným softwarem a technologickou kartou.

Příklad řešení vizualizace vytápěcího systému s TČ

Za předpokladu, že použitá centrální řídicí jednotka bude umožňovat přenos dat do PC, bude část měřených veličin (jedná se zejména o teploty, které jsou měřeny za účelem regulace vytápěcího systému) přiváděna do PC již v datové formě. Do PC budou z centrální řídicí jednotky přenášeny i informace o provozních stavech, a o chodu příslušných členů vytápěcího systému. Do PC budou z centrální řídicí jednotky rovněž přenášeny informace o chodu jednotlivých prvků vytápěcího systému.

Veličiny které budou měřeny ve vytápěcím systému pro účel vizualizace jsou uvedeny v tab.15.

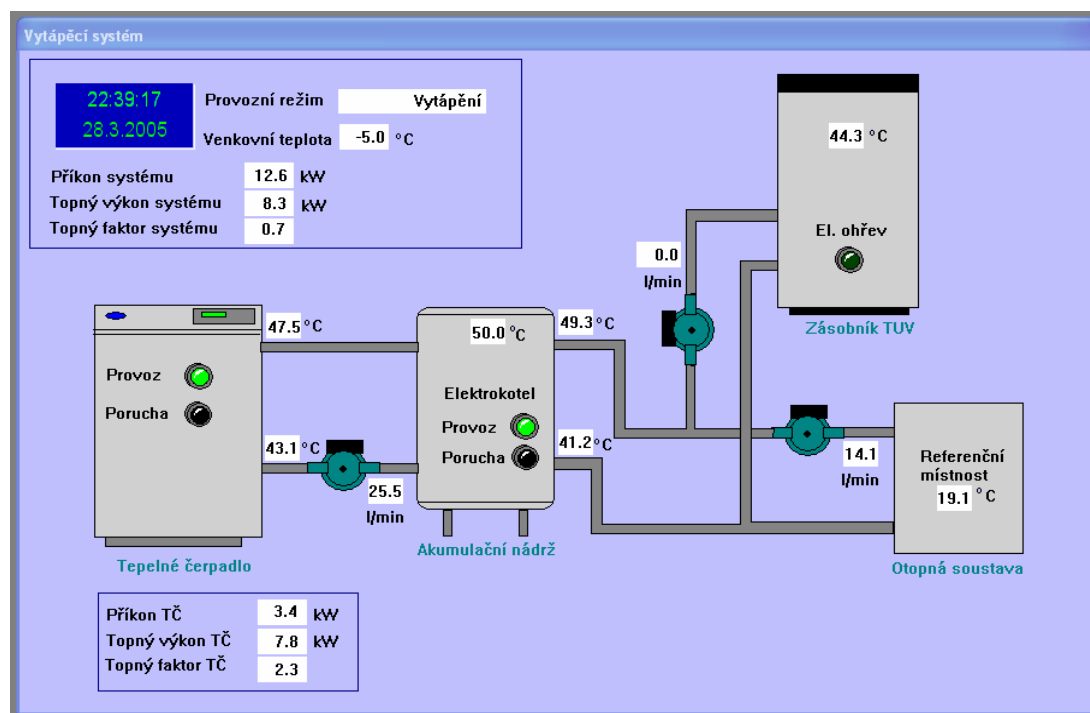
Hodnotu tepelného výkonu lze určit úpravou ze vztahu (27). Topný výkon TČ bude určen podle rozdílu teplot topné vody na vstupu a výstupu TČ (obr.14. pozice T 1, T 2) a podle průtoku topné vody TČ (obr.14. pozice F 1). Průtok topné vody TČ je konstantní, je důležité jej měřit minimálně pro seřízení na požadovanou hodnotu (pro TCLM 8.8R je průtok topné vody požadovaný výrobcem 25.5 l/s [11]). Topný výkon celého vytápěcího systému bude určen podle rozdílu teplot na vstupu a výstupu akumulční nádrže (obr.14. pozice T 5, T 4) a podle průtoku topné vody na vstupu do akumulční nádrže (obr. 14. pozice F 2). Za akumulční nádrží bude v chodu vždy pouze jedno z oběhových čerpadel (podle provozního režimu kapitola 10.1, a příslušné okruhy jsou osazeny zpětnými klapkami), proto lze měřit průtok pouze v jednom bodě. Informace o tom, která oběhová čerpadla jsou v provozu bude do PC předávána z centrální řídicí jednotky.

Z hodnoty topného výkonu na TČ a z příkonu TČ je možné podle vztahu (1) určit topný faktor TČ. Z hodnoty topného výkonu celého vytápěcího systému a z příkonu celého vytápěcího systému (příkon celého vytápěcího systému měřen na výkonovém rozvaděči) lze podle vztahu (2) určit topný faktor celého vytápěcího systému.

Takto určené hodnoty tepelného výkonu, příkonu a topného faktoru TČ a vytápěcího systému mohou být archivovány v paměti PC pro následné statistické zpracování. Což umožní stanovit např. časovou závislost výkonových a teplotních parametrů vytápěcího systému (sumace přes časové intervaly měření), nebo závislost těchto parametrů na venkovní teplotě.

Eventuální poruchy vytápěcího systému budou signalizovány po překročení mezních hodnot teplot (obr.14. pozice T 2 a T 3).

Na obr.15. je uveden příklad vizualizace vytápěcího systému s TČ.



Obr.15. Vizualizace vytápěcího systému s TČ v softwarovém prostředí InTouch

11 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ŘEŠENÍ

S ohledem na použití TČ jsem navrhl vytápěcí systém jako nízkoteplotní. Aby bylo možné použít ve vytápěcím systému tepelné čerpadlo TCLM 8.8R, které jsem zvolil pro daný objekt jako optimální (kapitola 9.1), navrhl jsem teplotní spád vytápěcího systému 50/45 °C (kapitola 7.1). Pokud by vytápěcí systém byl řešen klasickým zdrojem, např. elektrokotlem (TČ jsou nejčastěji diskutována je-li z určitých důvodů nutné využívat pro vytápění pouze elektrickou energii), bylo by možné volit teplotní spád vytápěcího systému podstatně větší (např. 75/65 °C), což by ovlivnilo řešení otopné soustavy (menší průtok topné vody otopnou soustavou, menší otopná tělesa).

Provozní režimy vytápěcího systému (provozní režim vytápění a provozní režim přípravy TUV, kapitola 10.1) jsem se navrhoval tak, aby daný objekt i při nízkých venkovních teplotách byl vždy dostatečně zásobován tepelnou energií a aby tepelné čerpadlo přinášelo co možná největší úsporu energie a tedy i nákladů na vytápění.

