



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

NÁVRH SYSTÉMU VYTÁPĚNÍ PRO BYTOVÝ DŮM

DESIGN OF HEATING SYSTEM FOR APARTMENT BUILDING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Vtípil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. KAROLÍNA VYHLÍDALOVÁ

BRNO 2020



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	B3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Bakalářský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608R001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student	Jan Vtípil
Název	Návrh systému vytápění pro bytový dům
Vedoucí práce	Ing. Karolína Vyhliďalová
Datum zadání	30. 11. 2019
Datum odevzdání	22. 5. 2020

V Brně dne 30. 11. 2019

prof. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

prof. Ing. Miroslav Bajer, CSc.
Děkan Fakulty stavební VUT

PODKLADY A LITERATURA

1. Aktuální právní předpisy ČR
2. České i zahraniční technické normy
3. Odborná literatura
4. Zdroje na internetu
5. Vědecká databáze

- práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony, vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb
- obsah a uspořádání práce podle směrnice FAST

ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ

A. Teoretická část

- literární rešerše ze zadaného tématu, rozsah 15 až 20 stran

B. Výpočtová část

- analýza objektu – koncepční řešení vytápění objektu
- výpočet tepelného výkonu
- energetický štítek obálky budovy
- návrh otopných ploch
- návrh zdroje tepla
- návrh přípravy teplé vody, event. dalších spotřebičů tepla
- dimenzování a hydraulické posouzení potrubí
- návrh oběhových čerpadel
- návrh zabezpečovacího zařízení
- návrh výše nespécifikovaných zařízení, jsou-li součástí soustavy
- roční potřeba tepla a paliva

C. Projekt

- úroveň prováděcího projektu: půdorysy + legenda 1:50 (1:100), schéma zapojení otopných těles 1:50 (1:100), půdorysy (1:25, 1:20) a schéma zapojení zdroje tepla, technická zpráva

STRUKTURA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

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

Ing. Karolína Vyhliďalová
Vedoucí bakalářské práce

ABSTRAKT

Bakalářská práce řeší návrh vytápění s ohřevem vody u menšího bytového domu v obci Chlumětín na Vysočině. Cílem je navrhnout zdroje tepla ve dvou variantách. První variantou je klasické vytápění plynovým kotlem a ohřev teplé vody v zásobníku, který je natápěn pomocí téhož kotle. Druhou variantou je ekologičtější vytápění pomocí dvou tepelných čerpadel vzduch / voda a ohřev teplé vody je řešen pomocí solárních kolektorů.

V úvodní části bakalářské práce je řešeno vytápění, jeho vlivy na životní prostředí, možná opatření a popis zdrojů tepla od tradičních po novodobé.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plynový kotel, tepelné čerpadlo, solární kolektory, tepelné ztráty, úspora energie, zdroje tepla, vytápění, příprava teplé vody.

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with the design of heating and water heating in a smaller apartment building in the village of Chlumětín in the Vysočina region. The aim is to design heat sources in two variants. The first variant is the classic heating with a gas boiler and hot water heating in the storage tank, which is heated by the same boiler. The second variant is more environmentally friendly heating using two air / water heat pumps and hot water heating is solved using solar collectors.

The introductory part of the bachelor's thesis deals with heating, effects of heating on the environment, possible measures and a description of heat sources from traditional to modern.

KEYWORDS

Gas boiler, heat pump, solar collectors, heat losses, energy saving, heat sources, heating, hot water preparation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Jan Vtípil *Návrh systému vytápění pro bytový dům*. Brno, 2020. 128 s., 130 s. příl. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Karolína Vyhlídalová

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané bakalářské práce s názvem *Návrh systému vytápění pro bytový dům* je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 4. 4. 2020

Jan Vtípil
autor práce

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem *Návrh systému vytápění pro bytový dům* zpracoval(a) samostatně a že jsem uvedl(a) všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 4. 4. 2020

Jan Vtípil
autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucí mé bakalářské práce Ing. Karolíně Vyhlídalové za odborné vedení, cenné rady, ochotu, čas a trpělivost, kterou mi věnovala během vypracování bakalářské práce i v této nelehké situaci.

OBSAH

A.1. VYTÁPĚNÍ BYTOVÝCH DOMŮ	11
A.1.1. HISTORIE VYTÁPĚNÍ	11
A.1.2. VYTÁPĚNÍ DNES.....	11
A.1.3. NÁVRH VYTÁPĚNÍ.....	12
A.1.4. ÚSPORA ENERGIE	14
A.1.5. VLIVY NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ	16
A.2. ZDROJE TEPLA	18
A.2.1. TRADIČNÍ.....	19
A.2.2. NETRADIČNÍ	29
B.1. INFORMACE O OBJEKTU.....	34
B.2. VOLBA VÝPOČTOVÝCH TEPLOT	34
B.2.1. VOLBA VNĚJŠÍ VÝPOČTOVÉ TEPLoty	35
B.2.2. VOLBA VNITŘNÍ VÝPOČTOVÉ TEPLoty	35
B.3. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA.....	36
B.3.1. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE	36
B.3.2. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE	37
B.3.3. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA OTVORU.....	38
B.3.4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE	39
B.4. TEPELNÉ ZTRÁTY.....	40
B.4.1. ENERGETICKÝ ŠTÍTEK OBÁLKY BUDOVY	40
B.4.2. VÝPOČET ENERGETICKÉHO ŠTÍTKU OBÁLKY BUDOVY	44
B.4.3. TEPELNÉ ZTRÁTY PODROBNOU METODOU	47
B.4.4. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT PODROBNOU METODOU.....	56
B.5. PŘÍPRAVA TEPLÉ UŽITKOVÉ VODY	59
B.5.1. ÚVOD.....	59

B.5.2. POŽADAVKY NA CENTRÁLNÍ PŘÍPRAVU TEPLÉ VODY	59
B.5.3. ZDROJE PRO PŘÍPRAVU TUV	60
B.5.4. VÝPOČET POTŘEBY TEPLÉ VODY	60
B.6. OTOPNÁ TĚLESA.....	65
B.6.1. ÚVOD	65
B.6.2. NÁVRH OTOPNÝCH TĚLES.....	66
B.7. NÁVRH POTRUBNÍ SÍTĚ.....	76
B.7.1. ÚVOD	76
B.7.2. NUCENÝ OBĚH	76
B.7.3. VÝPOČET NUCENÉHO OBĚHU	78
B.7.5. NÁVRH MU.....	81
B.8. NÁVRH TECHNICKÉ MÍSTNOSTI	81
B.8.1. TECHNICKÁ MÍSTNOST S PLYNOVÝM KOTLEM.....	81
B.8.2. TECHNICKÁ MÍSTNOST S TEPELNÝM ČERPADLEM	93
B.9. POTŘEBY ENERGIÍ	113
B.9.1. MĚSÍČNÍ BILANČNÍ METODA	113
B.9.2. VÝPOČET POTŘEBY PALIVA.....	117
B.10. ZÁVĚR.....	119
B.11. SEZNAM PŘÍLOH	120
B.11.1. VÝPOČTY	120
B.11.2. TECHNICKÉ LISTY.....	120
B.11.3. VÝKRESY	120
B.11.4. OSTATNÍ.....	121
B.11.5. OBRÁZKY	121
B.12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	122

A TEORETICKÁ ČÁST

A.1. VYTÁPĚNÍ BYTOVÝCH DOMŮ

A.1.1. HISTORIE VYTÁPĚNÍ

Historie vytápění sahá až do počátku našeho letopočtu. Nejprve se k vytápění používala otevřená ohniště, později se začala ohniště stavět na podezdívky a v 9. století vznikly první krby. Krby byly využívány po celé období středověku a v moderní podobě se používají dodnes. V 10. století se k vytápění začala používat kamna, která se již napojovala na komínové průduchy a vytápěla místnost především sálavým teplem. Kamna se nejprve vyráběla z kamene a později z hlíny. Ve 14. století se objevila kamna kachlová, a v 15. století pak kamna litinová s keramickým nástavcem. Prvním používaným palivem bylo dřevo. V 19. století se pak začalo používat i uhlí. Kamna byla na území České republiky hojně využívána až do období po 2. světové válce, kdy je začalo nahrazovat teplovodní vytápění. [1]

A.1.2. VYTÁPĚNÍ DNES

Dnes je vytápění rozsáhlou disciplínou a při návrhu lze vybírat z mnohých variant.

A.1.2.1. LOKÁLNÍ VYTÁPĚNÍ

Slouží k vytápění jedné místnosti lokálním topidlem, např. kamny, elektrickým zářičem, plynovým zářičem, horkovzdušnou jednotkou.

A.1.2.2. ÚSTŘEDNÍ VYTÁPĚNÍ

Teplo je připravováno v jiné místnosti, než je spotřebováváno. Přenos zajišťuje teplosná látka, většinou voda, dříve pára. Výhodou je zásobování celého objektu jediným zdrojem.

A.1.2.3. ETÁŽOVÉ VYTÁPĚNÍ

Používá se pro vytápění skupiny místností v objektu, například k vytápění jednoho podlaží, či bytu.

A.1.2.4. CENTRALIZOVANÉ VYTÁPĚNÍ

Slouží k vytápění skupiny objektů. Teplo vzniká v jiném, než vytápěném objektu, většinou v teplárně, nebo se využívá odpadní teplo z výrobních procesů, odtud putuje horkovodem (dříve parovodem) do výměňkových stanic objektů, kde předá teplo do otopné soustavy objektu.

A.1.2.5. KOMBINOVANÁ VÝROBA ELEKTŘINY A TEPLA

Teplonosná látka, pára prochází přes turbínu s generátory pro výrobu elektrické energie, při tomto procesu dojde k ochlazení média, které se následně využije pro vytápění stejným způsobem jako u centralizovaného vytápění, výhodou je lepší využití paliva a vyšší účinnost zdroje.

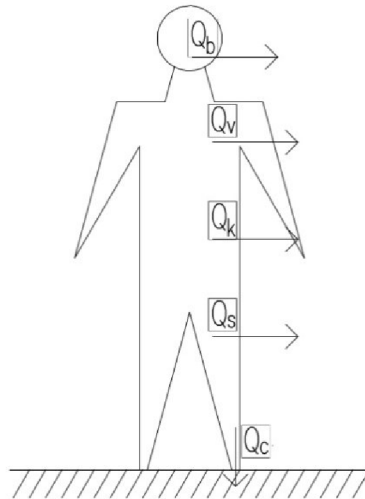
Dnes se k vytápění objektů ve veliké míře využívá systém dvoutrubkového teplovodního systému s nuceným oběhem, ve městech bývá možnost napojení objektu přes výměňkovou stanicí na horkovod. Jako zdroje tepla jsou stále ještě využívány kotle na tuhá paliva, častěji kotle plynové, či elektrokotle. Nově se pracuje s ekologičtějšími a méně náročnými zdroji tepla, jako jsou tepelná čerpadla, solární panely, kogenerační jednotky a podobně.

A.1.3. NÁVRH VYTÁPĚNÍ

Vytápění objektů je dnes specializovanou disciplínou v oblasti pozemního stavitelství oboru Technických zařízení budov. Návrh je řízen státními normami a využívá zákonů termodynamiky a hydromechaniky. Vytápění navrhujeme s ohledem na tepelnou pohodu člověka, což je stav, kdy člověk nepocítuje nadměrné teplo ani zimu. Tepelnou pohodu ovlivňují činitele subjektivní, závisí na člověku a neovlivníme je tj. věk, pohlaví, hmotnost, schopnost přizpůsobit se, atd. Dále činitelé objektivní tj. teplota vzduchu, teplota okolních předmětů, pracovní činnost, oblečení, rychlost proudění vzduchu, atd. objektivní činitele lze ovlivnit. Obecně platí, že aby se člověk cítil v tepelné pohodě, musí se teplo člověkem vyprodukované rovnat teplu sdílenému do okolí tedy rovnicí:

$$Q_m = Q_k + Q_s + Q_v + Q_b + Q_c$$

Kde: Q_m [W] – teplo sdílené do okolí
 Q_k [W] – teplo sdílené prouděním
 Q_s [W] – teplo sdílené pocením
 Q_v [W] – teplo sdílené sáláním
 Q_b [W] – teplo sdílené dýcháním
 Q_c [W] – teplo sdílené vedením



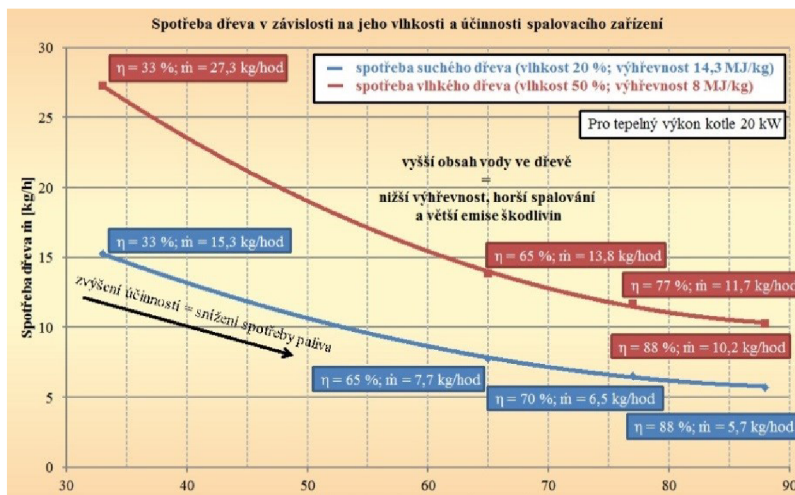
Obrázek 1. Tepelná produkce člověka [19]

K přesnému návrhu vytápěcích zařízení je třeba znát také místní klimatické poměry, důležitá je především teplota vzduchu, větrné poměry, dále pak sluneční záření a vlhkost vzduchu a v neposlední řadě také tlak vzduchu. Tyto údaje zajišťuje český hydrometeorologický ústav a vyplývají z dlouhodobého měření.

Vytápění ale nenavrhujeme pouze s ohledem na člověka a klimatické podmínky, návrh musí být především také ekonomický, tj. snažíme se minimalizovat pořizovací, provozní náklady a také jeho ekologickou náročnost např. vhodnou volbou vytápěcího systému, návrhem otopných těles, zdroje tepla, účinnou regulací soustavy atd. Výsledkem by měla být adekvátní otopná soustava, schopná zajistit požadovanou distribuci tepla v místnostech objektu, provozně a ekonomicky nenáročná, s ohledem na možnosti a přání investora a splňující požadavky norem a požadavky na životní prostředí.

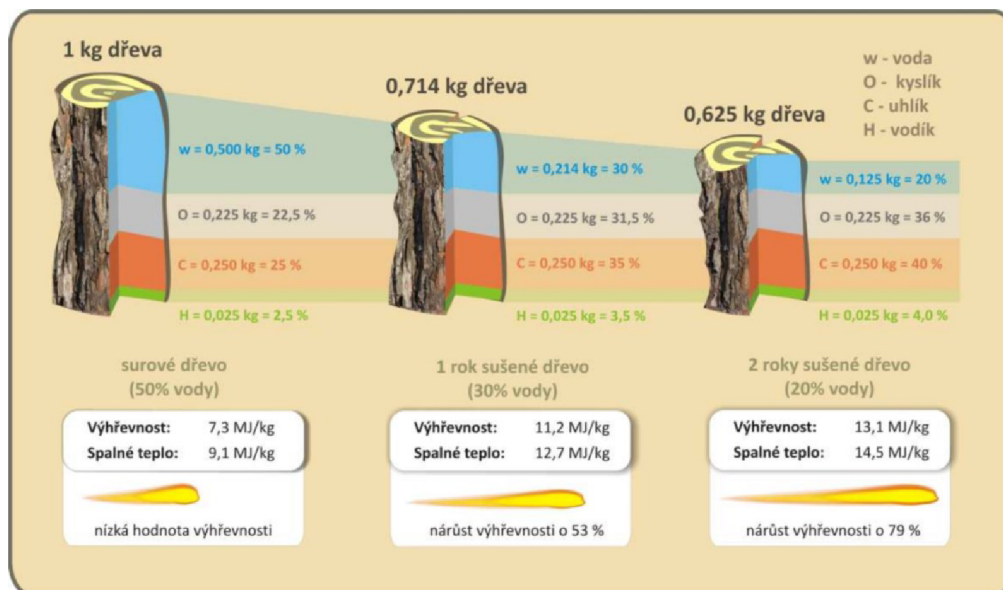
A.1.4. ÚSPORA ENERGIE

Rostoucí ceny energií nás nutí přemýšlet nad minimalizací jejich potřeby na nezbytně nutnou úroveň, lidově je toto označováno za šetření energií, pod čímž si mnozí představují omezení nebo odstavení zařízení, které mají velkou spotřebu například vypnutím nebo snížením jejich příkonu a tím i výkonu na úkor výhod a pohodlí, které nám tato zařízení dopřávají. Ovšem ne vždy je toto rozhodnutí správné, neboť například u kotlů na tuhá paliva jejich škrcením (uzavřením přívodu spalovacího vzduchu) dochází k nedokonalému spalování a snížení účinnosti kotle. Nedokonalé spalování pak přispívá k tvorbě produktů, které ve výsledku zanášejí komín. Pro názornost uvádím graf závislosti spotřeby dřeva na účinnosti spalovacího zařízení:



Obrázek 2. Graf spotřeby dřeva v závislosti na jeho vlhkosti a účinnosti spalovacího zařízení [5]

Další chybou je například topení mokrým dřevem, kterou mnozí laici argumentují tím, že mokré dřevo vydrží hořet dlouho a tím pádem z něj mají víc tepla. Pro názornost porovnání výhřevnosti a spalného tepla dřeva v závislosti na obsahu vody a stupni jeho vysušení (viz obrázek 3).



Obrázek 3. Výhřevnost a spalné teplo dřeva v závislosti na obsahu vody a stupni jeho vysušení [5]

A.1.4.1. SNIŽOVÁNÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Jedná se o zavedení drobných opatření vedoucích k velkým energetickým úsporám. Příkladem může být správná regulace teploty v obytných místnostech a zamezení přetápění. Například snížením teploty o 1 °C lze dosáhnout úspory až 6 %, ovšem nic se nemá přehánět, protože nedotápané objekty jsou zatěžovány vlhkostí, se kterou se pojí vznik plísní. Správné regulace lze dosáhnout termickým hydraulickým seřízením a vyvážením otopné soustavy. U neseřízených soustav dochází k tomu, že některé části soustavy jsou zbytečně přetápěné a další naopak nedotápané, podle starého topenářského přísloví „poslední radiátor nikdy netopí“. [4]

A.1.4.2. ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI POUŽITÉ ENERGIE

Jedná se o zvýšení efektivity využití energie a zamezení zbytečným ztrátám, které mají na spotřebu energie výrazný vliv. Příkladem může být: kvalitní provedení obálky budovy, která zamezí nadměrným tepelným ztrátám, které je třeba pokrýt. Využití odpadního tepla, použitím rekuperace. Využitím tepla spalin, použitím ekonomizéru nebo použitím kondenzačního kotle. Použitím zdroje tepla s vyšší účinností, např. nahrazení kotle s prohoříváním za kotel zplyňovací. Akumulace tepla, jak již bylo popsáno výše, kotle

na tuhá paliva mají nejvyšší účinnost při maximálním výkonu, proto je vhodné instalovat akumulární nádobu, abychom nemuseli kotel škrtit nebo přetápět soustavu. [2]

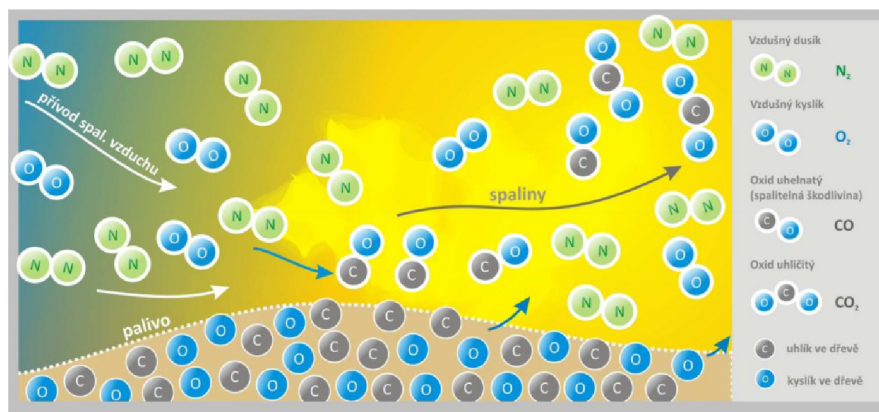
A.1.4.3. VYUŽITÍ OBNOVITELNÝCH ZDROJŮ

Sice to není úspora energie v pravém slova smyslu, protože nejde úplně tak o snížení potřeby energie ale o změnu způsobu jejího získávání. Většinou se jedná o náhradu zdrojů na fosilní paliva za zdroje alternativní jako zdroje solární, větrné, zdroje zpracovávající biomasu, tepelná čerpadla, využití energie geotermální, atd. [2]

A.1.5. VLIVY NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

V dnešní době se výrazně dbá na životní prostředí, snahou je snížit produkci tzv. skleníkových plynů, jejichž zvýšená koncentrace v atmosféře snižuje radiační schopnost zemského povrchu a přispívá k tzv. globálnímu oteplování. Termín globální oteplování obecně popisuje změnu klimatu, která je provázena klimatickými extrémy. K těmto výkyvům počasí v dnešní době dochází stále častěji, zda za ně mohou skleníkové plyny nebo jsou to přirozené pochody země, které se řídí tzv. Milankovičovými zákony [3] anebo je globální oteplování pouze mýtus, uměle vytvořený nadnárodními korporacemi pro zvýšení jejich zisku, je stále předmětem diskuzí a dohadů a jejich řešení není předmětem této práce.

V České republice se produkce škodlivin řídí zákonem č. 201/2012 Sb. Zákon o ochraně ovzduší, jehož předmětem je jak již z názvu vyplývá ochrana ovzduší, „kterou se dle §1 odstavce (1) rozumí předcházení znečišťování ovzduší a snižování úrovně znečišťování tak, aby byla omezena rizika pro lidské zdraví způsobená znečištěním ovzduší, snížení zátěže životního prostředí látkami vnášenými do ovzduší a poškozujícími ekosystémy a vytvoření předpokladů pro regeneraci složek životního prostředí postižených v důsledku znečištění ovzduší.“ [7] Tento zákon velice ovlivňuje obor vytápění, protože většina zdrojů tepla pracuje na bázi spalovacích procesů, jejichž výsledkem je kromě uvolněného tepla také produkce oxidu uhličitého (CO₂), oxidu uhelnatého (CO), oxidu siřičitého (SO₂), oxidů dusíku (No_x), popela a dalších plynů a látek. [13]



Obrázek 4. Hoření dřeva [13]

Oxid uhličitý je považován za plyn způsobující skleníkový efekt a cílem je snížení jeho produkce na minimum. Toho lze v oblasti vytápění dosáhnout snížením energetické náročnosti budovy, zamezit ztrátám tepla např. kvalitním zateplením objektu a vytvořením obálky budovy s co nejmenším tokem tepla z objektu a tím snížit celkovou tepelnou ztrátu objektu. Požadavky na konstrukce jsou předepsány v normě ČSN EN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov – část 2: Požadavky. Snížení tepelných ztrát má za následek menší potřebu tepla pro vytápění a tím snížení produkce oxidu uhličitého.

Dalším způsobem je použití zdrojů tepla, které mají nižší produkci emisí, tato skutečnost je také uvedena v zákoně č. 201/2012 Sb. Zákon o ochraně ovzduší, který v příloze č. 11 předepisuje minimální emisní požadavky na zdroje tepla na pevná paliva o jmenovitém tepelném příkonu do 300 kW včetně, které slouží jako zdroje tepla pro teplovodní soustavu ústředního vytápění.

Příloha č. 11 k zákonu č. 201/2012 Sb.

Minimální emisní požadavky na spalovací stacionární zdroj na pevná paliva o jmenovitém tepelném příkonu do 300 kW včetně, který slouží jako zdroj tepla pro teplovodní soustavu ústředního vytápění.

Dodávka Paliva	Palivo	Jmenovitý tepelný příkon (kW)	Mezní hodnoty emisí ¹⁾		
			CO	TOC ²⁾	TZL
			mg.m ⁻³		
Ruční	Biologické	≤ 65	5000	150	150
		> 65 až 187	2500	100	150
		> 187 až 300	1200	100	150
	Fosilní	≤ 65	5000	150	125
		> 65 až 187	2500	100	125
		> 187 až 300	1200	100	125
Samočinná	Biologické	≤ 65	3000	100	150
		> 65 až 187	2500	80	150
		> 187 až 300	1200	80	150
	Fosilní	≤ 65	3000	100	125
		> 65 až 187	2500	80	125
		> 187 až 300	1200	80	125

¹⁾ Vztahuje se k suchým spalinám, teplotě 273,15 K, tlaku 101,325 kPa a k referenčnímu obsahu kyslíku 10 %.

²⁾ TOC = celkový organický uhlík, kterým se rozumí úhrnná koncentrace všech organických látek s výjimkou metanu vyjádřená jako celkový uhlík. [7]

Tyto požadavky se vztahují pouze na kotle na pevná paliva a odpovídají třídě kotle 3 a vyšší. Třídy kotlů se začaly rozlišovat v roce 2000, kdy byla v ČR zavedena norma ČSN EN 303-5, tato norma se vztahovala na kotle do výkonu 300 kW, které zde byly rozděleny do tříd 1, 2, a 3, z nichž třída 3 je nejlepší. V roce 2012 začala v EU platit novela této normy, do ČR přijatá jako norma ČSN EN 303-5:2013, která zavedla třídy kotlů 4 a 5 a dále rozšířila působnost normy na kotle do výkonu až 500 kW. Z požadavků zákona č. 201/2012 Sb. a zatřídění kotlů dle normy ČSN EN 303-5:2013 tedy vyplývá, že od 1. Zář 2022 lze provozovat pouze kotle na pevná paliva do výkonu 300 kW, které mají emisní třídu 3 a vyšší.

A.2. ZDROJE TEPLA

Za zdroj tepla je považováno zařízení, které přeměňuje primární energii na energii tepelnou, která je dále využívána. Existuje nepřehledné množství variant a technologií, jak

tepelnou energii vyrábět, obecně lze rozlišovat dvě velké skupiny a to zdroje tradiční a netradiční.

A.2.1. TRADIČNÍ

Jako tradiční zdroje tepla lze označit skupinu zdrojů, které k výrobě tepelné energie využívají spalování fosilních paliv či dřeva, případně přímo ohřívají elektrickou energií (nepoužívají ji k pohonu kompresorů jako u tepelného čerpadla). Tradičních zdrojů tepla je opět velké množství a variant a lze je dělit podle mnoha hledisek.

A.2.1.1. PODLE TEPLONOSNÉ LÁTKY:

Parní – Teplonosným médiem je pára.

Vodní – Teplonosným médiem je voda.

Olejové – Teplonosným médiem je olej s vysokým bodem varu.

Kombinované – Umožňují použití více teplonosných látek.

A.2.1.2. PODLE PROVOZNÍCH PARAMETRŮ

Nízkotlaké - Teplovodní nebo parní s maximálním pracovním tlakem 700 kPa.

Horkovodní – Pracují s otopnou vodou, která má teplotu nad 115 °C a pracovním tlakem do 2,5 MPa.

Středotlaké parní – Jako teplonosná látka se používá pára. Pracují s tlakem od 700 kPa do 6,4 MPa.

Vysokotlaké parní – Pracují s tlakem nad 6,4 Mpa, jako teplonosná látka se používá pára. Nepoužívají se pro vytápění.

A.2.1.3. PODLE MATERIÁLU TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY

LITINOVÉ

Montují se z jednotlivých článků, které vytváří topeniště, v dutinách proudí teplonosná látka, spaliny proudí mezi články a jsou usměrňovány nálitky článků. Konstrukční celek uzavírá přední a zadní článek. Používají se pro výkony do 500 kW. [19]

Výhodami jsou: dlouhá životnost, snadná doprava článků, vyhovuje nízkoteplotnímu, teplovodnímu, horkovodnímu i parnímu vytápění.

Mezi nevýhody patří: nutnost montáže článků na místě osazení, vysoká hmotnost celku, nesnáší prudké změny teplot.

OCELOVÉ

Jsou lehčí než kotle litinové, ale mají menší odolnost. Problémem je především nízkoteplotní koroze, která nastává, pokud teplota vratné vody klesne pod 65 °C. Při nízké teplotě dochází ke kondenzaci spalin, ve kterých je obsažena voda a síra. Tyto látky po sloučení urychlují korozi ocelových materiálů.

Z OSTATNÍCH MATERIÁLŮ

Z mědi například pivovarnické kotle.

Nerezové, slitiny hliníku, atd. používají se například u kondenzačních kotlů, u kterých se záměrně vyvolává kondenzace spalin pro využití kondenzačního tepla.

A.2.1.4. PODLE TLAKU VE SPALOVACÍM PROSTORU

PODTLAKOVÉ

Podtlak je ve spalovacím prostoru vyvolán vznikem přirozeného vztlaku spalin v komíně (tahem komína), nebo spalinovým ventilátorem.

PŘETLAKOVÉ

Palivo se ve spalovacím prostoru spaluje za zvýšeného tlaku 50-5000 kPa, který vytváří ventilátor hořáku. Zvýšený tlak má za následek větší rychlosti proudění a v topeništi a zvyšuje výkon zdroje tepla. Topeniště musí být dokonale těsné, aby se zamezilo vnikání spalin do prostoru pro obsluhu kotle.

A.2.1.5. PODLE VÝKONU

LOKÁLNÍ ZDROJE TEPLA

Používají se k vytápění místnosti, ve které se nacházejí, nepotřebují žádné rozvody teplosměrné látky, jelikož topidlo je zároveň i topným tělesem. Používá se v objektech s občasným užíváním, anebo v menších účelových objektech.

Mezi výhody patří jednoduchost systému a obsluhy, nízké pořizovací náklady. Nevýhodou je nákladný provoz a nutnost topidla v každé místnosti.



Obrázek 5. Lokální topidla [9]

MALÉ ZDROJE TEPLA

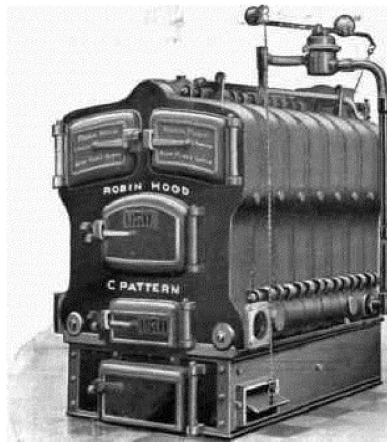
Oproti lokálním zdrojům tepla vytápí několik místností, např. podlaží, byt, dům, či bytový dům. Zdroj už neslouží primárně jako topné těleso, je s nimi spojen pomocí trubního rozvodu, používají se pro etážové a ústřední vytápění. Výhodami jsou: nižší náklady na provoz, efektivnější využití primární energie, zásobování většího počtu místností jediným zdrojem. Nevýhody jsou vyšší pořizovací náklady, nutnost připojení na potrubní síť.



Obrázek 6. Malé zdroje tepla [14]

STŘEDNÍ ZDROJE TEPLA

Používají se pro zásobování většího počtu objektů nebo objektů s větší potřebou tepelné energie. Obvykle pracují s vyšším teplotním spádem, který je opravován v předávacích stanicích vytápěných objektů. Mezi výhody patří: spalování při vyšších teplotách a lepší využití energie z paliv, kontrola vyprodukovaných emisí, možnost kombinované výroby elektrické energie a tepla (KVET). Nevýhodou jsou ztráty tepla v rozsáhlých rozvodech, specifické požadavky na místnost, kde je zdroj tepla umístěn (kotelny II. Kategorie), vysoké pořizovací náklady.



Obrázek 7. Střední zdroj tepla – historický kotel [11]

VELKÉ ZDROJE TEPLA

Používají se v okrskových kotelnách, nebo výtopnách. Pokud mají tepelný výkon vyšší jak 5 MW, musí být posouzeny z hlediska možného zavedení výroby elektřiny. Výhody a nevýhody jsou obdobné jako u středních zdrojů tepla, umísťují se do kotelny I. Kategorie.



Obrázek 8. Velký zdroj tepla – plamencový žárotrubný kotel [12]

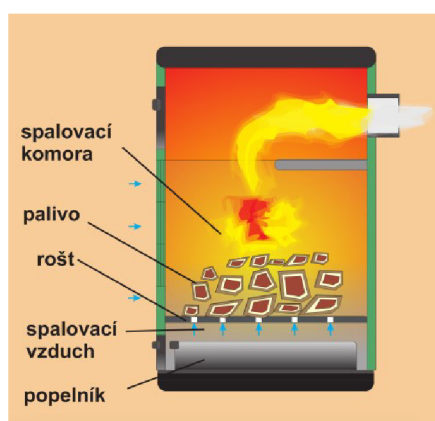
A.2.1.6. PODLE PRIMÁRNÍ ENERGIE

ZDROJE TEPLA NA TUHÁ PALIVA

Primárním palivem je dřevo nebo uhlí, hořlavými prvky pevných paliv jsou uhlík, vodík, síra, při chemické reakci s kyslíkem v přívodním vzduchu dochází v ohništi topidla nebo kotle k endotermické chemické reakci, která má za následek uvolňování tepla a vznik spalin, tento jev se nazývá spalování. Zdroje tepla na tuhá paliva se dělí podle způsobu hoření paliva.

S prohoříváním palivové vrstvy

Jedná se o konstrukčně nejjednodušší typ, který má nízkou účinnost (40-70 %) [5]. Spalování probíhá prohoříváním celé palivové vrstvy krátkým plamenem. Vzduch pro spalování je přiváděn roštem, na kterém je palivo. Jedinou regulaci výkonu zajišťuje otvor pro přívod spalovacího vzduchu, jehož otevíráním a přivíráním lze regulovat množství přiváděného vzduchu, při této regulaci často dochází k nedokonalému spalování a produkci velkého množství emisí. Je vhodný pro kvalitní paliva jako koks nebo černé uhlí.