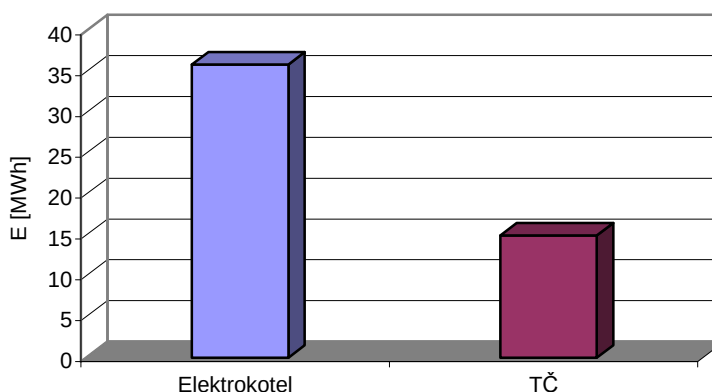
Nadřazenost provozního režimu přípravy TUV při nízkých venkovních teplotách, vzhledem ke krátkým dobám přípravy TUV, výrazně neovlivní chod vytápěcího systému (teplotní útlumy). Pokud by mělo docházet k velkým odběrům TUV, bylo by nutné pod teplotou bivalence řešit přípravu TUV pouze s využitím elektrického topného tělesa v zásobníku TUV. Výhodou navrženého způsobu přípravy TUV bude rychlá příprava TUV.

Výhodou navrženého vytápěcího systému s TČ je výrazná úspora provozních nákladů. Obdobným způsobem jako v kapitole 9.1 jsem stanovil roční spotřebu tepelné energie na vytápění a přípravu TUV v daném objektu. Na vytápění a přípravu TUV v daném objektu je za rok teoreticky potřeba 35.9MWh energie, z toho 26.5MWh na vytápění a 9.4MWh na přípravu TUV.

Při použití samotného elektrokotle je tepelná energie na vytápění a přípravu TUV hrazena pouze elektrickou energií, tedy teoretická roční spotřeba elektrické energie pro vytápění a přípravu TUV v daném objektu by byla 35.9MWh. Pokud by elektrokotel pracoval v sazbě D45 [19] (cena elektrické energie je v této sazbě v nízkém tarifu 1.02 Kč/kWh), činily by roční provozní náklady na vytápění 36600Kč. Ve vytápěcím systému s TČ je tepelná energie potřebná na vytápění a přípravu TUV z části hrazena elektrickou energií a z části energií ze zdroje NPT (venkovního vzduchu). Při použití TCLM 8.8R

v daném objektu je teoretická roční spotřeba elektrické energie na vytápění a přípravu TUV pouze 14.98 MWh, a roční provozní náklady činí v sazbě pro TČ D55 (kapitola 8.1) 13800Kč. Roční úspora provozních nákladů na elektrickou energii v navrženém vytápěcím systému s TČ je oproti řešení vytápěcího systému pouze s elektrokotlem 22800Kč.

Na obr.16. je uvedeno porovnání roční spotřeby elektrické energie navrženého vytápěcího systému s TČ TCLM 8.8R a roční spotřeby elektrické energie, pokud by vytápěcí systém byl řešen samostatným elektrokotlem.



Obr.16. Porovnání roční spotřeby elektrické energie pro TČ a elektrokotel

Základní investiční náklady (bez použití PC vizualizace) na vytápěcí systém s TČ, se výrazně liší od investičních nákladů na vytápěcí systém s klasickým zdrojem tepla (např. elektrokotlem) zejména o pořizovací cenu zdrojů. V navrženém vytápěcím systému s TČ se kromě ceny samotného TČ (TČ TCLM 8.8R jehož cena je podle aktuálního ceníku 186650Kč bez DPH [23]) investiční náklady zvýší o pořizovací cenu akumulární nádrže s elektrokotlem (řádově 20000Kč). Při porovnání investičních nákladů na pořízení zdrojů vytápěcího systému s TČ, (které v navrženém vytápěcím systému převyší cenu 250000Kč s DPH) s možnou úsporou vytápěcího systému s TČ (za předpokládanou dobu životnosti TČ 10 let) je navržený vytápěcí systém obecně na hranici ekonomické výhodnosti. TČ ve vytápěcím systému bývá ekonomicky zvýhodňováno dotací ze Státního fondu životního prostředí ČR [24](TČ TCLM splňují podmínky pro tuto dotaci. Tato dotace bývá 30% investičních nákladů a může dosáhnout až hodnoty 100000Kč). Investiční náklady na zdroje navrženého vytápěcího systému s TČ by se s využitím této dotace snížily řádově na

hodnotu 175000Kč což by při současných cenách za elektrickou energii (roční úspore nákladů na vytápění 22800Kč) znamenalo, že investice do TČ v daném objektu se vrátí přibližně za 8 let. Každý další rok provozu TČ ve vytápěcím systému přináší zisk. Přičemž investice do TČ se zvýhodní při každém vzrůstu cen energií.

ZÁVĚR

V této práci je na zvoleném rodinném domě demonstrován návrh celého vytápěcího systému s tepelným čerpadlem vzduch – voda a elektrokotlem jako bivalentním zdrojem, jeho řízení a monitorování.

Pro návrh vytápěcího systému s tepelným čerpadlem byl zvolen objekt (rodinný dům) a jeho lokalita. Pro návrh vytápěcího systému byl vypočten ztrátový tepelný výkon tohoto objektu. Na základě ztrátového tepelného výkonu byla navržena otopná soustava tak, aby bylo možné tepelné čerpadlo ve vytápěcím systému použít. Navržená otopná soustava je tvořena otopnými tělesy a podlahovým vytápěním.

Podle projekčních podkladů pro tepelná čerpadla vzduch – voda TCLM společnosti PZP Komplet a.s. bylo zvoleno zapojení zdrojové části vytápěcího systému. Pro zvolený objekt byl navržen zásobník a způsob přípravy teplé užitkové vody. Dále byl realizován návrh potrubní sítě, volba oběhových čerpadel a expanzní nádoby.

Tepelné čerpadlo TCLM bylo pro vytápěcí systém voleno tak, aby bylo dosaženo optimálního poměru mezi investičními a provozními náklady. Podle topného výkonu zvoleného tepelného čerpadla byl volen elektrokotel tak, aby byl objekt dostatečně zásobován tepelnou energií i při nízkých venkovních teplotách, kdy samotné tepelné čerpadlo nedisponuje výkonovou ani teplotní rezervou.