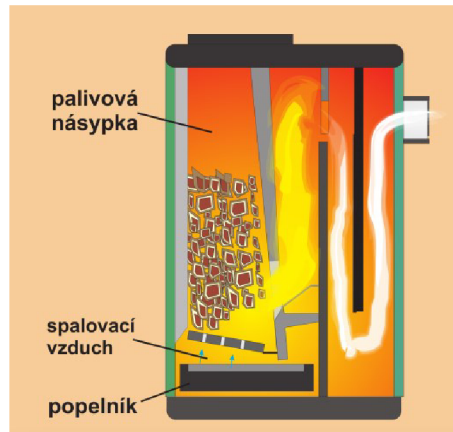


Obrázek 9. Prohořívací kotel [5]

Spodní odhořívání paliva

Konstrukčně složitější typ s vyšší účinností (50-75 %) [5]. Palivo postupně odhořívá od spodu v nízké hořící vrstvě dlouhým plamenem, mohou být vybaveny přívodem sekundárního vzduchu pro dokonalejší spalování. Vzduch je opět přiváděn skrze rošt, ale ne-

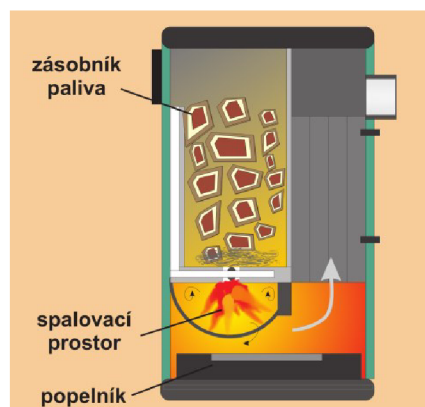
prochází celou vrstvou dřeva, protože palivo obsažené v násypce celé nehoří. Regulace kotle je zajištěna změnou průtoku primárního popř. sekundárního vzduchu. Tento zdroj tepla je vhodný i na spalování méně kvalitních paliv, hnědé uhlí, dřevo, štěrka, brikety.



Obrázek 10. Odbořivací kotel [5]

Zplyňování paliva

Jedná se o moderní a technologicky náročný zdroj, s vysokou účinností až 86 % [19] (standartně 60-80 %) [5]. Zplyňovací procesy probíhají v uzavřené komoře, v zásobníku kotle, nad žárovou trubkou. Podstata zplyňování spočívá v tepelném rozkladu paliva v uzavřené komoře za mírného přetlaku vzduchu, z toho plyne, že musí mít nucený odvod spalin nebo přívod spalovacího vzduchu.



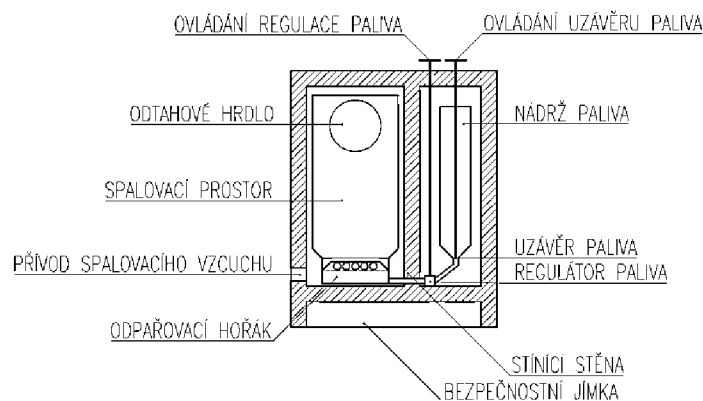
Obrázek 11. Zplyňovací kotel [5]

ZDROJE TEPLA NA BIOMASU

Jako palivo se používá méně kvalitní dřevní hmota, piliny, kůra, štěpky, sláma, atd. Spalování probíhá na posuvném roštu, nebo ve fluidní vrstvě (palivo se vlivem přiváděného vzduchu vznáší a začíná se chovat jako kapalina). Palivo na roštu vzplane a putuje do vírové komory, kde shoří, popel putuje do popelníku a spaliny do spalínového výměníku, kde ohřívají vodu. Výhodou je nízká cena paliva, vysoká účinnost, nízký obsah popelovin a fakt že spalování biomasy je považováno za ekologičtější získávání tepla. Nevýhodou jsou nároky na skladovací prostor a nutnost změny druhu biomasy v závislosti na její dostupnosti.

ZDROJE TEPLA NA KAPALNÁ PALIVA

Jako palivo se používá lehký topný olej (LTO) nebo těžký topný olej (TTO). Dají se použít v místech, kde není zaveden plyn, palivo se skladuje v zásobníku, odkud je dopravováno do hořáku v kotli, zde se olej spaluje a spaliny, které procházejí přes spalínový výměník, ohřívají vodu, U lokálních topidel ohřívají vzduch v místnosti přímo sáláním a konvekcí. Výhodou takovýchto zdrojů je téměř bezobslužný provoz, rychlý zátop a vysoká účinnost. Nevýhodou je vysoká cena provozu a zapáchání paliva při doplňování.



Obrázek 12. Olejová kamna [19]

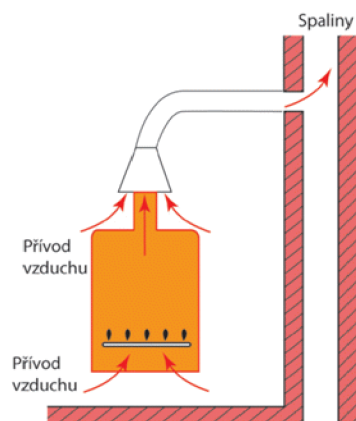
ZDROJE TEPLA NA PLYNNÁ PALIVA

Jako palivo se používá zemní plyn, propan-butan nebo bioplyn. Výhodou je bezobslužný provoz, snadná regulace, výkonu množstvím přiváděného plynu a nízká produkce

emisí. Plynových zdrojů existuje na trhu nepřeborné množství a variant provedení, obecně lze kotle na plynná paliva rozdělit podle typu spalovacího prostoru.

S otevřeným spalovacím prostorem:

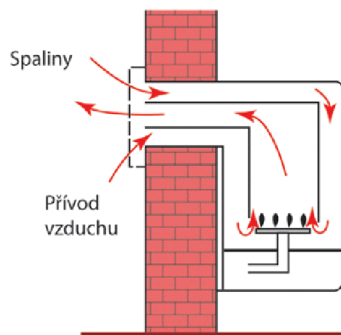
Jedná se o plynové spotřebiče v provedení B, kdy vzduch pro spalování je přiváděn z místnosti, ve které je spotřebič umístěn a odvod spalin je realizován kouřovodem do venkovního prostředí. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost zajištění přívodu spalovacího vzduchu do místnosti, ve které je kotel umístěn, a dále jsou zde kladeny požadavky na rozměry této místnosti. Další problém může nastat při otočení proudu spalin např. v nižších patrech otevřením dveří na vysoké schodiště, kde je otevřené okno ve vyšších patrech, na schodišti totiž vznikne komínový efekt a vzduch pro spalování se začne nasávat kouřovodem a spaliny začnou proudit do místnosti. Spaliny obsahují CO (oxid uhelnatý), který se váže na krevní barvivo (hemoglobin) a způsobuje otravu (Afinita hemoglobinu k oxidu uhelnatému je 200 - 250x vyšší než ke kyslíku). [21]



Obrázek 13. Topidlo s otevřeným spalovacím prostorem [4]

S uzavřeným spalovacím prostorem:

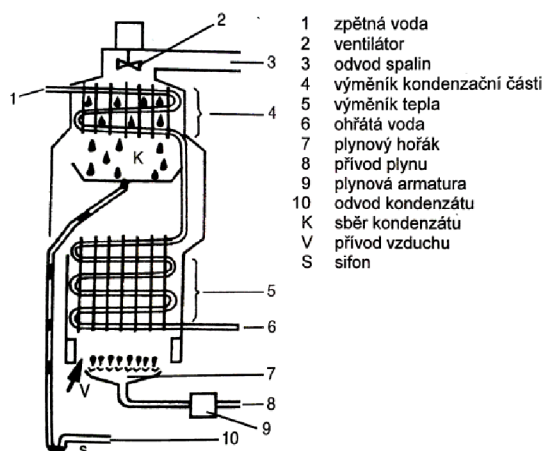
Jedná se o plynové spotřebiče v provedení C, nasávají přívodní vzduch z venkovního prostředí a spaliny odvádí tamtéž, odpadají tudíž nároky na přívod spalovacího vzduchu z místnosti. Nevýhodou je nutnost kouřovodu, který umožňuje přívod spalovacího vzduchu, např. koaxiální trubkou.



Obrázek 14. Podokenní topidlo [4]

Kondenzační:

U těchto zdrojů tepla je záměrně vyvolávána kondenzace vodních par obsažených ve spalinách, pro předání kondenzačního tepla spalin a tedy zvýšení účinnosti. Je tedy nutné, aby spalovací prostor a teplosměnné plochy byly odolné proti korozi. Účinnosti těchto kotlů se blíží 100 %, ale nemůže být vyšší, jak uvádí někteří výrobci, kteří nerespektují fakt, že kotel nepracuje pouze s výhřevností, ale se spalným teplem, které je oproti výhřevnosti zvětšené právě o kondenzační teplo spalin. Kondenzát musí být odváděn do kanalizace a měl by být neutralizován.



Obrázek 15. Kondenzační kotel [19]

Plynové zářiče:

Plynové zářiče jsou infračervená topná zařízení. Rozlišujeme plynové zářiče tmavé a světlé. U tmavých plynových zářičů dochází ke spalování plynu v trubici, přičemž její povrch dosahuje teploty 200-600 °C a trubice jako tmavé těleso vyzařuje tepelné záření. Přívod vzduchu je řešen z místnosti nebo z venkovního prostoru, odvod spalin je do

venkovního prostředí. U světlých plynových zářičů dochází k bezplamennému spalování plynů na povrchu porézních keramických destiček, jejichž teplota dosahuje 800-1200 °C, při spalování odebírají vzduch z místnosti a spaliny odvádí vzhledem k nízké koncentraci tamtéž.



Obrázek 16. Tmavý plynový zářič [23]

ZDROJE NA ELEKTRICKOU ENERGIÍ

Pro výrobu tepelné energie využívají přeměnu elektrické energie. Mezi výhody patří vysoká účinnost při získávání tepelné energie, malá počáteční investice, nízké náklady na údržbu, snadná regulovatelnost a bezpečnost provozu. Nevýhodou je vysoká a zvyšující se cena elektrické energie a způsob získávání elektrické energie. Elektrické zdroje tepla lze rozdělit podle způsobu předávání energie do okolí.

Sálavé (radiační):

Předávají energii do okolí pomocí infračerveného záření, zdrojem tepla je odporový drát uvnitř trubice, odporový drát je elektrickou energií zahříván a předává teplo trubici, jejíž povrch dosahuje teploty do 500 °C a vyzařuje infračervené záření do okolí.

Teplovzdušné (konvekční):

Teplo je předáváno do proudu vzduchu, který proudí přes odporový drát, proudění může být buď přirozené vlivem vztlaku ohříváného vzduchu, nebo nucené pomocí ventilátoru.

Akumulační:

Teplo je předáváno do akumulační látky, ze které je postupně uvolňováno buď samovolně nebo nuceně. Hodí se do objektů s velkou tepelnou setrvačností, historických budov apod.

Elektrokotle:

Jejich hlavní částí je topná spirála, nebo topná elektroda, umístěná v nádrži s vodou, vlivem elektrického proudu se spirála zahřívá a předává teplo vodě. Výkon lze regulovat zapínáním nebo vypínáním topných spirál. V dnešní době se používá jako doplňkový (bivalentní) zdroj tepla, používá se buď celá jednotka elektrokotle nebo pouze jako topná spirála vsazená např. do akumulační nádoby.

Topné dráty:

Jedná se o odporový drát instalovaný do podlahy nebo pod omítku, vlivem elektrické energie se odporový drát zahřívá a předává teplo do vrstvy, ve které je instalován, tato vrstva pak předává teplo konvekčně i radiací do okolí. Tento systém se s výhodou používá jako podlahové vytápění díky své jednoduché instalaci (nízká vrstva topného drátu, bez nutnosti napojení na trubicí síť ústředního vytápění), dále se využívá k ochraně proti zamrznání například u venkovních ploch, okapů, potrubí, atd.

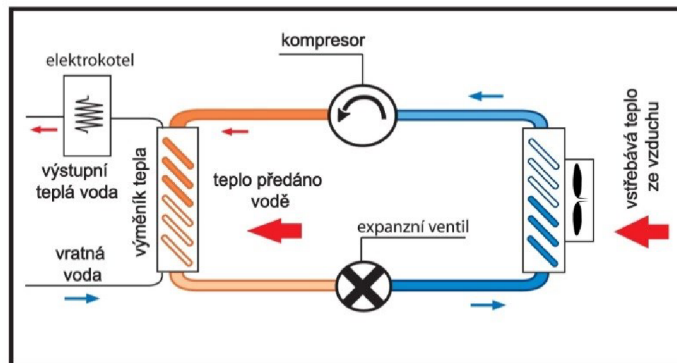
A.2.2. NETRADIČNÍ

Jedná se o zdroje tepla využívající pro výrobu tepelné energie obnovitelných a tzv. čistých zdrojů energie, jedná se především o energii sluneční, větrnou, geotermální, energii obsaženou ve vzduchu, zemině, energii oceánů atd. nebo využívají ke spalování alternativní látky např. či bioplyn.

A.2.2.1. TEPELNÁ ČERPADLA

Tepelné čerpadlo je zařízení, které z okolí výparníku odebírá energii o nižším teplotním potenciálu, přečerpává ji na vyšší teplotní potenciál a předává ji pomocí kondenzátoru do okolí. Pro tento děj využívá Carnotův cyklus, i když skutečným průběhem se spíše blíží cyklu, který je nazýván jako Clausius-Rankinův. V podstatě se jedná o tyto děje:

Látka s nízkým bodem varu je nasávána kompresorem z výparníku, kde dochází k jejímu odpařování vlivem nízkého tlaku, při odpařování za nízké teploty odebírá ze svého okolí teplo, dále látka putuje do kondenzátoru (srážníku), kde vlivem zvýšení tlaku dochází ke zkapalnění při vyšší teplotě a látka předává teplo do svého okolí, dále látka prochází expanzním ventilem na výparník, kde je za sníženého tlaku nasávána kompresorem a celý děj se opakuje.



Obrázek 17. Princip tepelného čerpadla [19]

Podle umístění výparníku a kondenzátoru lze tepelná čerpadla rozdělit na:

Tepelná čerpadla vzduch-vzduch – Tepelnou energii odebírají z venkovního vzduchu a předávají ji do vzduchu pro vytápění či ohřev teplé vody.

Tepelná čerpadla vzduch-voda – Tepelnou energii odebírají z venkovního vzduchu a předávají ji do vody, která slouží k vytápění nebo k ohřevu teplé vody.

Tepelná čerpadla voda-voda – Tepelnou energii odebírají z vody např. ve vrtu a předávají ji do vody, která slouží k vytápění či k ohřevu teplé vody.

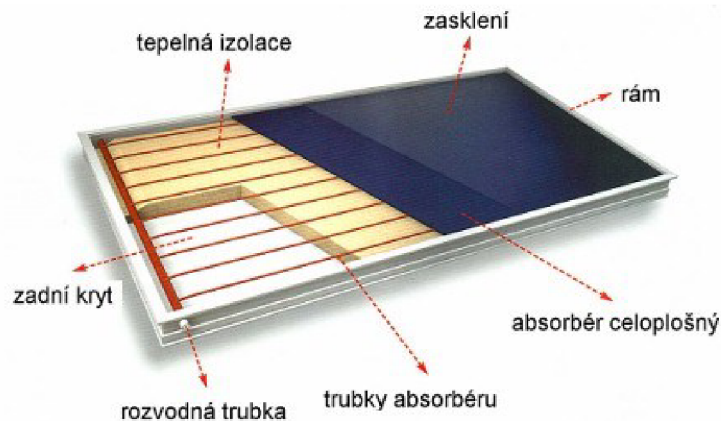
Tepelná čerpadla země-voda – Tepelnou energii odebírají ze země např. z rozsáhlého zemního kolektoru a předávají ji do vody, která slouží k vytápění nebo k ohřevu teplé vody.

A.2.2.2. SOLÁRNÍ KOLETORY

Využívají pro ohřev elektrické energie sluneční energii, dopadající na část kolektoru nazývanou absorbér, zde sluneční radiace předává teplo buď přímo do vody, nebo do látky s nízkým bodem varu, tato látka se odpařuje a přijímá teplo, poté putuje do výmění-

ku, kde zkapalní a toto teplo předá vodě. Solární panely se většinou nepoužívají přímo na vytápění, ale spíše k ohřevu teplé užitkové vody.

Solárních kolektorů dnes díky rozvoji existuje široká škála a lze je rozdělit podle spousty hledisek, obecně je lze rozčlenit podle jejich konstrukce.



Obrázek 18. Plochý solární kolektor [4]

PLOCHÉ KOLEKTORY

Hlavním prvkem je absorbér deskového tvaru, kterým proudí buď přímo ohřívána kapalina, případně jiná teplotonosná látka, pro zvýšení účinnosti může být absorbér uložen v tepelné izolaci na zadní straně a bocích, aby se zamezilo tepelným ztrátám, nebo se ze přední strany opatřuje sklem, případně se osazuje do těsného rámu, ve kterém se vytvoří vakuum. Ploché kolektory mají větší absorpční plochu a díky tomu dosahují vysokých zisků především v letních měsících. Nevýhodou závislost velikosti osluněné plochy na poloze slunce a tím způsobeným změnám v účinnosti kolektoru.

TRUBKOVÉ

Základním prvkem je opět absorbér, tentokrát uzavřený v trubce, ve které je buď přímo vytvořené vakuum, nebo je trubka provedena jako dvouplášťová a vakuum je udržováno mezi jejími pláštěmi. Výhodou jsou velmi nízké tepelné ztráty a nižší závislost na poloze slunce v průběhu dne (sluneční paprsky dopadají na kulatou trubici v téměř kolmém směru). Nevýhodou je nepatrná netěsnost vakuových trubic a nemožnost obnovení vakuu, po ztrátě těsnosti.

KONCENTRAČNÍ

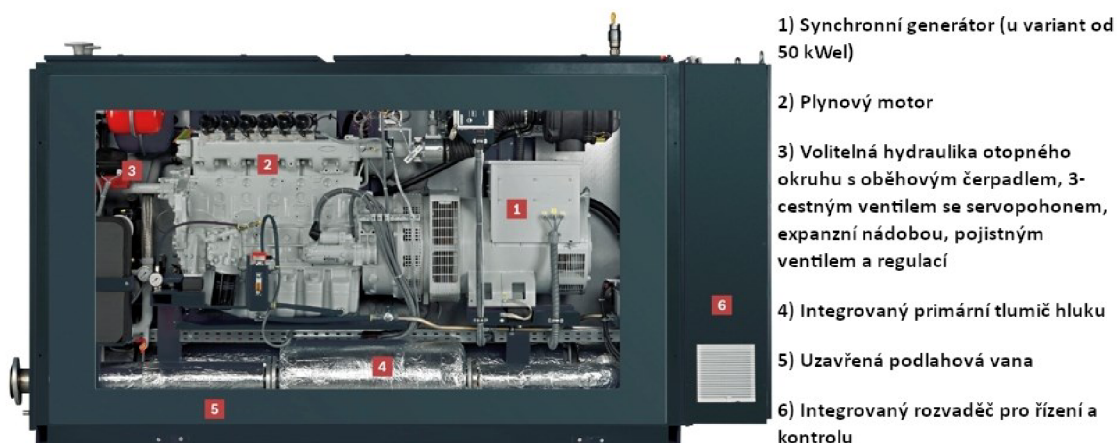
Jedná se o kolektor, ve kterém jsou paprsky soustředěny pomocí reflektorů (zrcadel) čoček nebo jiných optických prvků do plochy absorbéru. Pro jejich účinné použití je potřeba dostatek slunečního záření.

A.2.2.3. ZDROJE TEPLA NA BIOPLYN

Bioplyn vzniká při anaerobním vyhnívání hnoje, kalů z čistíren odpadních vod či jiných organických látek, hnůj může být ve formě tekuté, při obsahu sušiny 8 % nebo slamité, při obsahu sušiny 12 %. Anaerobní vyhnívání probíhá ve fermentoru za teploty 35-40 °C bez přístupu vzduchu, bakterie rozloží vstupní produkty a vyrobí bioplyn s 55-65 % obsahem metanu, který se buď přímo spaluje v kogeneračních jednotkách, nebo se dále upravuje na 96 % obsah metanu a používá se jako náhrada zemního plynu.

A.2.2.4. KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Jedná se o kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla (KVET), zdrojem je spalovací motor, který jako palivo využívá bioplyn, ale může využívat i fosilní paliva určená pro spalovací motory (zemní plyn, benzín, naftu, atd.) Tento zdroj pohání generátor, který vyrábí elektrickou energii, odpadním produktem při chodu spalovacích motorů je teplo (motor musí být chlazený), které je využíváno pro vytápění.



Obrázek 19. Kogenerační jednotka [4]

B VÝPOČTOVÁ ČÁST

B.1. INFORMACE O OBJEKTU

Projektovaný objekt se bude nacházet na severním okraji Vysočiny v obci Chlumětín s cca 200 obyvateli, obec leží v oblasti CHKO Žďárské Vrchy. Nadmořská výška objektu činí zhruba 658 m.n.m. systému BpV.

Jedná se o novostavbu bytového domu s osmi bytovými jednotkami, každá s dispozicí 3+1 a suterénem, ve kterém se nachází sklep pro každou bytovou jednotku, technická místnost a místnost pro uskladnění kol či kočárků. Bytové jednotky jsou navrženy dle současných požadavků na bydlení a svým dispozičním řešením uspokojí bydlení 3-4 členné rodiny. K objektu náleží oplocená zahrada a parkoviště.

Bytový dům se bude nacházet na místě nově vyčleněných parcel pro novostavby. Objekt by měl být vystavěn na parcelách číslo 69/21 a 69/20, které budou sloučeny v jednu. Objekt leží na mírně svažitém terénu, jehož ráz bude zachován a bude realizováno pouze spádování se sklonem 2,5 % od objektu. V místě je možnost napojení na obecní kanalizaci, dále vodovod, středotlaký plynovod a síť NN.

Bakalářská práce řeší vytápění bytového domu nízkoteplotním teplovodním systémem s otopnými tělesy a nuceným oběhem vody s tepelným spádem 45/35 °C a ohřev teplé vody na teplotu 55°C. Typová projektová dokumentace je zpracována pro dvě varianty možných zdrojů tepla – plynový kondenzační kotel a tepelné čerpadlo vzduch / voda. U varianty s tepelným čerpadlem je řešen i solární systém pro ohřev teplé vody.

B.2. VOLBA VÝPOČTOVÝCH TEPLIT

Před výpočtem tepelné ztráty, je třeba stanovit podmínky, pro které budeme tepelné ztráty počítat. Při návrhu vytápění se jedná především o teplotu v interiéru a exteriéru. Tyto teploty se stanoví jako konstanty a jsou pouze výpočtové, ve skutečnosti jsou tyto teploty ovlivňovány vnějšími vlivy a v závislosti na čase kolísají. Konkrétně se jedná o vnější a vnitřní výpočtovou teplotu. Vnější výpočtová teplota θ_e [°C] je stanovena na základě dlouholetých měření a pro každou oblast je jiná, uvedena v národní příloze normy ČSN EN 12 831. Venkovní teplotu musíme ještě snížit, pokud počítaný objekt leží v nadmořské výšce vyšší, než je oblast, pro kterou jsme výpočtovou teplotu vybrali.

Vnitřní výpočtová teplota $\theta_{int, i}$ [°C] se uvažuje jako výsledná teplota ve středu vytápěného prostoru ve výšce 0,6 až 1,6 m nad úrovní podlahy, oproti projektovaným teplotám bývají průměrné teploty vnitřního vzduchu o 1 až 2 °C vyšší. Vnitřní výpočtové teploty jsou různé pro místnosti dle účelu a najdeme je v tabulce normy ČSN EN 12 831.

B.2.1. VOLBA VNĚJŠÍ VÝPOČTOVÉ TEPLoty

Ze zadaných údajů o objektu lze vyčíst, že objekt se nachází na území s výpočtovou teplotou -15 °C v oblasti s intenzivními větry, vzhledem k výškové poloze objektu je třeba tuto teplotu snížit na -18 °C.

B.2.2. VOLBA VNITŘNÍ VÝPOČTOVÉ TEPLoty

Vnitřní výpočtové teploty jsem pro obytné místnosti volil dle tabulky normy ČSN EN 12 831, prostory vnitřního schodiště a suterénu jsem z hlediska možnosti zamrzání vody v potrubí volil jako temperované na 5 °C.

Přehled teplot je tedy následující:

1-4.NP – 1-4. Nadzemní podlaží			1.S - Suterén		
Ozn.	Název místnosti	Vnitřní výpočtová teplota $\theta_{int, i}$ [°C]	Ozn.	Název místnosti	Vnitřní výpočtová teplota $\theta_{int, i}$ [°C]
1.1	OBÝVACÍ POKOJ	20	0.01	SKLEP	5
1.2	KUCHYŇ	20	0.02	CHODBA	5
1.3	CHODBA	15	0.03	SKLEP	5
1.4	DĚTSKÝ POKOJ	20	0.04	TECHNICKÁ MÍSTNOST	15
1.5	WC	20	0.05	SKLEP	5
1.6	KOUPELNA	24	0.06	SKLEP	5
1.7	LOŽNICE	20	0.07	SCHODIŠTĚ	5
1.8	SCHODIŠTĚ	5	0.11	SKLEP	5
1.11	OBÝVACÍ POKOJ	20	0.12	CHODBA	5
1.12	KUCHYŇ	20	0.13	SKLEP	5
1.13	CHODBA	15	0.14	KOLÁRNA	5
1.14	DĚTSKÝ POKOJ	20	0.15	SKLEP	5
1.15	WC	20	0.16	SKLEP	5
1.16	KOUPELNA	24			
1.17	LOŽNICE	20			

B.3. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA

B.3.1. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE

Výpočet součinitele prostupu tepla U [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] se provede zvlášť pro každou konstrukci na základě hodnot daných výrobcem. Výrobce u svých materiálů uvádí buď tepelný odpor R [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$] ze kterého lze součinitel prostupu tepla vypočíst dle vzorce:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{i=1}^n R_i + R_{se}}$$

Kde: U [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla

$\sum_{i=1}^n R_i$ [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$] – součet tepelného odporu jednotlivých vrstev konstrukce

R_{si} [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$] – tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce

R_{se} [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$] – tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce

Nebo uvádí hodnotu součinitele tepelné vodivosti λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$], ze které se vypočítá tepelný odpor vrstvy dle vzorce:

$$R = \frac{d}{\lambda}$$

Kde: d [m] – tloušťka vrstvy

λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] – součinitel tepelné vodivosti

Po dosažení tedy vznikne výsledný vzorec pro výpočet součinitele prostupu tepla:

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{se}}$$

Kde: d_i [m] – tloušťka jedné vrstvy

λ_i [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] – součinitel tepelné vodivosti jednotlivé vrstvy

Výpočet se provede zvlášť pro každou konstrukci v objektu, pro přehlednější použití v dalších výpočtech je vhodné si konstrukce označit např.:

SO_1, SO_2, \dots, SO_n (Stěna ochlazovaná) pro obvodové stěny

SN_1, SN_2, \dots, SN_n (Stěna neochlazovaná) pro vnitřní stěny

PDL₁, PDL₂, ..., PDL_n (Podlaha) Pro konstrukce podlah se stropem

STR₁, STR₂, ..., STR_n (Střecha) Pro konstrukce střech

Nakonec vypočtené součinitele tepla porovnáme s normou ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov, která nám předepisuje požadované hodnoty, pokud konstrukce nevyhoví, je třeba zvětšit tloušťku izolační vrstvy konstrukce nebo vyměnit materiál vrstvy za takový, který má vyšší tepelný odpor (nižší součinitel tepelné vodivosti).

B.3.2. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE

Podle postupu popsaného výše a hodnot vyčtených z výkresů skladeb jsem vypočetl součinitele prostupu tepla U pro každou konstrukci, ve výpočtu jsem uvažoval pouze vrstvy, které mají výrazný vliv na součinitel prostupu tepla, takže konstrukce s téměř nulovým tepelným odporem jsem zanedbal. Ve výpočtu bylo třeba zohlednit požadavky na materiál, protože konstrukce z pórobetonu vyžaduje vhodný výběr pevností zdiva, které byly uvedeny ve skladbách konstrukcí, proto jsem při výpočtu u specifických materiálů použil obchodní názvy pro větší přehlednost. Výpočet jsem realizoval použitím tabulek s nastavenými vzorci a databází materiálů. Pro demonstraci uvádím výpočet jedné konstrukce, ostatní viz příloha P1 – Výpočet součinitele prostupu tepla.

Výpočet součinitele prostupu tepla konstrukcí

Zn.	Název konstrukce	Vypracoval	Konstrukce č.
SO1	Obvodová stěna Standart	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5
Číslo vrstvy	Typ vrstvy	Tloušťka vrstvy	Součinitel tepelné vodivosti	Tepelný odpor
č.		d	λ	R
		mm	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
I	Vzduchová vrstva tok vodorovně	-	-	0,13
1	Tenkovrstvá omítka	10	0,990	0,010
2	Ytong Standart	300	0,105	2,857
3	Polystyren pěnový vypěnovaný EPS	150	0,037	4,054
E	Vzduchová vrstva tok vodorovně	-	-	0,04
Součinitel prostupu tepla U ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)				0,14

Jak vyplývá z výpočtu, změna povrchové úpravy např. použití keramického obkladu místo tenkovrstvé omítky nemá v tomto případě na výsledný součinitel prostupu tepla takřka žádný vliv. Proto jsem rozhodl pro zjednodušení pracovat jen s konstrukcemi uvedenými níže:

Ozn.	Název konstrukce	Součinitel prostupu tepla U ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Požadovaný prostupu tepla U ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Doporučený prostupu tepla U ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
SO1	Obvodová stěna Standart	0,14	0,30	0,20
SO2	Obvodová stěna Universal	0,15	0,30	0,20
SO3	Obvodová stěna Statik	0,16	0,30	0,20
SO4	Obvodová stěna Statik plus	0,17	0,30	0,20
SO5	Obvodová stěna suterénu	0,21	0,30	0,25
SN1	Vnitřní nosná stěna Standart	0,33	0,60	0,40
SN2	Vnitřní nosná stěna Universal	0,36	0,60	0,40
SN3	Vnitřní nosná stěna Statik	0,45	0,60	0,40
SN4	Vnitřní nosná stěna Statik plus	0,54	0,60	0,40
SN5	Vnitřní nenosná stěna	1,09	2,7	1,8
P1	Těžká podlaha	0,30	0,75	0,50
P2	Lehká podlaha	0,24	0,75	0,50
P3	Podlaha na zemině	0,23	0,85	0,60
STR1	Střecha	0,12	0,24	0,16

Při porovnání s normovými hodnotami dle ČSN 73 0540 konstrukce vyhovují i na doporučené hodnoty, lze je dále uvažovat ve výpočtu.

B.3.3. SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA OTVORU

Za otvory považujeme všechny výplně prostupů v konstrukcích, jako jsou okna, dveře, vrata, světlíky, poklopy, výkladce, apod. Většinou mají horší tepelně technické vlast-

nosti než stavební konstrukce a je třeba dbát zvýšené pozornosti při umístění v konstrukci z hlediska vzniku tepelných mostů.

Součinitel prostupu tepla většinou udává výrobce, čímž není nutný další výpočet. Pokud, ale tyto údaje nemáme, můžeme využít normu ČSN EN ISO 10077 Tepelné chování oken, dveří a okenic – výpočet součinitele prostupu tepla, kde nalezneme vzorec pro podrobný výpočet součinitele prostupu tepla otvoru U_w [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$].

$$U_w = \frac{\sum A_g \cdot U_g + \sum A_f \cdot U_f + L_g \cdot \psi_g}{\sum A_f + A_g}$$

Kde: U_w [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla otvoru

A_g [m^2] – plocha zasklení

U_g [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla zasklením

A_f [m^2] – plocha rámu

U_f [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla rámem

L_g [m] – viditelný obvod zasklení

ψ_g [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] – lineární činitel prostupu tepla způsobený kombinovanými tepelnými vlivy zasklení, distančního rámečku a rámu

Součinitel prostupu tepla otvoru ať vypočtený či daný výrobcem musíme, stejně jako u stěn, porovnat s požadovanými hodnotami normy ČSN 73 0540. Pokud nevyhoví, musíme zvolit jiný druh výplně např. trojsklo místo dvojskla, kvalitnější rám, apod.

B.3.4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE

Jak jsem popsal výše, součinitel prostupu tepla pro otvory většinou uvádí výrobce a lze jej vyčíst z technických listů. Výplně otvorů si obvykle volí investor a dbá spíše na estetiku a bezpečnost, než na tepelně technické vlastnosti, proto jsem dle podkladů výrobce provedl pouze posouzení dle normy, uvedené v tabulce níže:

Seznam výplní otvorů

Vypracoval:	List číslo:
Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6
Označení	Typ otvoru	Výška	Šířka	Plocha	Součinitel prostupu tepla
		h	b	A	U
		mm	mm	mm ²	W·m ⁻² ·K ⁻¹
O1	Okno plastové	1500	1800	2,70	0,70
O2	Okno plastové	1000	600	0,60	0,70
O3	Balkónové dveře plastové	1500/2000	800/1000	3,55	0,70
O4	Okno plastové s mřížkou	500	900	0,45	0,70
D1	Dveře vnější vchodové plastové	2350	1200	2,82	0,93
D2	Dveře v suterénu dřevěné	1970	800	1,58	2,70
D3	Dveře vnitřní vchodové dřevěné	1970	900	1,77	1,40
D4	Dveře vnitřní dřevěné	1970	800	1,58	2,70
D5	Dveře vnější plechové s izolací	1970	900	1,77	2,40
D6	Dveře technické místnosti	1970	1300	2,56	2,70

B.4. TEPELNÉ ZTRÁTY

Výpočet tepelných ztrát je podkladem pro návrh velikosti otopných těles, z něhož vychází návrh a výpočet otopné soustavy. K výpočtu tepelných ztrát objektu potřebujeme znát: dispozici objektu, polohu objektu, klimatické podmínky, materiál konstrukcí, účel místností, popř. speciální požadavky investora.