Byly navrženy provozní režimy vytápěcího systému s tepelným čerpadlem. Pro navržené provozní režimy byly uvedeny základní požadavky jejich řízení. Návrh provozních režimů vytápěcího systému a způsobu jejich řízení byl volen tak, aby ve vytápěcím systému bylo tepelné čerpadlo účelně využito, což vede na úsporu elektrické energie pro vytápění a tedy snížení provozních nákladů vytápěcího systému. Dále je v této práci uveden způsob, kterým lze řešit monitorování vytápěcího systému.

Základním požadavkem na navrhovaný vytápěcí systém bylo dosažení nízkých provozních nákladů při co možná nejnižších investičních nákladech. To je obecně splněno optimální volbou tepelného čerpadla a vhodným řešením provozních režimů vytápěcího systému.

Navržený vytápěcí systém by přinesl uživateli nemalou úsporu nákladů na vytápění. S využitím dotace ze Státního fondu životního prostředí ČR by se investiční náklady na zdroje navrženého vytápěcího systému s tepelným čerpadlem za dobu životnosti tepelného čerpadla uživateli navrátily ve formě úspor nákladů na vytápění.

Součástí této práce je i přiložené CD, obsahující bakalářskou práci v elektronické podobě a výkresovou dokumentaci navrženého vytápěcího systému s tepelným čerpadlem..

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ČSN EN 12831 Heating systems in buildings – Metod for calculation of design heat load
- [2] ČSN 73 0542 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí a budov
- [3] ČSN EN 1264 Podlahové vytápění – soustavy a komponenty. Část 1: Definice a značky, Část 2: Výpočet tepelného výkonu, Část 3: Projektování
- [4] ČSN 06 0320 Ohřívání užitkové vody – Navrhování a projektování
- [5] ČSN 06 0830 Zabezpečovací zařízení pro ústřední vytápění a ohřívání užitkové vody
- [6] ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění
- [7] DANIELS, K. *Technika budov*. JAGA 2003, s. 81.
- [8] CIHELKA, J. *Vytápění a větrání*. SNTL Praha 1985. Kapitola 5.2, Výpočet otopných těles, s.152 -154. Kapitola 5.4.2, Potrubní síť teplovodních otopných soustav, s. 182 - 210.
- [9] DVOŘÁK a kol. *Tepelná čerpadla*. SNTL Praha 1987. Kapitola 4.2.2, Topný faktor, s.33.
- [10] HUMM, O. *Nízkoenergetické domy*. GRADA 1999. Příprava teplé užitkové vody, s. 206.
- [11] KLAZAR. L. *Tepelná čerpadla a vytápění – technické informace PZP č.2*, [CD] (verze 2.0) 2002.
- [12] Oběhová čerpadla. *Wilo-select classic 3.0*. [CD] 2001.
- [13] *Metoda výpočtu potrubní sítě* [online]. [cit. 2004-04-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=217>>
- [14] Tabulky pro výpočet tlakových ztrát potrubí a tvarovek, Fe a Cu potrubí [online]. [cit. 2005-03-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=1&i=38>>
- [15] *Katalog domů* [online]. [cit. 2004-11-20]. Dostupný z WWW: <http://www.idea3000.cz/pdf/karina_a.pdf>

- [16] *Desková a koupelnová otopná tělesa* [online]. [cit. 2004-01-24]. Dostupný z WWW: <<http://www.korado.cz>>
- [17] *Home and Building Control Products* [online]. [cit. 2004-04-02]. Dostupný z WWW: <http://www.honeywell.cz/home/Html_h/heating.htm>
- [18] Podlahové vytápění systému Gabotherm 1.2.3 [online]. [cit. 2004-03-02]. Dostupný z WWW: <http://www.kkh.cz/download/gabotherm_123.pdf>
- [19] *Sazby elektrické energie* [online]. [cit. 2005-03-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.eru.cz>>
- [20] *Zásobníkové ohřívače* [online]. [cit. 2004-05-10]. Dostupný z WWW: <http://www.reflexcz.cz/download/tk/M_ohrivace.pdf>
- [21] *Akumulační nádrže a jejich příslušenství* [online]. [cit 2005-03-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.ohrivace.com/nadrze.html>>
- [22] *Tlakové expanzní nádoby* [online]. [cit 2005-04-30]. Dostupný z WWW: <http://www.reflexcz.cz/download/tk/A_reflex.pdf>
- [23] *Ceník PZP Komplet a.s.* [cit 2005-01-01]
- [24] Směrnice Ministerstva životního prostředí o poskytování finančních prostředků ze Státního fondu životního prostředí ČR. *Příloha II* [online]. [cit 2005-03-2]. Dostupný z WWW: <<http://www.sfzp.cz/cs/narodni-programy/dokumenty/>>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

HDO	Hromadné dálkové ovládání
NPT	Nízkopotenciální teplo
PC	Personal Computer
PLC	Programmable Logic Controller
RD	Rodinný dům
TČ	Tepelné čerpadlo
TUV	Teplá užitková voda
A_i	Podlahová plocha [m^2]
A_k	Plocha stavební konstrukce [m^2]
A_F	Podlahová otopná plocha [m^2]
A_T	Plocha otopného tělesa [m^2]
a	Parametrický faktor pro výpočet char. křivek podlahového vytápění [-]
B, B_G, B_0	Součinitelé pro výpočet podlahového vytápění [W/m^2K]
c	Měrná tepelná kapacita vody [J/kgK]
D	Vnější průměr trubky včetně povlaku [m]
d_i	Vnitřní průměr trubky [m]
d_j	Šířka části stavební konstrukce [m]
d_a	Vnější průměr trubky [m]
E	Energie [kWh]
E_E	Elektrická energie [kWh]
E_T	Tepelná energie [kWh]
$f_k, f_{\Delta\theta}$	Teplotní korekční faktor [-]
$H_{T,I}$	Měrná tepelná ztráta prostupem [W]
$H_{V,I}$	Měrná tepelná ztráta větráním [W]

h	Výška [m]
l	Délka [m]
M	Hmotnostní průtok [kg/s]
M_H	Hmotnostní průtok okruhem podlahového vytápění [kg/s]
m	Exponent pro stanovení char. křivek podlahového vytápění [-]
n	Teplotní exponent otopného tělesa [-]
n_G	Exponent pro výpočet podlahového vytápění [-]
$n_{\min}$	Intenzita výměny vzduchu [h^{-1}]
P_E	Elektrický příkon [kW]
P_{OT}	Topný výkon otopného tělesa [W]
P_P	Topný výkon okruhu podlahového vytápění [W]
P_T	Topný výkon [W]
P_Z	Topný výkon tepelného čerpadla [kW]
Δp	Tlaková ztráta [Pa]
Δp_c	Přetlak čerpadla [Pa]
Δp_h	Účinný vztlak [Pa]
q	Hustota tepelného toku [W/m^2]
R_j	Tepelný odpor části stavební konstrukce [m^2K/W]
R_{si}, R_{se}	Odpor při přestupu tepla [m^2K/W]
$R_{\lambda,B}$	Tepelný odpor podlahové krytiny [m^2K/W]
R_m	Měrná tlaková ztráta na jednotku délky [Pa/m]
s_R	Tloušťka stěny trubky [m]
s_u	Tloušťka stěny nad trubkami [m]
T	Rozteč trubek podlahového vytápění [m]
U	Součinitel prostupu tepla [W/m^2K]

u	Poměrný součinitel účinného vztlaku [-]
V	Objem vody ve vytápěcím systému [m^3]
V_A	Objem akumulární nádoby [l]
V_E	Objem expanzní nádoby [m^3]
V_z	Objem zásobníku teplé užitkové vody [m^3]
w	Rychlost proudění [m/s]
Z	Tlaková ztráta místními odpory [Pa]
ε	Topný faktor [-]
θ_e	Venkovní výpočtová teplota [$^{\circ}\text{C}$]
$\theta_{\text{int},i}$	Vnitřní výpočtová teplota [$^{\circ}\text{C}$]
$\theta_{e,n}$	Venkovní teplota [$^{\circ}\text{C}$]
$\overline{\theta_{\text{int}}}$	Průměrná vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$]
θ_v	Vratná teplota teplotonosné látky [$^{\circ}\text{C}$]
θ_R	Přívodní teplota teplotonosné látky [$^{\circ}\text{C}$]
$\Delta\theta$	Rozdíl přívodní a vratné teploty teplotonosné látky [K]
$\Delta\theta_n$	Normální střední teplota teplotonosné látky [K]
$\Delta\theta_H$	Rozdíl teplot teplotonosné látky podlahového vytápění [K]
$\Delta\theta_{H,des}$	Projektový rozdíl teplot teplotonosné látky podlahového vytápění [K]
$\Delta\theta_{H,G}$	Mezní rozdíl teplot teplotonosné látky podlahového vytápění [K]
$\Delta\theta_{V,des}$	Projektový rozdíl teplot teplotonosné látky v přívodu podlahového vytápění [K]
λ	Součinitel prostupu tepla [W/mK]
λ_T	Součinitel tření v potrubí [-]
$\Delta\nu$	Poměrné zvětšení objemu vody [-]

ξ	Součinitel místního odporu v potrubí [-]
ρ	Hustota [kg/m ³]
σ	Rozdíl přívodní a vratné teploty okruhu podlahového vytápění [K]
τ	Čas [s]
Φ_i	Ztrátový tepelný výkon [W]
$\Phi_{T,i}$	Ztrátový tepelný výkon prostupem [W]
$\Phi_{V,i}$	Ztrátový tepelný výkon větráním [W]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr.1.	Obecný princip funkce tepelného čerpadla.....	10
Obr.2.	Svislá obvodová konstrukce	32
Obr.3.	Termostatický ventil koupelnového otopného tělesa s termostatickou hlavicí ...	35
Obr.4.	Řez podlahovým vytápěním	38
Obr.5.	Charakteristické křivky podlahového vytápění	39
Obr.6.	Křivky dodávky o odběru energie v zásobníku TUV během jednoho dne.....	44
Obr.7.	Zásobník TUV Reflex S150	45
Obr.8.	Tepelné čerpadlo TCLM.....	48
Obr.9.	Energetické poměry v objektu vztažené na 1den v závislosti na vnější teplotě ..	50
Obr.10.	Četnost trvání teplot vnějšího vzduchu	51
Obr.11.	Srovnání investičních a provozních nákladů pro různá TČ	52
Obr.12.	Akumulační nádrž s elektrokotlem	54
Obr.13.	Blokové schéma řízení a monitorování navrženého vytápěcího systému s TČ ..	55
Obr.14.	Měření veličin ve vytápěcím systému	56
Obr.15.	Vizualizace vytápěcího systému s TČ v softwarovém prostředí InTouch	62
Obr.16.	Porovnání roční spotřeby elektrické energie pro TČ a elektrokotel	64

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 .	Specifikace objektu a parametrů užívání	28
Tabulka 2 .	Popis jednotlivých místností objektu.....	29
Tabulka 3 .	Součinitelé prostupu tepla oken a dveří.....	31
Tabulka 4 .	Vypočtené hodnoty součinitelů prostupu tepla stavebních konstrukcí	31
Tabulka 5 .	Výpočet ztrátového tepelného výkonu vytápěných prostor.....	33
Tabulka 6 .	Volba otopných těles a jejich tepelné výkony	36
Tabulka 7 .	Parametry podlahové krytiny a roznášecí vrstvy podlahového vytápění	38
Tabulka 8 .	Parametry potrubí podlahového vytápění.....	39
Tabulka 9 .	Navržené parametry podlahového vytápění	39
Tabulka 10 .	Odběr TUV	43
Tabulka 11 .	Základní parametry tepelných čerpadel TCLM.....	48
Tabulka 12 .	Závislosti výkonových parametrů TCLM na vnější teplotě	49
Tabulka 13 .	Optimální volba TČ	53
Tabulka 14 .	Měřené veličiny a signály pro regulaci.....	56
Tabulka 15 .	Měřené veličiny pro vizualizaci.....	57
Tabulka 16 .	Podlaha na terénu – P01.....	77
Tabulka 17 .	Podlaha na terénu podlahové vytápění – P02	77
Tabulka 18 .	Podlaha v patře – P03	77
Tabulka 19 .	Podlaha v patře nad exteriérem – P04	78
Tabulka 20 .	Svislá obvodová konstrukce 450mm – SO01	78
Tabulka 21 .	Svislá konstrukce 300mm (nosné zdivo) – SO02	78
Tabulka 22 .	Svislá konstrukce 115mm (příčka) – SO03	78
Tabulka 23 .	Svislá konstrukce v ložnici oddělující půdní prostor – SO04.....	79
Tabulka 24 .	Střešní konstrukce – ST01	79
Tabulka 25 .	Stropní konstrukce kotelna – ST02.....	79
Tabulka 26 .	Stropní konstrukce v patře – ST03	79
Tabulka 27 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Koupelna a WC (přízemí)	80
Tabulka 28 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Vstupní hala, schodiště, předsíň v patře.....	80
Tabulka 29 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Obývací pokoj, jídelna, kuchyň	80
Tabulka 30 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Kotelna	81
Tabulka 31 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Dětský pokoj	81
Tabulka 32 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Pracovna.....	81
Tabulka 33 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Obývací pokoj (patro)	82
Tabulka 34 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Koupelna a WC (patro)	82
Tabulka 35 .	Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Ložnice, šatna.....	82
Tabulka 36 .	Ztrátový tepelný výkon prostupem tepla	83
Tabulka 37 .	Ztrátový tepelný výkon větráním.....	83