Návrh je řízen státními normami a využívá zákonů termodynamiky. Obecně výpočet tepelných ztrát rozdělit do několika kroků.

B.4.1. ENERGETICKÝ ŠTÍTEK OBÁLKY BUDOVY

Výpočet energetického štítku obálky budovy je jednoduchým způsobem, pro zjištění vlastností obálky budovy a dále slouží jako jeden z podkladů pro vystavení průkazu energetické náročnosti budovy. Podrobně jej popisuje norma ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov.

Výpočet probíhá tzv. obálkovou metodou, kdy si na zadaném objektu vymezíme obálku složenou z vytápěných místností a vypočteme měrnou tepelnou ztrátou prostupem tepla H_T [$W \cdot K^{-1}$] této obálky vzorcem:

$$H_T = \sum_{i=1}^N A_i \cdot U_i \cdot b_i + A \cdot \Delta U_{Tbm}$$

Kde: H_T [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta prostupem tepla

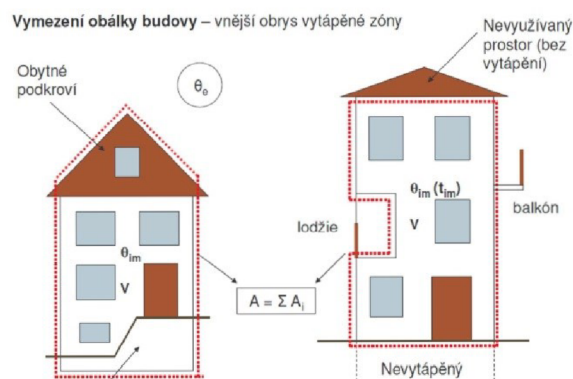
A_i [m^2] – plocha jednotlivých konstrukcí

U_i [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí

b_i [-] – činitel tepelné redukce

A [m^2] – plocha teplosměnné obálky budovy (součet A_i)

ΔU_{Tbm} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – průměrný vliv tepelných vazeb



Obrázek 20. Vymezení obálky budovy [25]

Následuje výpočet průměrného součinitele prostupu tepla U_{em} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] pomocí vzorce

$$U_{em} = \frac{H_t}{A}$$

Kde: U_{em} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – průměrný součinitel prostupu tepla

H_T [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta prostupem tepla

A [m^2] – plocha teplosměnné obálky budovy (součet A_i)

Poté provedeme výpočet měrné tepelné ztráty prostupem tepla pro referenční budovu $H_{T,Ref}$ [$W \cdot K^{-1}$]. Referenční budova je stejná jako posuzovaná budova pouze hodnoty

součinitele prostupu tepla se změny na hodnoty uvedené v normě. Výsledný vzorec tedy bude vypadat takto:

$$H_{T,Ref} = \sum_{i=1}^N A_i \cdot U_{Ref,i} \cdot b_i + A \cdot \Delta U_{Tbm}$$

Kde: $H_{T,Ref}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta prostupem tepla pro referenční budovu

A_i [m^2] – plocha jednotlivých konstrukcí

U_i [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla jednotlivých konstrukcí referenční budovy

b_i [-] – činitel tepelné redukce

A [m^2] – plocha teplosměnné obálky budovy (součet A_i)

ΔU_{Tbm} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – průměrný vliv tepelných vazeb

Vzorec pro výpočet průměrného součinitele prostupu tepla doplníme přírůžkou 0,02:

$$U_{em,N} = \frac{H_{t,Ref}}{A} + 0,02$$

Kde: $U_{em,N}$ [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – průměrný normový součinitel prostupu

$H_{T,Ref}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta prostupem tepla pro referenční budovu

A [m^2] – plocha teplosměnné obálky budovy (součet A_i)

Dále vypočteme nejvyšší přípustnou hodnotu průměrného součinitele prostupu tepla

U_{max} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]:

$$U_{max} = 0,3 \cdot 0,15 \cdot \frac{A}{V}$$

Kde: U_{max} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – Nejvyšší přípustná hodnota součinitele prostupu tepla

A [m^2] – plocha teplosměnné obálky budovy (součet A_i)

V [m^3] – Objem budovy

Pokud hodnotou průměrného součinitele prostupu tepla nepřekročíme nejvyšší přípustnou hodnotu součinitele prostupu tepla, provedeme zatřídění dle tabulky uvedené v normě ČSN 73 0540.

KLASIFIKAČNÍ TŘÍDY	PRŮMĚRNÝ SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA U_{em} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	SLOVNÍ VYJÁDŘENÍ KLASIFIKAČNÍ TŘÍDY	KLASIFIKAČNÍ UKAZATEL CI
A	$U_{em} \leq 0,5 \cdot U_{em, N}$	VELMI ÚSPORNÁ	$\leftarrow 0,5$ $\leftarrow 0,75$ $\leftarrow 1,0$ $\leftarrow 1,5$ $\leftarrow 2,0$ $\leftarrow 2,5$
B	$0,5 \cdot U_{em, N} < U_{em} \leq 0,75 \cdot U_{em, N}$	ÚSPORNÁ	
C	$0,75 \cdot U_{em, N} < U_{em} \leq U_{em, N}$	VYHOVUJÍCÍ	
D	$U_{em, N} < U_{em} \leq 1,5 \cdot U_{em, N}$	NEVYHOVUJÍCÍ	
E	$1,5 \cdot U_{em, N} < U_{em} \leq 2,0 \cdot U_{em, N}$	NEHOSPODÁRNÁ	
F	$2,0 \cdot U_{em, N} < U_{em} \leq 2,5 \cdot U_{em, N}$	VELMI NEHOSPODÁRNÁ	
G	$U_{em} \leq 2,5 \cdot U_{em, N20}$	MIMOŘÁDNĚ NEHOSPODÁRNÁ	

Tabulka 1. Hodnoty průměrného součinitele prostupu tepla dle ČSN 73 0540 [26]

Nakonec vše zapíšeme do energetického štítku budovy, který obsahuje klasifikaci prostupu tepla obálkou budovy a její grafické vyjádření, a vystavíme protokol, jehož obsahem je základní soubor údajů, které popisují tepelné chování budovy a jejich konstrukcí.

ENERGETICKÝ ŠTÍTEK OBÁLKY BUDOVY			
Typ budovy, místní označení		Hodnocení obálky budovy	
Adresa budovy		stavající doporučení	
Celková podlahová plocha $A_s = \dots m^2$			
CI	Velmi úsporná		
0,5			
0,75			
1,0			
1,5			
2,0			
2,5			
Mimořádně nehospodárná			
KLASIFIKACE			
Průměrný součinitel prostupu tepla obálky budovy U_{em} ve $W/(m^2 \cdot K)$ $U_{em} = F_{t, A}$			
Požadovaná hodnota průměrného součinitele prostupu tepla obálky budovy podle ČSN 73 0540-2 $U_{em, N}$ ve $W/(m^2 \cdot K)$			
Klasifikační ukazatele CI a jim odpovídající hodnoty U_{em}			
CI	0,50	0,75	1,00
U_{em}	1,50	2,00	2,50
Platnost štítku do		Datum	
Jméno a příjmení			

Obrázek 21. Energetický štítek obálky budovy [25]

B.4.2. VÝPOČET ENERGETICKÉHO ŠTÍTKU OBÁLKY BUDOVY

Napřed zvolíme tzv. obálku budovy, kterou jsem pro tento případ uvažoval jako vytápěné místnosti bez temperovaných prostor suterénu a schodiště. Dále vypočteme plochy konstrukcí:

1.NP: P1 A=22,74 m ²	O1 A=21,6 m ²
P2 A=212,67 m ²	O2 A=1,20 m ²
SO3 A=145,68 m ²	O3 A=7,10 m ²
SN4 A=46,18 m ²	D3 A=3,54 m ²
2.NP: SO2 A=145,68 m ²	O1 A=21,6 m ²
SN3 A=46,18 m ²	O2 A=1,20 m ²
	O3 A=7,10 m ²
	D3 A=3,54 m ²
3.NP: SO1 A=145,68 m ²	O1 A=21,6 m ²
SN2 A=46,18 m ²	O2 A=1,20 m ²
	O3 A=7,10 m ²
	D3 A=3,54 m ²
4.NP: STR1 A=235,44 m ²	O1 A=21,6 m ²
SN1 A=46,18 m ²	O2 A=1,20 m ²
SO1 A=145,68 m ²	O3 A=7,10 m ²
	D3 A=3,54 m ²

A následně provedeme výpočet dle ČSN 73 0540 a provedeme zatřídění.










Štítek obálky budovy

Převládající teplota interiéru	Teplota exteriéru	Vypracoval
20	-18	Jan Vtípil

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Označení	Plocha	Teplota vně	Součinitel prostupu tepla	Činitel tepelné redukce	Měrný tepelný tok prostupem tepla	Označení	Plocha	Součinitel prostupu tepla	Činitel tepelné redukce	Měrný tepelný tok prostupem tepla
	A	t_e	U	b	H_T		A	U	b	H_T
	m ²	°C	W·m ² ·K ⁻¹	-	W·K ⁻¹		m ²	W·m ² ·K ⁻¹	-	W·K ⁻¹
P1	22,74	5	0,296	0,39	2,66	P1	22,74	0,75	0,39	6,73
P2	212,67	5	0,242	0,39	20,29	P2	212,67	0,75	0,39	62,96
SO3	145,68	-18	0,159	1,00	23,22	SO3	145,68	0,30	1,00	43,70
SN4	40,14	-18	0,536	1,00	21,51	SN4	40,14	0,60	1,00	24,08
SO2	145,68	-18	0,147	1,00	21,36	SO2	145,68	0,30	1,00	43,70
SN3	40,14	-18	0,448	1,00	17,99	SN3	40,14	0,60	1,00	24,08
SO1	291,37	-18	0,141	1,00	41,09	SO1	291,37	0,30	1,00	87,41
SN2	40,14	-18	0,360	1,00	14,46	SN2	40,14	0,60	1,00	24,08
SN1	40,14	-18	0,328	1,00	13,17	SN1	40,14	0,60	1,00	24,08
STR1	235,44	-18	0,124	1,00	29,19	STR1	235,44	0,24	1,00	56,51
O1	86,40	-18	0,700	1,00	60,48	O1	86,40	1,50	1,00	129,60
O2	4,80	-18	0,700	1,00	3,36	O2	4,80	1,50	1,00	7,20
O3	28,40	-18	0,700	1,00	19,88	O3	28,40	1,50	1,00	42,60
D3	14,16	5	1,400	0,39	7,83	D3	14,16	3,50	0,39	19,56
ΣA=	1347,906			ΣH _T =	296,47	ΣA=	1347,906		ΣH _T =	596,32
			$\Delta U_{t_{bm}} =$	0,02	W·m ² ·K ⁻¹			$\Delta U_{t_{bm}} =$	0,02	W·m ² ·K ⁻¹
			ΣH _{TB} =	323,43	W·K ⁻¹			ΣH _{TRef} =	623,28	W·K ⁻¹
			U _{em,B} =	0,24	W·m ² ·K ⁻¹			U _{em,ref} =	0,46	W·m ² ·K ⁻¹

Klasifikační třída	Průměrný součinitel prostupu tepla W·m ⁻² ·K ⁻¹				
A - Velmi úsporná	U _{em,ref} × 0,5 =	0,23	≤	U _{em,B} =	0,24
B - Úsporná	U _{em,ref} × 0,75 =	0,35	≥	U _{em,B} =	0,24
C - Vyhovující	U _{em,ref} × 1 =	0,46	≥	U _{em,B} =	0,24
D - Nevhovující	U _{em,ref} × 1,5 =	0,69	≥	U _{em,B} =	0,24
E - Nehospodárná	U _{em,ref} × 2 =	0,92	≥	U _{em,B} =	0,24
F - Velmi nehospodárná	U _{em,ref} × 2,5 =	1,16	≥	U _{em,B} =	0,24
G - Mimořádně nehospodárná					

ENERGETICKÝ ŠTÍTEK OBÁLKY BUDOVY

Bytový dům		Hodnocení obálky budovy	
Celková podlahová plocha $A_c = 1347,91 \text{ m}^2$		stávající	doporučení
CI	Velmi úsporná		
0,5			
			
0,75			
			
1,0			
1,5			
2,0			
2,5			
	Mimořádně ne hospodárná		
klasifikace		B	
Průměrný součinitel prostupu tepla obálky budovy U_{em} ve $W/(m^2 \cdot K)$ $U_{em} = H_T/A$		0,24	-
Požadovaná hodnota průměrného součinitele prostupu tepla obálky budovy podle ČSN 730540-2 $U_{em,N}$ ve $W/(m^2 \cdot K)$		0,46	-
Klasifikační ukazatele CI a jim odpovídající hodnoty U_{em}			
CI	0,50	0,75	1,00
U_{em}	0,23	0,35	0,46
1,50	0,69	0,92	1,16
Platnost štítku do		Datum	
Štítek vypracoval			

B.4.3. TEPELNÉ ZTRÁTY PODROBNOU METODOU

Přesný výpočet tepelných ztrát se na rozdíl od výpočtu předběžné tepelné ztráty řídí normou ČSN EN 12 831-1 2018 Energetická náročnost budov. Nepočítáme budovu jako celek, ale počítáme každou místnost zvlášť, neřešíme tedy pouze únik tepla do venkovního prostředí, ale také migraci tepla mezi místnostmi s rozdílnou teplotou. Celková tepelná ztráta místnosti $\phi_{HL,i}$ [W] je složena z tepelné ztráty prostupem $\phi_{T,i}$ [W] a tepelné ztráty větráním $\phi_{V,i}$ [W], u přerušovaně vytápěných místností uvažujeme ještě zátopový výkon $\phi_{hu,i}$ [W], pokud se vyskytnou trvalé tepelné zisky, zahrneme do výpočtu člen ϕ_{gain} [W].

$$\phi_{HL,i} = \phi_{T,i} + \phi_{V,i} + \phi_{hu,i} - \phi_{gain}$$

Kde: $\phi_{HL,i}$ [W] – návrhová tepelná ztráta místnosti

$\phi_{T,i}$ [W] – tepelná ztráta prostupem

$\phi_{V,i}$ [W] – tepelná ztráta větráním

$\phi_{hu,i}$ [W] – výkonová přírážka pro prostory s přerušovaným vytápěním

ϕ_{gain} [W] – trvalé tepelné zisky

B.4.3.1. TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM

Je dána součtem měrných tepelných ztrát vynásobených rozdílem převažující teploty interiéru a návrhové teploty venkovního vzduchu, tedy vztahem:

$$\phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,iae} + H_{T,iaBE} + H_{T,ig}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

Kde: $\phi_{T,i}$ [W] – tepelná ztráta prostupem

$H_{T,ie}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do venkovního prostředí

$H_{T,ia}$ [$W \cdot K^{-1}$] měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousedního vytápěného prostoru

$H_{T,iae}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do venkovního prostředí přes nevytápěné prostory a přilehlé budovy

$H_{T,iaBE}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousední funkční části budovy

$H_{T,ig}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do zeminy

$\theta_{int,i}$ [$^{\circ}C$] – převažující teplota interiéru

θ_e [$^{\circ}C$] – výpočtová teplota exteriéru

Principiálně místnost rozdělíme na jednotlivé konstrukce včetně otvorů dle toho, co se nachází na jejich externí straně a dle toho provedeme výpočet.

Měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousedního vytápěného prostoru $H_{T,ia}$, měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do venkovního prostředí přes nevytápěné prostory a přilehlé budovy $H_{T,iae}$ a měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousední funkční části budovy $H_{T,iaBE}$ mají obdobný průběh výpočtu a lze je uvažovat souhrnně, vzorec na výpočet tepelné ztráty prostupem se tedy zjednoduší na:

$$\phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ia(\dots)} + H_{T,ig}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

Kde: $\phi_{T,i}$ [W] – tepelná ztráta prostupem

$H_{T,ie}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do venkovního prostředí

$H_{T,ia(\dots)}$ [$W \cdot K^{-1}$] měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousedního vytápěného prostoru nebo nevytápěného prostoru nebo přes něj

$H_{T,ig}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do zeminy

$\theta_{int,i}$ [$^{\circ}C$] – převažující teplota interiéru

θ_e [$^{\circ}C$] – výpočtová teplota exteriéru

B.4.3.2. VÝPOČET MĚRNÉ TEPELNÉ ZTRÁTY PROSTUPEM Z VYTÁPĚNÉHO PROSTORU DO VENKOVNÍHO PROSTŘEDÍ

Počítá se pro prvky na hranici vytápěného prostoru v kontaktu s venkovním prostředím. Jedná se především o obvodové stěny, okna, dveře, atd. Dále uvažujeme i tepelné mosty a vazby.

$$H_{T,ie} = \sum (A_k \cdot (U_k + \Delta U_{tb}) \cdot f_{U,k} \cdot f_{ie,k})$$

Kde: $H_{T,ie}$ [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do venkovního prostředí

A_k [m^2] – plocha počítané konstrukce

U_k [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – součinitel prostupu tepla počítané konstrukce

ΔU_{tb} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – přírážka na vliv tepelných vazeb

$f_{U,k}$ [-] – opravný činitel, který zohledňuje klimatické vlivy a vlastnosti stavebních částí, uvažujeme pouze, pokud jsme tyto hodnoty nezapočítaly při výpočtu součinitele prostupu tepla U , pokud není stanoven na národní úrovni pak $f_{U,k}=1$

$f_{ie,k}$ [-] – opravný teplotní činitel

Opravný teplotní činitel je dán součtem dvou opravných činitelů.

$$f_{ie,k} = f_1 + f_2$$

Kde: $f_{ie,k}$ [-] – opravný teplotní činitel

f_1 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi teplotou sousedního prostředí a venkovní výpočtovou teplotou, pro venkovní prostředí $f_1=1$

f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části.

Opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části f_2 [-] se pro místnosti, jejichž výška nepřesahuje 4 m rovná 0, pro místnosti vyšší než 4 m se vypočte dle rovnice:

$$f_2 = \frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{int,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

Kde: f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části

$\theta_{int,k}^*$ [°C] – průměrná vnitřní povrchová teplota stavební části

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

θ_e [°C] – teplota exteriéru

B.4.3.3. VÝPOČET MĚRNÉ TEPELNÉ ZTRÁTY Z VYTÁPĚNÉHO PROSTORU DO SOUSEDNÍHO VYTÁPĚNÉHO PROSTORU NEBO NEVYTÁPĚNÉHO PROSTORU NEBO PŘES NĚJ

Výpočet se použije pro místnosti, které sousedí s jinými vnitřními prostory. V rámci normy ČSN EN 12 831-1:2018 se za sousední prostor považuje: jiná vytápěná místnost

ve stejné části budovy; jiná funkční část budovy (např. sousední byt), nevytápěný prostor.

$$H_{T,ia(\dots)} = \sum(A_k \cdot U_k \cdot f_{ia(\dots),k})$$

Kde: $H_{T,ia(\dots)}$ [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$] měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do sousedního vytápěného prostoru nebo nevytápěného prostoru nebo přes něj

A_k [m^2] – plocha počítané konstrukce

U_k [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] – součinitel prostupu tepla počítané konstrukce

$f_{ia(\dots),k}$ [-] – opravný teplotní činitel

Opravný teplotní činitel je obdobný jako při výpočtu měrné tepelné ztráty z vytápěného prostoru do venkovního prostředí.

$$f_{ia(\dots),k} = f_1 + f_2$$

Kde: $f_{ia,k}$ [-] – opravný teplotní činitel

f_1 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíly mezi teplotou sousedního prostředí a venkovní výpočtovou teplotou

f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části.

Opravný činitel zohledňující rozdíly mezi teplotou sousedního prostředí a venkovní výpočtovou teplotou f_1 se ztotožňuje s teplotním redukčním činitelem b podle EN ISO 13 789.

Redukční teplotní činitel b lze určit třemi způsoby. Pokud známe teplotu nevytápěného prostoru, vypočteme teplotní redukční činitel b vzorcem:

$$b = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

Kde: b [-] – teplotní redukční činitel, který zohledňuje rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a výpočtovou teplotou exteriéru

$\theta_{int,i}$ [$^{\circ}\text{C}$] – převažující teplota interiéru

θ_u [$^{\circ}\text{C}$] – teplota nevytápěného prostoru

θ_e [$^{\circ}\text{C}$] – teplota exteriéru

Pokud teplotu nevytápěného prostoru neznáme, vypočítáme teplotní redukční činitele b podle vzorce:

$$b = \frac{H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}}$$

Kde: b [-] – teplotní redukční činitel, který zohledňuje rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a výpočtovou teplotou exteriéru

H_{ue} [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí

H_{ie} [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do nevytápěného prostoru

Dále můžeme najít hodnoty teplotního redukčního činitele b pro typické případy v tabulkách normy ČSN EN 12 831.

Opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části f_2 [-] se stanoví stejně jako pro místnosti, jejichž výška nepřesahuje 4 m rovná 0, pro místnosti vyšší než 4 m se vypočte dle rovnice:

$$f_2 = \frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{int,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

Kde: f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části

$\theta_{int,k}^*$ [$^{\circ}C$] – průměrná vnitřní povrchová teplota stavební části

$\theta_{int,i}$ [$^{\circ}C$] – převažující teplota interiéru

θ_e [$^{\circ}C$] – teplota exteriéru

B.4.3.4. VÝPOČET MĚRNÉ TEPELNÉ ZTRÁTY Z VYTÁPĚNÉHO PROSTORU DO ZEMINY

Používáme pro konstrukce, které jsou z vnější strany v přímém kontaktu se zeminou. Výpočet lze provádět podrobnou metodou dle normy ČSN EN ISO 13 370, kde se uvažuje, že měrná tepelná ztráta je rovna ustálenému tepelnému toku H_g [$W \cdot K^{-1}$], který lze určit:

- a) Trojrozměrným numerickým výpočtem dle ISO 10 221, pro rozměrově zadanou a modelovanou podlahu.
- b) Dvourozměrným numerickým výpočtem dle ISO 10 221, s použitím nekonečně dlouhé podlahy, která má šířku rovnu charakteristickému rozměru podlahy.
- c) Šířením tepla pomocí vztahů udaných v normě ČSN EN ISO 13 370, které zohledňují šíření tepla při okraji podlahy dle dvourozměrných numerických výpočtů z normy ISO 10 221.
- d) Šířením tepla pomocí vztahů udaných v normě ČSN EN ISO 13 370, které zohledňují šíření tepla při okraji podlahy dle koeficientů uvedených v normě ISO 14683.

Pro případ c) a d) je ustálený tepelný tok vyjádřen vztahem:

$$H_g = A \cdot U + P \cdot \Psi_g$$

Kde: H_g [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$] – měrná tepelná ztráta

A [m^2] – plocha podlahy

U [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] – součinitel prostupu tepla mezi vnitřním a vnějším prostředím

P [m] – obvod podlahy

Ψ_g [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] – lineární ztrátový součinitel styku stěny a podlahy

Tento vzorec se dále modifikuje v případě vytápěného suterénu, podle způsobu izolace podlahy, podle polohy podlahy (na zemině, zvýšená podlaha, atd.) a dle různých případů se mění i vzorce pro stanovení lineárního ztrátového součinitele Ψ_g a také pro stanovení součinitele prostupu tepla mezi vnitřním a vnějším prostředím U . Tímto se výpočet značně komplikuje, proto norma umožňuje použít zjednodušenou metodu tedy výpočet dle vzorce:

$$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \cdot \sum (A_k \cdot U_{equiv,k} \cdot f_{ig,k} \cdot f_{GW,k})$$

Kde: $H_{T,ig}$ [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$] – měrná tepelná ztráta z vytápěného prostoru do zeminy

$f_{\theta_{ann}}$ [-] – opravný teplotní součinitel zahrnující vliv kolísání venkovní teploty, daný národní přílohou, uvažujeme hodnotu 1,45

A_k [m^2] – plocha počítané konstrukce

$U_{\text{equiv},k}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] – ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukce

v kontaktu se zemí zohledňující vliv zeminy

$f_{ig,k}$ [-] – opravný teplotní činitel

$f_{GW,k}$ [-] – opravný součinitel na vliv spodní vody

Opravný součinitel na vliv spodní vody $f_{GW,k}$ nabývá hodnot $f_{GW,k}=1$, pokud je hladina podzemní vody více než 1 m pod úrovní základové desky nebo $f_{GW,k}=1,15$ pokud je hladina podzemní vody méně než 1 m pod úrovní základové desky.

Opravný teplotní činitel je obdobný jako při výpočtu měrné tepelné ztráty z vytápěného prostoru do venkovního prostředí.

$$f_{ig,k} = f_1 + f_2$$

Kde: $f_{ig,k}$ [-] – opravný teplotní činitel

f_1 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíly mezi teplotou sousedního prostředí a venkovní výpočtovou teplotou

f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části.

$$f_1 = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{e,m}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

Kde: f_1 [-] – opravný teplotní součinitel zahrnující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní a výpočtovou venkovní teplotou

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

$\theta_{e,m}$ [°C] – průměrná roční teplota exteriéru

θ_e [°C] – teplota exteriéru

Opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části f_2 [-] se stanoví stejně jako pro místnosti, jejichž výška nepřesahuje 4 m rovná 0, pro místnosti vyšší než 4 m se vypočte dle rovnice:

$$f_2 = \frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{int,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

Kde: f_2 [-] – opravný činitel zohledňující rozdíl mezi vnitřní výpočtovou teplotou a průměrnou povrchovou teplotou stavební části

$\theta_{int,k}^*$ [°C] – průměrná vnitřní povrchová teplota stavební části

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

θ_e [°C] – teplota exteriéru

Ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukce v kontaktu se zemínou zohledňující vliv zeminy $U_{equiv,k}$ se určí zjednodušenou metodou, která vychází z EN ISO 13 370.

Při tomto výpočtu je třeba dodržet omezující podmínky:

Součinitel prostupu tepla podlahové desky: $U_{floor} \leq 4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

Součinitel prostupu tepla stěny sklepa: $U_{bw} \leq 3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

Tloušťka svislých stěn: $w = 0,4 \text{ m}$

Tepelná vodivost zeminy: $\lambda = 2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Geometrický parametr podlahové desky: $2 \text{ m} \leq B' \leq 50 \text{ m}$

Hloubka podlahové desky pod úrovní zeminy: $0 \text{ m} \leq z \leq 5 \text{ m}$

$$U_{equiv,k} = \frac{a}{b + (c_1 + B')^{n_1} + (c_2 + z)^{n_2} + (c_3 + U_k + \Delta U_{TB})^{n_3}} + d$$

Kde: $U_{equiv,k}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] – ekvivalentní součinitel prostupu tepla konstrukce v kontaktu se zemínou zohledňující vliv zeminy

a, b, c, d, n [-] – parametry dle tabulky

B' [m] – geometrický parametr podlahové desky

z [m] – hloubka horní hrany podlahové desky

U_k [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] – součinitel prostupu tepla počítané konstrukce

ΔU_{tb} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] – přírůžka na vliv tepelných vazeb

	a	b	c₁	c₂	c₃	n₁	n₂	n₃	d
Podlaha	0,9671	-7,455	10,76	9,773	9,0265	0,5532	0,6027	-0,9296	-0,0203
Stěna	0,93328	-2,1552	0	1,466	0,1006	0	0,45325	-1,0068	-0,0692

Tabulka 2. Normy ČSN EN 12 831 pro určení parametrů pro výpočet $U_{equiv,k}$ [27]

Geometrický parametr podlahové desky B' je dán vzorcem:

$$B' = \frac{A_G}{0,5 \cdot P}$$

Kde: B' [m] – geometrický parametr podlahové desky

A_G [m²] – plocha podlahové desky

P [m] – nechráněný obvod podlahy, který vyjadřuje celkovou délku vnějších stěn, které oddělují vytápěný prostor od vnějšího prostředí nebo od nevytápěného prostoru

B.4.3.5. TEPELNÁ ZTRÁTA VĚTRÁNÍM

Je dána měrnou tepelnou ztrátou větráním vynásobenou rozdílem převažující teploty interiéru a návrhové teploty venkovního vzduchu, tedy vzorcem:

$$\phi_{V,i} = \dot{V}_i \cdot n_i \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

Kde: $\phi_{V,i}$ [W] – tepelná ztráta větráním

\dot{V}_i [m³·h⁻¹] – Objemový průtok vzduchu vytápěného prostoru

n_i [h⁻¹] – požadovaná výměna vzduchu v místnosti

ρ [kg·m⁻³] – hustota vzduchu při teplotě uvnitř místnosti

c_{pa} [J·kg⁻¹·K⁻¹] – měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě uvnitř místnosti

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

θ_e [°C] – výpočtová teplota exteriéru

Po dosazení konstant se vzorec zjednoduší na:

$$\phi_{V,i} = V_i \cdot n_i \cdot 0,34 \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

Kde: $\phi_{V,i}$ [W] – tepelná ztráta větráním

V_i [m³·h⁻¹] – Objem vytápěného prostoru

n_i [h⁻¹] – požadovaná výměna vzduchu v místnosti

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

θ_e [°C] – výpočtová teplota exteriéru

Typ místnosti	n_i [h^{-1}]
Trvale obytné místnosti; např. obývací pokoje, kanceláře	0,5
Kuchyně, koupelny, záchody apod. (s okny)	0,5
Pomocné místnosti, vnitřní místnosti bez oken	0,0

Tabulka 3. Minimální výměna vzduchu n_i dle normy ČSN EN 12 831-1:2018 [27]

B.4.4. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT PODROBNOU METODOU

K podrobnému výpočtu tepelných ztrát je třeba znát více údajů než k energetickému štítku budovy, volba výpočtových teplot je popsána výše, dále potřebujeme znát polohu objektu pro stanovení stínícího součinitele. Ze situačního výkresu lze vyčíst, že se jedná o polohu nechráněnou, Stínící součinitel tedy bude nabývat hodnot:

Poloha objektu	Bez otvorů	Jeden otvor	Více otvorů
Nechráněná	0	0,03	0,05

Tabulka 4. Stínící součinitel e [25]

Dále je třeba znát potřebu výměny vzduchu, pro obytné místnosti se obvykle uvažuje $n=0,5 h^{-1}$ a intenzita výměny vzduchu, která vznikne při rozdílu tlaků 50 Pa mezi interiérem a exteriérem se pro přirozené větrání uvažuje $n_{50}=4,5 h^{-1}$

Pro stanovení ekvivalentního součinitele prostupu tepla je třeba znát charakteristické číslo budovy.

$$B' = \frac{A}{0,5 \cdot P} = \frac{266,40}{0,5 \cdot 68,40} = 7,79$$

Pro demonstraci uvádím výpočet jedné místnosti, ostatní viz příloha P2 – Výpočet tepelných ztrát.

Výpočet tepelných ztrát

Označení místnosti	Charakt. číslo budovy	Teplota exteriéru	Teplota interiéru	Vypracoval
0.01	7,79	-18	5	Jan Vtípil

Tepelná ztráta prostupem do venkovního prostředí															
1	2	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
Typ	Označení	Délka	Výška	Plocha	Počet druhů otvorů ve stěně	Počet otvorů stejného druhu	Plocha otvoru	Plocha bez otvorů	Opravní činitelé	Součinitel prostupu tepla	Přírůžka na vliv tepelných mostů	Měrná tepelná ztráta			
		b	h	A			A	A		$f_{U,k} \cdot f_{ie,k}$			U_k	ΔU	H_T
		m	m	m ²			m ²	m ²		-			W·m ² ·K ⁻¹	W·m ² ·K ⁻¹	W·K ⁻¹
Kce	SO5	3,50	1,86	6,51	1			6,06	1	0,208	0,02	1,38			
Otvor	O4					1	0,45		1	0,700		0,32			
Kce	SO5	4,70	1,71	8,0135				8,01	1	0,208	0,02	1,83			

Tepelná ztráta prostupem do sousedního vytápěného nebo nevytápěného prostoru nebo přes něj														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14		
Typ	Označení	Teplota vně	Délka	Výška	Plocha	Počet druhů otvorů ve stěně	Počet otvorů stejného druhu	Plocha otvoru	Plocha bez otvorů	Opravní teplotní součinitel	Součinitel prostupu tepla	Měrná tepelná ztráta		
		t_e	b	h	A			A	A		$f_{ia(...),k}$		U_k	H_T
		°C	m	m	m ²			m ²	m ²		-		W·m ² ·K ⁻¹	W·K ⁻¹
Kce	P2	20	3,50	4,70	16,45				16,45	-0,6522	0,242	-2,59		

Tepelná ztráta prostupem do země											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Typ	Označení	Roční průměrná teplota	Délka	Výška	Plocha	Součinitel prostupu tepla	Ekvivalentní součinitel	Opravní součinitel vlivu roční teploty	Opravní teplotní součinitel	Opravní součinitel vlivu spodní vody	Měrná tepelná ztráta
		t_{me}	b	h	A	U_k	$U_{equiv,k}$	$f_{e,ann}$	$f_{g,k}$	$f_{GW,k}$	H_T
		°C	m	m	m ²	W·m ² ·K ⁻¹	W·m ² ·K ⁻¹	-	-	-	W·K ⁻¹
Kce	SO5	3,1	3,50	0,83	2,91	0,21	0,17	1,45	0,08	1,00	0,059
Kce	SO5	3,1	4,70	0,99	4,65	0,21	0,16	1,45	0,08	1,00	0,089
Kce	P3	3,1	4,70	3,50	16,45	0,23	0,15	1,45	0,08	1,00	0,296

Tepelná ztráta větráním								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Objem místnosti	Požadovaná výměna vzduchu	Přirozená výměna vzduchu	Počet nechráněných otvorů	Stínící součinitel	Korekční činitel	Výměna vzduchu infiltrací	Výměna vzduchu větráním	Měrná tepelná ztráta
				n_{50}	ϵ	V_{inf}	V_{min}	H_T
				h ⁻¹	-	-	m ³ /h	m ³ /h
41,95	0,1	4,5	1	0,03	1	11,327	4,195	3,85101