SEZNAM PŘÍLOH

P I :	Složení stavebních konstrukcí a výpočet součinitelů prostupu tepla.....	77
P II :	Výpočet koeficientů ztrátového tepelného výkonu prostupem $H_{T,I}$ a větráním $H_{V,I}$	80
P III :	Výpočet tepelného ztrátového výkonu vytápěných prostor prostupem a větráním.	83
P IV :	Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, půdorys přízemí.....	84
P V :	Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, půdorys patro.....	85
P VI :	Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, řez A – A	86
P VII :	Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, řez B – B.....	87
P VIII:	Schéma ústředního vytápění (výkres AutoCAD, přiložené CD)	
P IX:	Půdorys ústředního vytápění RD - přízemí (výkres AutoCAD, přiložené CD)	
P X:	Půdorys ústředního vytápění RD - patro (výkres AutoCAD, přiložené CD)	

P I : Složení stavebních konstrukcí a výpočet součinitelů prostupu tepla

Tabulka 16 . Podlaha na terénu – P01

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Potěr cementový	0.086	0.96	0.09	0.32
Pěnový polystyren	0.060	0.044	1.33	
Hydroizolace	0.005	0.21	0.02	
Železobeton	0.150	1.43	0.10	
Štěrka	0.200	0.65	0.31	
Tepelný odpor zeminy			1.11	
R_{si} tepelný tok shora dolů			0.167	
Celkem:	0.50		2.97	

Tabulka 17 . Podlaha na terénu podlahové vytápění – P02

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Potěr cementový podlah. vytápění	0.063	1.2	0.05	0.25
Pěnový polystyren	0.032	0.044	0.71	
Polyuretan tuhý	0.051	0.032	1.55	
Hydroizolace	0.005	0.21	0.02	
Železobeton	0.150	1.43	0.10	
Štěrka	0.200	0.65	0.31	
Tepelný odpor zeminy			1.11	
R_{si} tepelný tok shora dolů			0.167	
Celkem:	0.50		3.85	

Tabulka 18 . Podlaha v patře – P03

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Potěr cementový	0.055	0.96	0.06	0.70
Pěnový polystyren	0.040	0.044	0.89	
Železobeton	0.200	1.43	0.14	
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	
R_{si} tepelný tok shora dolů			0.167	
R_{se} vnitřní povrch tepelný tok shora dolů			0.167	
Celkem:	0.31		1.27	

Tabulka 19 . Podlaha v patře nad exteriérem – P04

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Potěr cementový	0.055	0.96	0.06	0.33
Pěnový polystyren	0.040	0.044	0.89	
Železobeton	0.200	1.43	0.14	
Pěnový polystyren	0.080	0.044	1.78	
Omítka vápenocementová	0.015	0.99	0.02	
R_{si} tepelný tok shora dolů			0.167	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.39		3.05	

Tabulka 20 . Svislá obvodová konstrukce 450mm – SO01

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	0.32
Zdivo Porotherm 44	0.440	0.15	2.91	
Omítka vápenocementová	0.015	0.99	0.02	
R_{si} horizontální tepelný tok			0.125	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.47		3.07	

Tabulka 21 . Svislá konstrukce 300mm (nosné zdivo) – SO02

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	1.01
Zdivo Porotherm 30	0.300	0.42	0.71	
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	
R_{si} horizontální tepelný tok			0.125	
R_{se} vnitřní povrch horizontální tepelný tok			0.125	
Celkem:	0.33		0.99	

Tabulka 22 . Svislá konstrukce 115mm (příčka) – SO03

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	1.83
Zdivo Porotherm příčka	0.115	0.44	0.26	
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	
R_{si} horizontální tepelný tok			0.125	
R_{se} vnitřní povrch horizontální tepelný tok			0.125	
Celkem:	0.15		0.55	

Tabulka 23 . Svislá konstrukce v ložnici oddělující půdní prostor – SO04

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Tepelná izol. Rockwool Rockmin	0.160	0.037	4.21	0.23
Parozábrana Delta Reflex	0.001	0.21	0.00	
Sádrokarton	0.013	0.22	0.06	
R_{si} horizontální tepelný tok			0.125	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.17		4.44	

Tabulka 24 . Střešní konstrukce – ST01

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Rockwool Rockmin	0.160	0.037	4.21	0.23
Delta Reflex	0.001	0.21	0.00	
Sádrokarton	0.013	0.22	0.06	
R_{si} tok zdola nahoru			0.125	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.17		4.40	

Tabulka 25 . Stropní konstrukce kotelna – ST02

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Rockwool Rockmin	0.160	0.037	4.21	0.32
Delta Reflex	0.001	0.21	0.00	
Železobeton	0.200	1.43	0.14	
Omítka vápenná	0.015	0.87	0.02	
R_{si} tok zdola nahoru			0.125	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.38		4.50	

Tabulka 26 . Stropní konstrukce v patře – ST03

Materiál	d_i	λ_i	R_i	U_k
	[m]	[W/mK]	[m ² .K/W]	[W/m ² K]
Rockwool Rockmin	0.160	0.037	4.21	0.23
Delta Reflex	0.001	0.21	0.00	
Sádrokarton	0.013	0.22	0.06	
R_{si} tok zdola nahoru			0.125	
R_{se} vnější povrch			0.043	
Celkem:	0.17		4.40	

P II : Vypočet koeficientů ztrátového tepelného výkonu prostupem $H_{T,I}$ a větráním $H_{V,I}$

Tabulka 27 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Koupelna a WC (přízemí)

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
PO02	0.42	6.25	0.25	0.65
SO01	1.40	14.40	0.32	6.47
OK01	1.00	0.60	1.60	0.96
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	8.09
V_i	[m ³]	10.8		
n_{min}	[h ⁻¹]	1.5		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$			[W/K]	5.51

Tabulka 28 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Vstupní hala, schodiště, předsín v patře

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
PO02	0.42	10.34	0.25	1.08
PO01	0.42	5.50	0.32	0.74
SO01	1.40	12.47	0.32	5.60
ST03	1.26	5.52	0.23	1.57
ST01	1.40	3.58	0.23	1.13
DV01	1.00	1.80	1.80	3.24
OK01	1.00	1.05	1.60	1.68
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	15.3
V_i	[m ³]	56.07		
n_{min}	[h ⁻¹]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$			[W/K]	9.53

Tabulka 29 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Obývací pokoj, jídelna, kuchyň

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
PO02	0.42	11.20	0.25	1.17
PO01	0.42	27.72	0.32	3.71
SO01	1.40	48.81	0.32	21.94
SO02	1.12	13.65	1.01	15.37
DV03	1.00	1.80	1.60	2.88
OK01	1.00	6.24	1.60	9.98
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	55.99
V_i	[m ³]	96.53		
n_{min}	[h ⁻¹]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$			[W/K]	16.41

Tabulka 30 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Kotelna

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
PO01	0.42	11.07	0.32	1.48
ST02	1.12	1.39	0.22	0.35
SO01	1.40	15.96	0.32	7.17
SO03	1.12	7.44	1.83	15.28
ST01	1.40	12.30	0.23	3.88
DV02	1.00	1.60	2.30	3.68
DV04	1.12	1.20	2.50	3.36
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	35.36
V_i	[m ³]	20.92		
n_{min}	[h ⁻¹]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$		[W/K]	3.56	

Tabulka 31 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Dětský pokoj

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
SO01	1.40	12.87	0.32	5.78
ST03	1.26	6.42	0.23	1.82
ST01	1.40	6.31	0.23	1.99
DV03	1.00	1.80	1.60	2.88
OK01	1.00	1.32	1.60	2.11
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	14.58
V_i	[m ³]	23.72		
n_{min}	[h ⁻¹]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$		[W/K]	4.03	

Tabulka 32 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Pracovna

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m ²]	[W/ m ² K]	[W/ K]
SO01	1.40	13.66	0.32	6.14
ST03	1.26	9.07	0.23	2.57
ST01	1.40	10.39	0.23	3.27
DV03	1.00	1.80	1.60	2.88
OK01	1.00	1.32	1.60	2.11
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	16.97
V_i	[m ³]	32.76		
n_{min}	[h ⁻¹]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$		[W/K]	5.57	

Tabulka 33 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Obývací pokoj (patro)

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m^2]	[W/ m^2K]	[W/ K]
SO01	1.40	3.39	0.32	1.52
ST03	1.26	8.03	0.23	2.28
ST01	1.40	7.23	0.23	2.28
OK01	1.00	1.32	1.60	2.11
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	8.18
V_i	[m^3]	28.96		
n_{min}	[h^{-1}]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$	[W/K]	4.92		

Tabulka 34 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Koupelna a WC (patro)

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m^2]	[W/ m^2K]	[W/ K]
SO01	1.40	8.58	0.32	3.86
ST03	1.26	5.75	0.23	1.63
ST01	1.40	6.58	0.23	2.07
OK01	1.00	0.52	1.60	0.83
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	8.39
V_i	[m^3]	19.77		
n_{min}	[h^{-1}]	1.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$	[W/K]	10.08		

Tabulka 35 . Koeficienty $H_{T,I}$ a $H_{V,I}$ – Ložnice, šatna

Kód konstrukce	f_k	A_k	U_k	$f_k A_k U_k$
	[-]	[m^2]	[W/ m^2K]	[W/ K]
PO04	1.40	6.83	0.33	3.14
PO03	1.12	18.89	0.70	14.73
SO01	1.40	14.65	0.32	6.59
SO04	1.26	3.76	0.23	1.07
ST03	1.26	7.04	0.23	2.00
ST01	1.40	22.46	0.23	7.08
DV03	1.00	1.80	1.60	2.88
OK01	1.00	0.76	1.60	1.22
$H_{T,I} = \sum_k f_k A_k U_k$			[W/K]	38.69
V_i	[m^3]	42.61		
n_{min}	[h^{-1}]	0.50		
$H_{V,I} = 0,34 V_i n_{min}$	[W/K]	7.24		

P III : Výpočet tepelného ztrátového výkonu vytápěných prostor prostupem a větráním

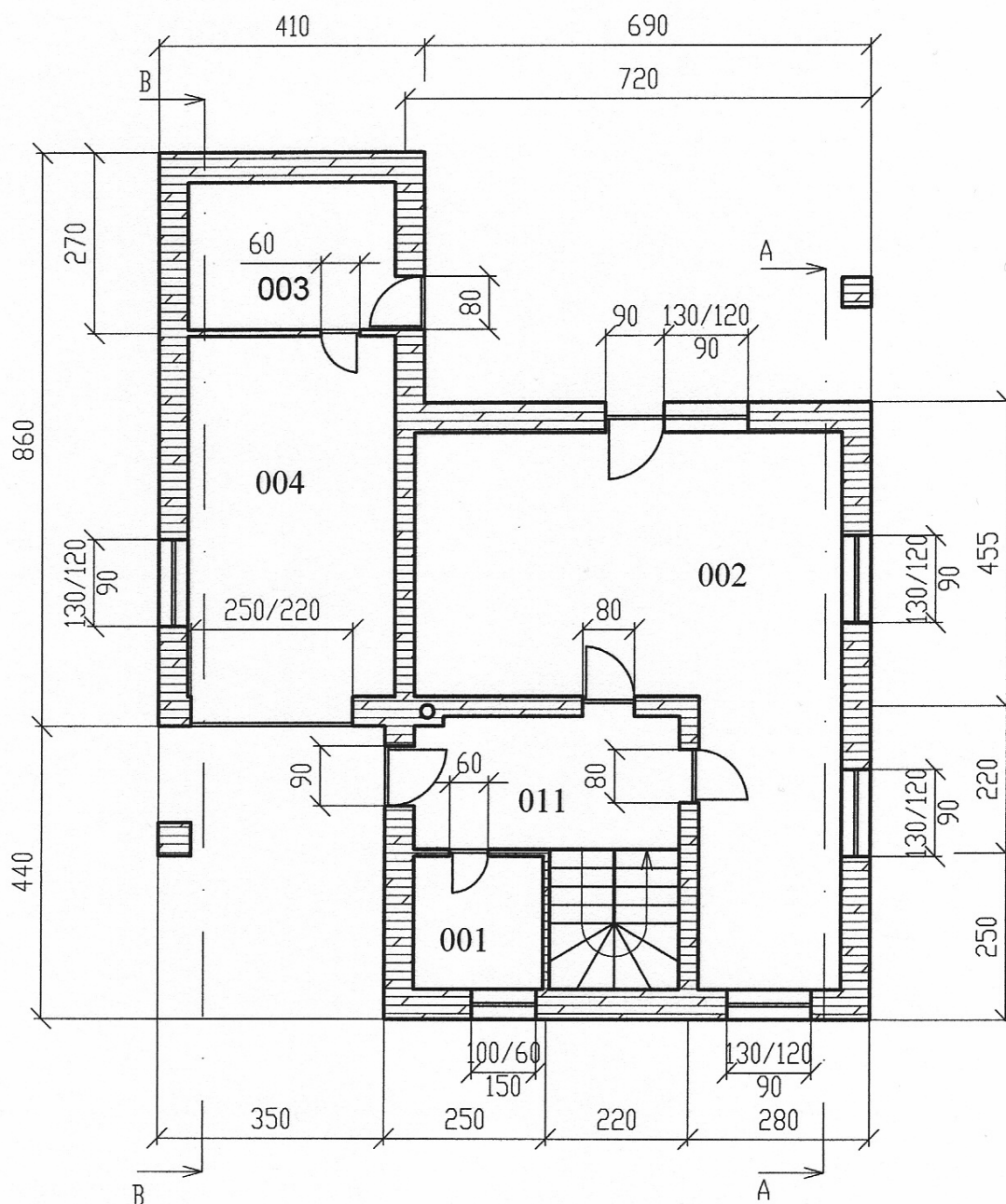
Tabulka 36 . Ztrátový tepelný výkon prostupem tepla