Tepelná ztráta prostupem $Q_t = 32$ w

Tepelná ztráta větráním $Q_v = 89$ w

Celková tepelná ztráta $Q = 120$ w

Přehled tepelných ztrát místností

Vypracoval:	List číslo:
Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7												
														Označení	Název místnosti	Plocha	Teplota interiéru	Tepelná ztráta místnosti prostupem	Tepelná ztráta místnosti větráním	Označení	Název místnosti	Plocha	Teplota interiéru	Tepelná ztráta místnosti prostupem	Tepelná ztráta místnosti větráním
mm ²	°C	W	W	W	mm ²	°C	W	W	W																
1.S							3.NP																		
0.01	Sklep	16,45	5	32	89	120	3.01	Obývací pokoj	33,6	20	322	621	943												
0.02	Chodba	13,32	5	-39	144	105	3.02	Kuchyň	14,4	20	198	266	464												
0.03	Sklep	17,39	5	-11	94	82	3.03	Chodba	8,39	15	-321	121	-200												
0.04	Technická místnost	14,4	15	352	111	464	3.04	Dětský pokoj	17,76	20	184	328	511												
0.05	Sklep	17,28	5	-178	93	-85	3.05	WC	1,3	20	37	7	43												
0.06	Sklep	17,28	5	-2	93	91	3.06	Koupelna	7,5	24	237	138	374												
0.07	Schodiště	19,08	5	15	107	121	3.07	Ložnice	17,28	20	124	319	442												
0.11	Sklep	16,45	5	47	89	135	3.08	Schodiště	19,8	5	-216	143	-73												
0.12	Chodba	13,32	5	-9	144	136	3.11	Obývací pokoj	33,4	20	322	621	943												
0.13	Sklep	17,39	5	22	94	115	3.12	Kuchyň	14,4	20	198	266	464												
0.14	Kolárna	14,4	5	-85	78	-8	3.13	Chodba	8,39	15	-321	121	-200												
0.15	Sklep	17,28	5	-27	93	66	3.14	Dětský pokoj	17,76	20	184	328	511												
0.16	Sklep	17,28	5	30	93	123	3.15	WC	1,3	20	37	7	43												
1.NP							4.NP																		
1.01	Obývací pokoj	33,6	20	505	621	1 126	3.16	Koupelna	7,5	24	237	138	374												
1.02	Kuchyň	14,4	20	380	266	646	3.17	Ložnice	17,28	20	124	319	442												
1.03	Chodba	8,39	15	-309	121	-189	4.01	Obývací pokoj	33,6	20	550	621	1 170												
1.04	Dětský pokoj	17,76	20	231	328	558	4.02	Kuchyň	14,4	20	354	266	619												
1.05	WC	1,3	20	45	7	51	4.03	Chodba	8,39	15	-279	121	-159												
1.06	Koupelna	7,5	24	289	138	427	4.04	Dětský pokoj	17,76	20	299	328	627												
1.07	Ložnice	17,28	20	193	319	511	4.05	WC	1,3	20	47	7	53												
1.08	Schodiště	19,8	5	-329	119	-210	4.06	Koupelna	7,5	24	286	138	423												
1.11	Obývací pokoj	33,4	20	505	621	1 126	4.07	Ložnice	17,28	20	218	319	537												
1.12	Kuchyň	14,4	20	380	266	646	4.08	Schodiště	19,8	5	-216	143	-73												
1.13	Chodba	8,39	15	-309	121	-189	4.11	Obývací pokoj	33,4	20	550	621	1 170												
1.14	Dětský pokoj	17,76	20	231	328	601	4.12	Kuchyň	14,4	20	354	266	619												
1.15	WC	1,3	20	45	7	51	4.13	Chodba	8,39	15	-279	121	-159												
1.16	Koupelna	7,5	24	289	138	427	4.14	Dětský pokoj	17,76	20	299	328	627												
1.17	Ložnice	17,28	20	193	319	511	4.15	WC	1,3	20	47	7	53												
2.NP							5.NP																		
2.01	Obývací pokoj	33,6	20	370	621	991	4.16	Koupelna	7,5	24	286	138	423												
2.02	Kuchyň	14,4	20	304	266	570	4.17	Ložnice	17,28	20	218	319	537												
2.03	Chodba	8,39	15	-325	121	-205	5.08	Schodiště	19,8	5	296	197	493												
2.04	Dětský pokoj	17,76	20	195	328	523	Tepelná ztráta objektu prostupem: 8 471 w Tepelná ztráta objektu větráním: 16 423 w Celková tepelná ztráta objektu: 24 937 w																		
2.05	WC	1,3	20	37	7	43																			
2.06	Koupelna	7,5	24	239	138	376																			
2.07	Ložnice	17,28	20	126	319	444																			
2.08	Schodiště	19,8	5	-273	119	-154																			
2.11	Obývací pokoj	33,4	20	370	621	991																			
2.12	Kuchyň	14,4	20	304	266	570																			
2.13	Chodba	8,39	15	-325	121	-205																			
2.14	Dětský pokoj	17,76	20	195	328	523																			
2.15	WC	1,3	20	37	7	43																			
2.16	Koupelna	7,5	24	239	138	376																			
2.17	Ložnice	17,28	20	126	319	444																			

B.5. PŘÍPRAVA TEPLÉ UŽITKOVÉ VODY

B.5.1. ÚVOD

Vybavenost objektu teplou vodou je dnes nedílnou součástí každého obytného domu. Teplou vodou se rozumí pitná voda ohřátá na 50-60 °C určená k mytí, koupání, úklidu, atd. Pokud je určena jako provozní, nemusí být pitná.

Podle místa ohřevu se příprava TUV dělí:

Místní příprava – ohřev nastává v místě použití, používají se elektrické, plynové či jiné ohříváče, mohou být průtokové nebo zásobníkové.

Ústřední příprava – ohřev probíhá v domovní kotelně nebo předávací stanici a voda je dále rozváděna k jednotlivým uživatelům. Zdrojem ohřevu jsou výměníky tepla, do jejichž primární části je přiváděna teplotně odolná látka ze zdroje. Zdrojem může být kotel na tuhá či plynná paliva, elektrokotel, atd. často se používají solární kolektory v kombinaci s elektrokotlem.

Dálková příprava – Ohříváče jsou umístěny mimo zásobovaný objekt v okružní kotelně. Nevýhodou je doprava na velké vzdálenosti a s tím spojeny tepelné ztráty a tudíž náklady na dopravu vody.

B.5.2. POŽADAVKY NA CENTRÁLNÍ PŘÍPRAVU TEPLÉ VODY

Musí být dodávána celoročně tak, aby na výstupu u spotřebitele měla 55-60 °C, možný je krátkodobý pokles v době odběrových špiček.

Teplá voda se dodává minimálně od 6 do 22 hodin.

Při přípravě zásobníkovým ohřevem se provádí tepelná desinfekce, která spočívá v krátkodobém ohřevu nad 70 °C, tím se likviduje bakterie legionela, která má ideální podmínky 35-40 °C.

B.5.3. ZDROJE PRO PŘÍPRAVU TUV

Podle akumulační schopnosti zařízení dělíme zdroje na:

Zásobníkový ohřev – voda se ohřívá do zásoby a ukládá se v akumulační nádrži. Mezi výhody patří, že překonává nerovnosti spotřeby vody, při relativně malém příkonu spotřebičů. Nevýhodou je, že při ohřevu se voda pohybuje malou rychlostí a tak vznikají nevýhodné podmínky pro přestup tepla.

Průtokový ohřev – Voda se ohřívá přímo při průtoku, proto tepelný výkon musí odpovídat okamžitému průtoku teplé vody a tudíž musí být větší příkony ohřivačů.

Smíšený ohřev – průtokový ohřev je doplněn zásobníkem teplé vody k pokrytí krátkodobých odběrových špiček nepřesahujících zpravidla 60 min. Toto řešení je z hlediska tepla výhodnější než zásobníkový ohřev.

B.5.4. VÝPOČET POTŘEBY TEPLÉ VODY

Výpočet spočívá ve stanovení objemu zásobníku a stanovení potřebného výkonu pro jeho ohřev. Návrh vychází z normy ČSN 06 0320, nejprve je třeba určit celkovou potřebu teplé vody V_{2p} v dané periodě, většinou za den tedy s jednotkou [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] dle vzorce:

$$V_{2p} = V_o + V_j + V_u$$

Kde: V_{2p} [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – celková potřeba teplé vody za den

V_o [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody pro mytí osob

V_j [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody na mytí nádobí

V_u [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody pro úklid a na mytí podlah

Problémem při stanovení potřeby vody pro mytí osob je, že skutečné množství závisí na individuální potřebě jedince a v praxi zjistíme, že hodnoty uvedené v normě ČSN 06 0320 jsou značně nadsazené, proto je u bytových domů doporučeno počítat s celkovou potřebou teplé vody $V_{o,i}=0,082 \text{ m}^3 \cdot \text{osoba}^{-1} \cdot \text{den}^{-1}$. Jinak lze potřebu vody pro mytí osob stanovit pomocí vzorce:

$$V_o = n_l \cdot \sum_{i=1}^n (n_{di} \cdot U_{3i} \cdot \tau_{di} \cdot p_{di})$$

Kde: V_o [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody pro mytí osob

n_l [-] – počet uživatelů

n_d [-] – počet dávek

U_3 [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] – objemový průtok teplé vody

τ_d [h] – doba dávky

p_d [-] – součinitel prodloužení dávky

Potřeba teplé vody na mytí nádobí se stanoví vzorcem:

$$V_j = n_j \cdot V_d$$

Kde: V_j [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody na mytí nádobí

n_j [-] – počet jídel

V_d [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – objem dávky

Potřeba teplé vody pro úklid a mytí podlah se stanoví vzorcem:

$$V_u = n_u \cdot V_d$$

Kde: V_u [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – potřeba teplé vody pro úklid a mytí podlah

n_u [-] – výměra podlah

V_d [$\text{m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$] – objem dávky

Potřebné hodnoty jsou uvedeny v tabulkách normy ČSN 06 0320. Dále je třeba stanovit výkon pro ohřev vody, výpočet vychází z kalorimetrické rovnice a zahrnuje i tepelné ztráty při distribuci a ohřevu.

$$Q_{2P} = Q_{2t} + Q_{2z}$$

Kde: Q_{2p} [$\text{kWh} \cdot \text{den}^{-1}$] – teplo odebrané z ohříváče

Q_{2t} [$\text{kWh} \cdot \text{den}^{-1}$] – teplo potřebné pro ohřev vody

Q_{2z} [$\text{kWh} \cdot \text{den}^{-1}$] – teplo ztracené při ohřevu a distribuci

Teplo potřebné pro ohřev vody je dáno rovnicí:

$$Q_{2t} = \frac{V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000}$$

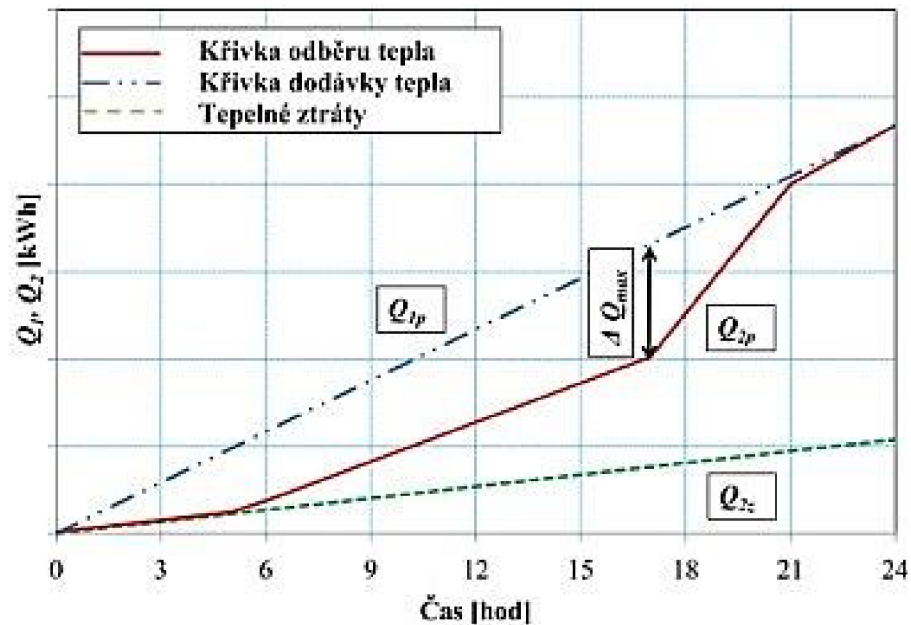
Kde: Q_{2t} [kWh·den⁻¹] – teplo potřebné pro ohřev vody
 z [-] – poměrná ztráta při ohřevu tepla a distribuci
 V_{2p} [m³·den⁻¹] – celková potřeba teplé vody
 ρ [kg·m⁻³] – hustota vody při střední teplotě v zásobníku
 c [J·kg⁻¹·K⁻¹] – měrná tepelná kapacita vody
 t_1 [°C] – teplota vody na vstupu do ohříváče
 t_2 [°C] – teplota vody na výstupu z ohříváče

Teplo ztracené při ohřevu a distribuci je dáno násobkem tepla potřebného pro distribuci, přičemž poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci, je závislá na kvalitě izolace rozvodu teplé vody a akumulární nádoby, dále na tepelných ztrátách při ohřevu vody a také na ztrátách v cirkulačním potrubí. Pro novostavby bytových domů, by tato hodnota neměla přesáhnout $z=0,5$, pokud jsou izolace rozvodů provedeny dle vyhlášky č. 193/2007 Sb můžeme uvažovat hodnotu poměrné ztráty $z=0,3$, pro dálkové vedení se uvažuje $z=1,0$ a pro starší objekty platí $z=1-5$. Tedy vzorcem:

$$Q_{2z} = Q_{2t} \cdot z$$

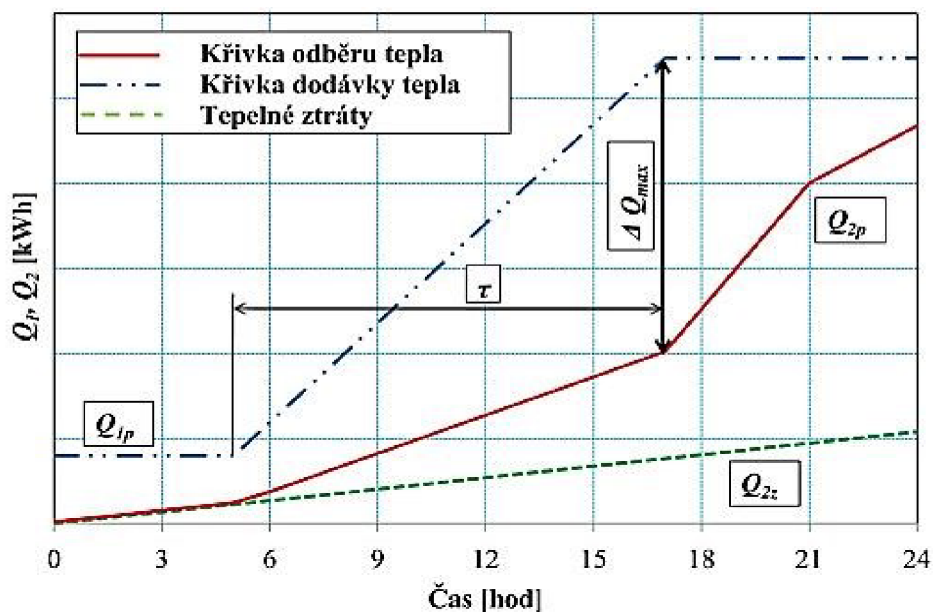
Kde: Q_{2z} [kWh·den⁻¹] – teplo ztracené při ohřevu a distribuci
 Q_{2t} [kWh·den⁻¹] – teplo potřebné pro ohřev vody
 z [-] – poměrná ztráta při ohřevu tepla a distribuci

Dále je třeba znát provoz budovy pro rozdělení odběru teplé vody v průběhu dne, z něhož se následně sestaví křivka odběru teplé vody. Tzv. časový rozbor odběru teplé vody uvádí pro typizované budovy norma ČSN 03 0320, avšak skutečné časové rozdělení odběru teplé vody se může od tohoto rozboru lišit, proto je lepší uvažovat s údaji investora, pokud je máme k dispozici.