Číslo	Účel místnosti	$\theta_{\text{int},i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$
		[K]	[W/K]	[W]
001	Koupelna a WC (přízemí)	36	8.09	291.07
011	Vstupní hala, schodiště, předsíň	27	15.03	405.92
002	Obývací pokoj, jídelna, kuchyň	32	55.99	1791.66
003	Kotelna	22	35.36	777.98
101	Dětský pokoj	32	14.58	466.49
102	Pracovna	32	16.97	543.08
103	Obývací pokoj (v patře)	32	8.18	261.91
104	Koupelna a WC (patře)	36	8.39	301.93
105	Ložnice, šatna	32	38.69	1238.13

Tabulka 37 . Ztrátový tepelný výkon větráním

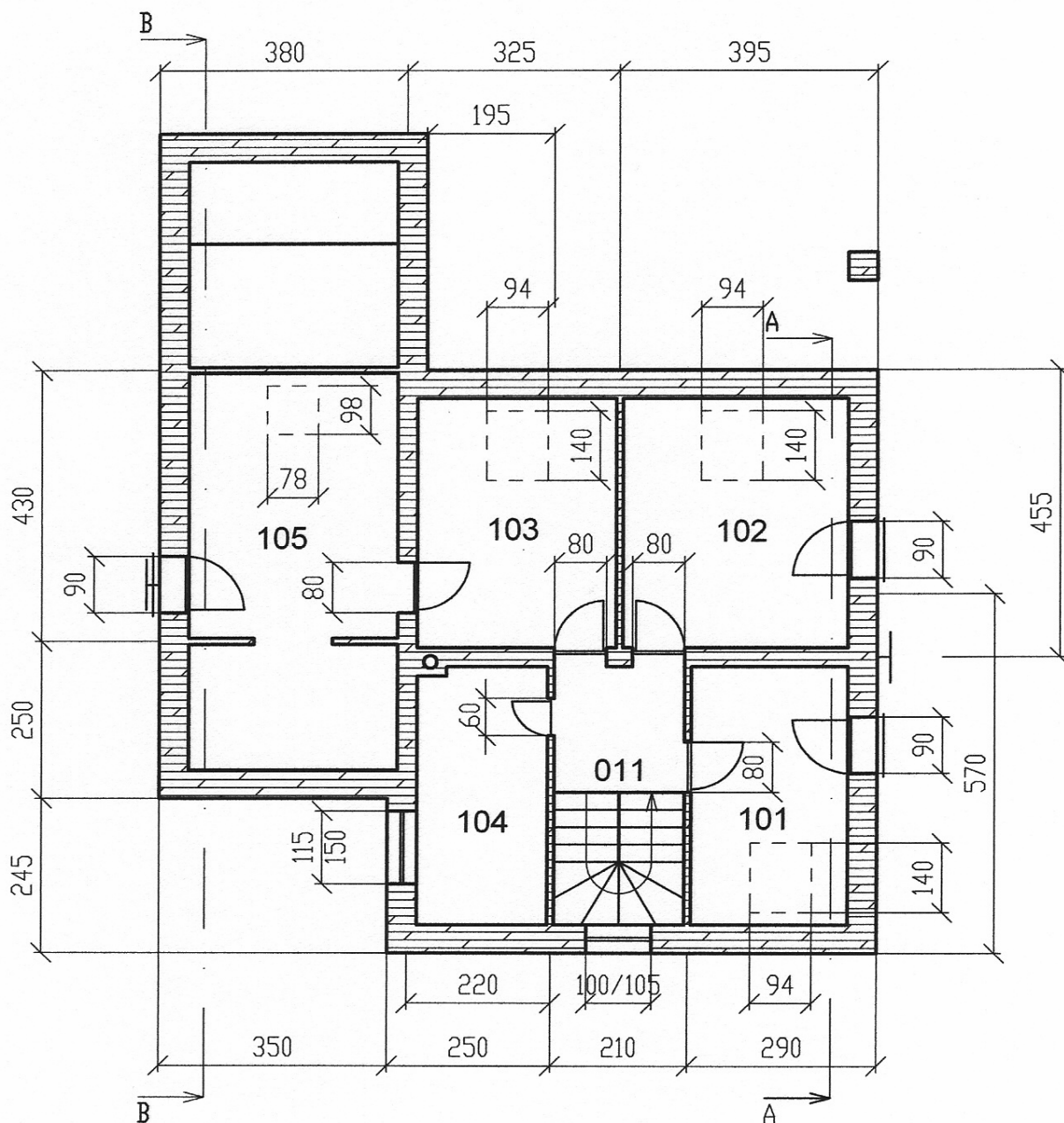
Číslo	Účel místnosti	$\theta_{\text{int},i} - \theta_e$	$H_{V,i}$	$\Phi_{V,i}$
		[K]	[W/K]	[W]
001	Koupelna a WC (přízemí)	36.00	5.51	198.29
011	Vstupní hala, schodiště, předsíň	27.00	9.53	257.36
002	Obývací pokoj, jídelna, kuchyň	32.00	16.41	525.10
003	Kotelna	22.00	3.56	78.24
101	Dětský pokoj	32.00	4.03	129.04
102	Pracovna	32.00	5.57	178.19
103	Obývací pokoj (v patře)	32.00	4.92	157.53
104	Koupelna a WC (patře)	36.00	10.08	362.96
105	Ložnice, šatna	32.00	7.24	231.80

P IV : Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, půdorys přízemí



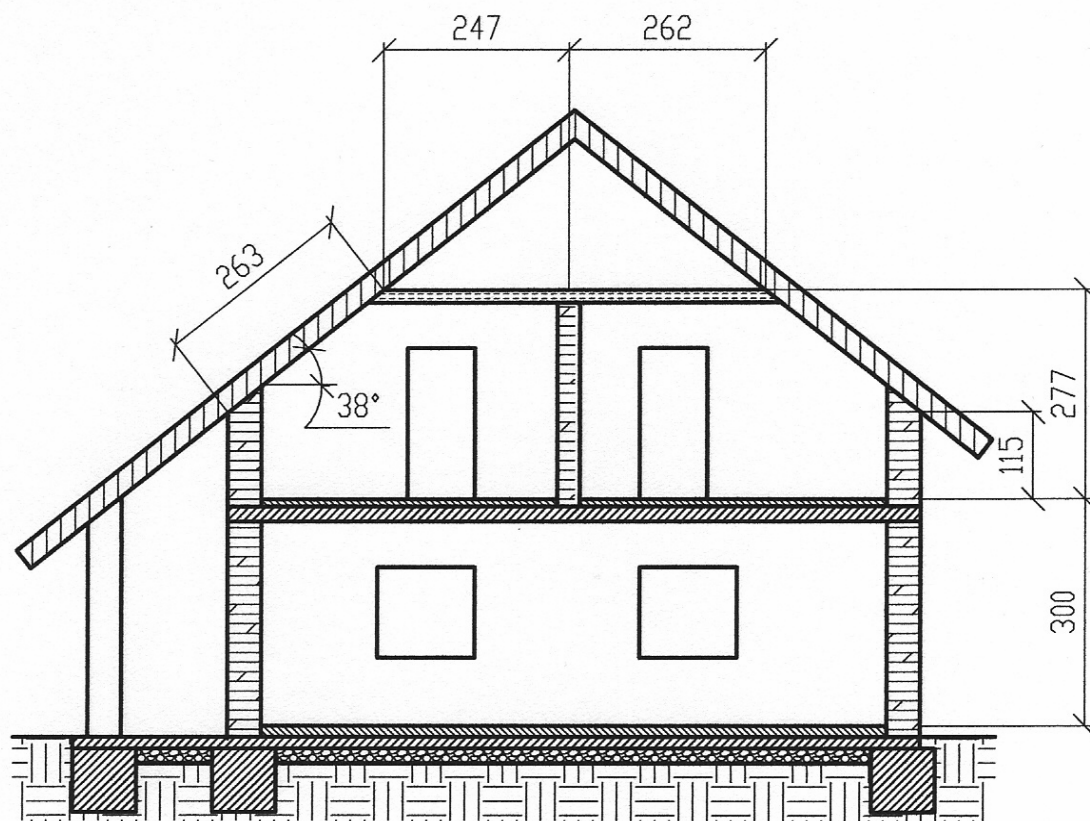
Informativní výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD			
001	Koupelna + WC	Měřítka	1:100
002	Obývací pokoj, jídelna, kuchyň		
003	Kotelna		
004	Garáž		
011	Vstupní hala, schodiště		
Název výkresu:		Číslo výkresu:	
Půdorys přízemí		01	

P V : Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, půdorys patra



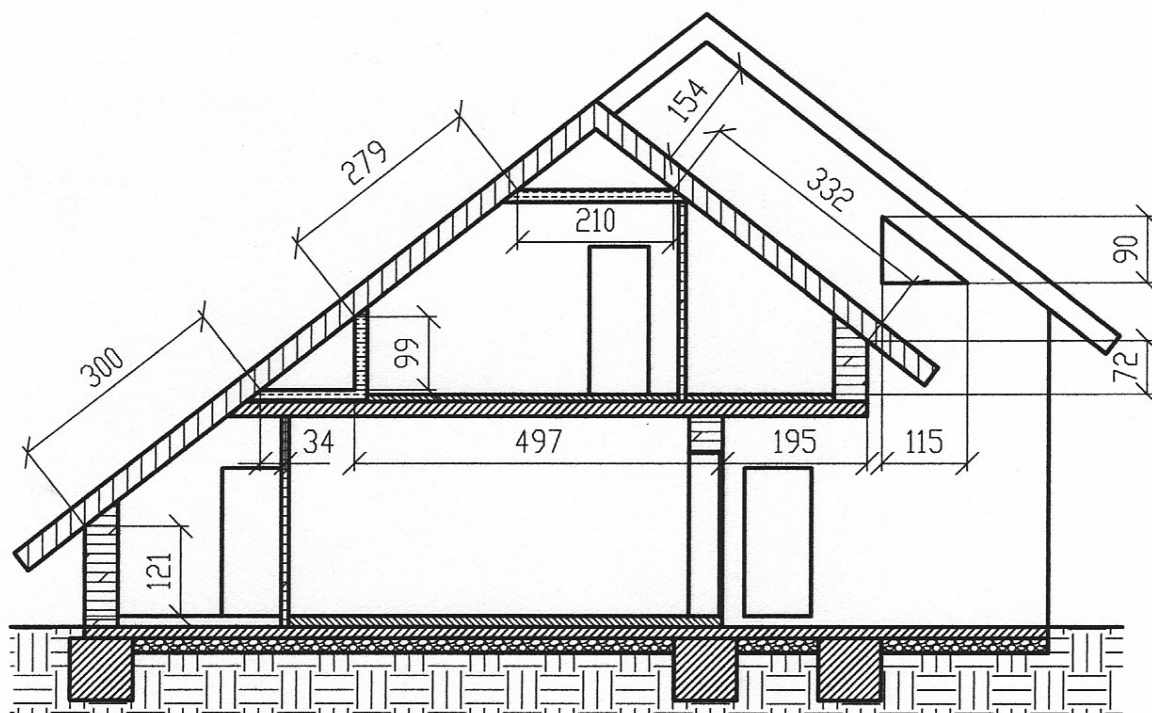
Informativní výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD			
101	Dětský pokoj	Měřítko	1:100
102	Pracovna		
103	Obývací pokoj		
104	Koupelna + WC		
105	Ložnice, šatna		
011	Předsíň		
Název výkresu:		Číslo výkresu:	
Půdorys patro		02	

P VI : Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, řez A – A



Informativní výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD			
		Měřítko	1:100
Název výkresu:		Číslo výkresu:	
Řez A-A		03	

P VII : Výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD, řez B – B



Informativní výkres pro výpočet ztrátového tepelného výkonu RD			
		Měřítko	1:100
Název výkresu:		Číslo výkresu:	
Řez B-B		04	