Obrázek 22. Křivka dodávky a odběru teplé vody [4]

Křivku odběru tepla doplníme křivkou dodávky tepla, tj. spojíme nejvyšší a nejnižší bod křivky odběru tepla, přičemž křivka dodávky tepla nesmí nikdy ležet pod křivkou odběru tepla, pokud se tak stane, musíme křivku dodávky tepla navýšit. Pokud nelze zajistit kontinuální dodávku tepla v průběhu celého dne, lze uvažovat využití tepla z předchozího dne a dodávku tepla jen po určitou část dne, výsledný diagram bude vypadat takto:



Obrázek 23. Křivka dodávky a odběru teplé vody s přerušovanou dodávkou tepla [4]

Z grafu odečteme hodnotu ΔQ_{\max} což je největší rozdíl, mezi křivkou odběru a dodávky tepla a z této hodnoty vypočteme objem zásobníku rovnicí:

$$V_z = \frac{\Delta Q_{\max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} \cdot 3600 \cdot 1000$$

Kde: V_z [m³] – objem zásobníku teplé vody

ΔQ_{\max} [kWh] – největší rozdíl, mezi křivkou odběru a dodávky tepla

ρ [kg·m⁻³] – hustota vody při střední teplotě v zásobníku

c [J·kg⁻¹·K⁻¹] – měrná tepelná kapacita vody

t_1 [°C] – teplota vody na vstupu do ohříváče

t_2 [°C] – teplota vody na výstupu z ohříváče

Z grafu dále odečteme hodnotu Q_1 což je hodnota maximální dodávky tepla. Jmenovitý výkon ohřevu se poté určí vzorcem:

$$Q_{1n} = \frac{Q_1}{\tau}$$

Kde: Q_{1n} [kW] – jmenovitý výkon zdroje tepla

Q_1 [kWh] – maximální dodávka tepla

τ [h] – doba provozu zdroje tepla

$$V_o = n_l \cdot V_{o,i} = 24 \cdot 0,082 = 1,968 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

$$V_{2p} = V_o + V_j + V_u = 1,968 + 0 + 0 = 1,968 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

$$Q_{2t} = \frac{V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} = \frac{1,968 \cdot 990,2 \cdot 4176 \cdot (55 - 10)}{3600 \cdot 1000}$$

$$= 101,72 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1}$$

$$Q_{2z} = Q_{2t} \cdot z = 101,72 \cdot 0,3 = 30,516 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1}$$

$$Q_{2p} = Q_{2t} + Q_{2z} = 101,72 + 20,516 = 132,236 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1}$$

Časový rozbor:

od 0 do 5 hodin – 0 %

Pouze ztráty

Od 5 do 17 hodin – 35 %

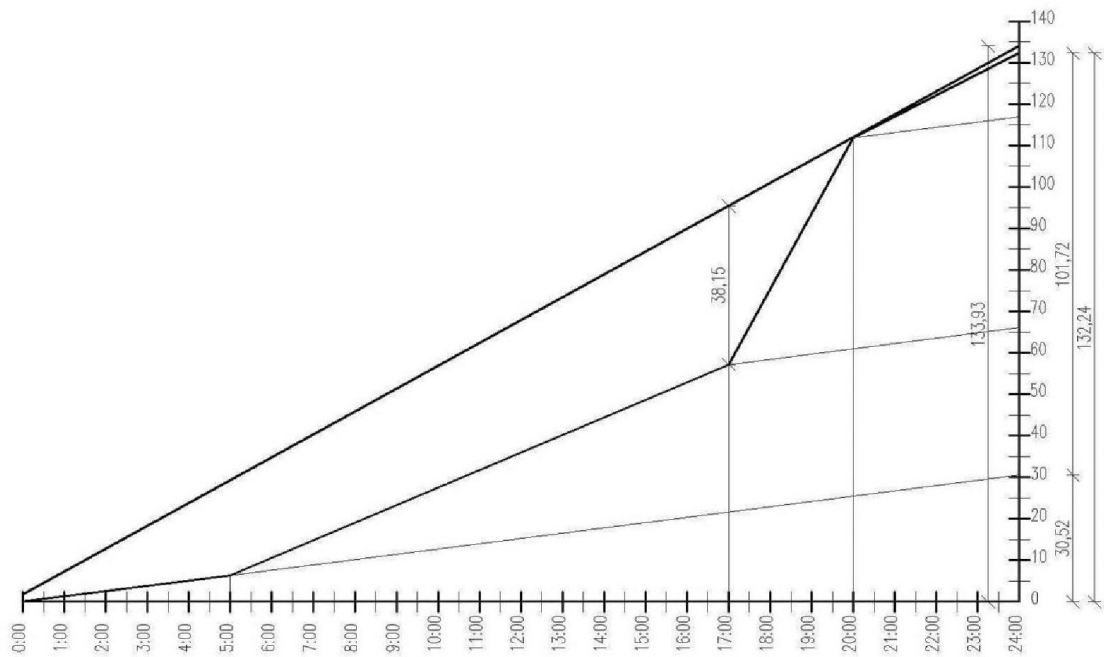
$$0,35 \cdot 101,72 = 35,602 \text{ kWh}$$

Od 17 do 20 hodin – 50 %

$$0,5 \cdot 101,72 = 50,86 \text{ kWh}$$

Od 20 do 24 hodin – 15 %

$$0,15 \cdot 101,72 = 15,258 \text{ kWh}$$



$$V_z = \frac{\Delta Q_{max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{36,15}{990,2 \cdot 4176 \cdot (55 - 10)} \cdot 3600 \cdot 1000$$

$$= 0,699 \text{ m}^3$$

$$Q_1 = 133,93 \text{ kWh}$$

B.6. OTOPNÁ TĚLESA

B.6.1. ÚVOD

Otopná tělesa se podílejí na přenosu tepla od zdroje do vytápěného místnosti, nejčastěji se umísťují pod oknem, tak aby okno bylo překryto alespoň ze 2/3, aby nedocházelo k jeho zamlžování, tato pozice je také výhodná, protože v tomto místě není bráněno

konvenčnímu ani sálavému účinku vytápění a dále je ohříván chladný vzduch, který vniká do místnosti spárami oken, čímž se nám zmenšuje rozdíl teplot mezi vrstvami vzduchu v místnosti.

Požadavky na otopná tělesa: Velký tepelný modul a výkon, malá tepelná setrvačnost, jednoduchá vyrobiteľnosť, dlhá životnosť, snadná čistiteľnosť, dobrý estetický vzhľad a nízka cena.

B.6.2. NÁVRH OTOPNÝCH TĚLES

Pro zajištění tepelné pohody, musí být součet tepelných výkonů v místnosti stejně velký jako celková tepelná ztráta místnosti. Výkon otopného tělesa závisí na poloze tělesa, okolí tělesa, způsobu připojení na teplotě otopné na vstupu a výstupu z tělesa neboli na teplotním spádu otopné vody, proto potřeba nejprve vypočítat teplotní spád vody v otopné soustavě.

B.6.2.1. TEPLITNÍ SPÁD

U soustav s nuceným oběhem není nutný teplotní spád 90/70 °C, který se používá pro vyvození co největšího vztlaku vody u soustav s přirozeným oběhem vody, takto vysoký teplotní spád je nevýhodný z hlediska regulace a navíc pokud má objekt nízké tepelné ztráty, vychází otopná tělesa poměrně malá a nelze splnit požadavek na velikost otopného tělesa vůči oknu.

Nejprve je třeba určit povrchovou teplotu okna, celý výpočet vychází z předpokladu, že délka otopného tělesa je minimálně dvoutřetinová nebo stejná jako velikost okna a součin čelní plochy tělesa a rozdílu mezi střední teplotou tělesa a vnitřního vzduchu je větší nebo roven součinu plochy okna a rozdílu teploty vnitřního vzduchu a povrchové teploty okna, tedy rovnicí:

$$L_{OT} \cdot H_{OT} \cdot (t_{OT} - t_i) \geq L_{OK} \cdot H_{OK} \cdot (t_i - t_{OK})$$

Kde: L_{OT} [m] – délka otopného tělesa

H_{OT} [m] – výška otopného tělesa

t_{OT} [°C] – střední teplota otopného tělesa

t_i [°C] – teplota v místnosti

t_{OK} [°C] – povrchová teplota okna

Díky původnímu předpokladu při vyjadřování t_{OT} rovnice zjednoduší a vznikne vzorec:

$$t_{OT} = \frac{L_{OK} \cdot H_{OK} \cdot (t_i - t_{OK}) + L_{OT} \cdot H_{OT} \cdot t_i}{L_{OT} \cdot H_{OT}}$$

V tomto vzorci je však neznámá a to povrchová teplota okna t_{OK} , tu lze vyjádřit z rovnice přestupu a prostupu a tepla oknem:

$$U_{OK} \cdot (t_i - t_e) = \alpha_{i,OK} \cdot (t_i - t_{OK})$$

Kde: U_{OK} [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] – součinitel prostupu tepla okna

t_i [°C] – teplota v místnosti

t_e [°C] – výpočtová teplota exteriéru

$\alpha_{i,OK}$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] – součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna

t_{OK} [°C] – povrchová teplota okna

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna uvažujeme dle ČSN 06 0210

$\alpha_{i,OK} = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, Po vyjádření střední povrchové teploty okna t_{OK} tedy vznikne vzorec:

$$t_{OK} = \frac{\alpha_{i,OK} \cdot t_i - U_{OK} \cdot (t_i - t_e)}{\alpha_{i,OK}}$$

Po provedení výpočtu zvolíme z vypočítané střední teploty otopného tělesa teplotní spád:

Druh otopné soustavy	Teplotní spád [°C]/[°C]	Teplota přiváděné vody t_{w1} [°C]	Teplota vratné vody t_{w2} [°C]
S přirozeným oběhem	92,5/67,5	92,5	67,5
	90/70	90	70
Teplovodní soustavy	85/75	85	75
	80/60	80	60
	75/65	75	65
	70/50	70	50
	70/60	70	60
Nízkoteplotní soustavy	55/45	55	45
	50/40	50	40
	45/35	45	35
	40/30	40	30
	35/25	35	25

Tabulka 5. Běžné teplotní spády pro jednotlivé typy soustav [19]

B.6.2.1. VÝPOČET TEPLOTNÍHO SPÁDU

$$t_{OK} = \frac{\alpha_{i,OK} \cdot t_i - U_{OK} \cdot (t_i - t_e)}{\alpha_{i,OK}} = \frac{8 \cdot 20 - 0,7 \cdot (20 - (-18))}{8} = 16,675 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{OT} = \frac{L_{OK} \cdot H_{OK} \cdot (t_i - t_{OK}) + L_{OT} \cdot H_{OT} \cdot t_i}{L_{OT} \cdot H_{OT}}$$

$$= \frac{1,8 \cdot 1,5 \cdot (20 - 16,675) + 1,2 \cdot 0,6 \cdot 20}{1,2 \cdot 0,6} = 32,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Zvolím teplotní spád 45/35 °C.

B.6.2.2. OPRAVNÍ SOUČINITELE

Skutečný výkon otopného tělesa závisí na jeho umístění v místnosti, úpravě jeho okolí, způsobu připojení a také na teplotě otopné vody a výpočtové teplotě v místnosti. Tuto skutečnost zohledňujeme pomocí opravných součinitelů, díky kterým se jmenovi-

tý výkon otopného tělesa upraví na hodnoty, které vystihují podmínky, v kterých se otopné těleso nachází. Skutečný výkon otopného tělesa tedy vychází z rovnice:

$$Q_{T,sk} = Q_T \cdot f_{\Delta t} \cdot f_{\delta t} \cdot f_x \cdot f_o \cdot f_n \cdot f_p$$

- Kde: $Q_{T,sk}$ [W] – skutečný výkon otopného tělesa
 Q_T [W] – návrhový výkon otopného tělesa, udávaný výrobcem
 $f_{\Delta t}$ [W] – opravný součinitel pro rozdíl teplot
 $f_{\delta t}$ [W] – opravný součinitel pro ochlazení vody
 f_x [W] – opravný součinitel na připojení otopného tělesa
 f_o [W] – opravný součinitel pro úpravu okolí tělesa
 f_n [W] – opravný součinitel pro počet článků
 f_p [W] – opravný součinitel pro umístění otopného tělesa

OPRAVNÝ SOUČINITEL PRO ROZDÍL TEPLOT

Zohledňuje změnu tepelného spádu v otopné soustavě a změnu výpočtové teploty v místnosti, oproti hodnotám udávaným výrobcem. Dnes většinou výrobce uvádí rozdílné výkony v závislosti na tepelném spádu a teplotě v místnosti a tento opravný koeficient ve výpočtu nevyužijeme. Pokud však tyto hodnoty k dispozici nemáme, pokračujeme podle výpočtu:

Nejprve je třeba ověřit podmínku:

$$\frac{(t_{w2} - t_i)}{(t_{w1} - t_i)} \geq 0,7$$

- Kde: t_{w1} [°C] – teplota přiváděné vody
 t_{w2} [°C] – teplota vratné vody
 t_i [°C] – teplota v místnosti

Pokud je podmínka splněna vypočteme opravný součinitel pomocí vzorce:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_n} \right)^n$$

- Kde: $f_{\Delta t}$ [W] – opravný součinitel pro rozdíl teplot
 Δt [°C] – rozdíl teplot v počítané soustavě

Δt_n [°C] – rozdíl teplot udávaných výrobcem

n [-] – teplotní exponent

$$\Delta t = \frac{(t_{w1} + t_{w2})}{2} - t_i$$

Kde: t_{w1} [°C] – teplota přiváděné vody

t_{w2} [°C] – teplota vratné vody

t_i [°C] – teplota v místnosti

$$\Delta t_n = \frac{(t_{w1,n} + t_{w2,n})}{2} - t_{i,n}$$

Kde: $t_{w1,n}$ [°C] – teplota přiváděné vody udávaná výrobcem

$t_{w2,n}$ [°C] – teplota vratné vody udávaná výrobcem

$t_{i,n}$ [°C] – teplota v místnosti, udávaná výrobcem

Teplotní exponent je dán druhem otopného tělesa z tabulky:

Druh otopného tělesa	Teplotní exponent n
Podlahová otopná plocha	1,10
Desková otopná plocha	1,26 – 1,33
Trubková otopná tělesa	1,20 – 1,30
Konvektory	1,30 – 1,50
Tělesa dle DIN	1,30

Tabulka 6. Teplotní exponent [25]

Pokud původní podmínka splněna není, postupujeme dle vzorce:

$$f_{\Delta t} = \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{ln,n}} \right)^n$$

Kde: $f_{\Delta t}$ [W] – opravný součinitel pro rozdíl teplot

Δt_{ln} [W] – logaritmovaný rozdíl teplot v počítané soustavě

$\Delta t_{ln,n}$ [W] – logaritmovaný rozdíl teplot udávaných výrobcem

n [-] – teplotní exponent

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{w1} - t_{w2})}{\ln \left(\frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i} \right)}$$

Kde: t_{w1} [°C] – teplota přiváděné vody

t_{w2} [°C] – teplota vratné vody

t_i [°C] – teplota v místnosti

$$\Delta t_{ln,n} = \frac{(t_{w1,n} - t_{w2,n})}{\ln \left(\frac{t_{w1,n} - t_{i,n}}{t_{w2,n} - t_{i,n}} \right)}$$

Kde: $t_{w1,n}$ [°C] – teplota přiváděné vody udávaná výrobcem

$t_{w2,n}$ [°C] – teplota vratné vody udávaná výrobcem

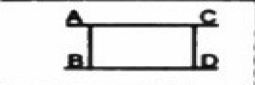
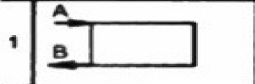
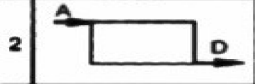
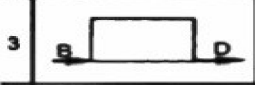
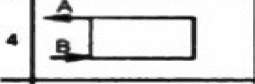
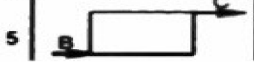
$t_{i,n}$ [°C] – teplota v místnosti, udávaná výrobcem

OPRAVNÝ SOUČINTEL PRO OCHLAZENÍ VODY

Použije se u teplovodních soustav s přirozeným oběhem vody, pokud těleso pracuje s odlišným ochlazením vody, změní se hmotnostní průtok a tím i rychlost proudící vody, hodnoty opravného součinitele najdeme v normě ČSN 06 1101.

OPRAVNÝ SOUČINTEL NA PŘIHOJENÍ OTOPNÉHO TĚLESA

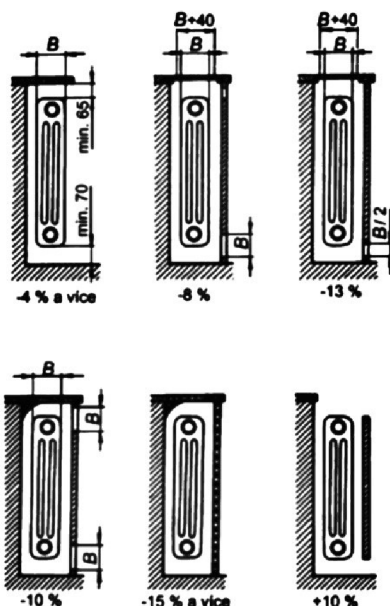
Zohledňuje napojení tělesa na potrubí, pokud změním proudění vody v tělese, těleso bude pracovat jako souproutý výměník a dojde ke snížení prostupu tepla. Hodnota opravného součinitele na připojení tělesa se určí z tabulky:

	PŘIHOJENÍ	opr. souč.
		f_x
1		1.00
2		1.00
3		0.90
4		0.78
5		0.85

Obrázek 24. Opravný součinitel na připojení otopného tělesa f_x [6]

OPRAVNÝ SOUČINITEL PRO ÚPRAVU OKOLÍ

Těleso předává tepelnou energii do místnosti především konvekčním způsobem, pokud je nějakým způsobem bráněno konvekčnímu proudění vzduchu přes těleso, snižuje se i jeho výkon, tuto skutečnost zohledňuje součinitel pro úpravu okolí, určí se dle schémat okolí:



Obrázek 25. Součinitel pro úpravu okolí f_o [6]

OPRAVNÝ SOUČINITEL PRO POČET ČLÁNKŮ

Výkon článkového tělesa, je dán součinem výkonu jednoho článku a počtu článků, nezohledňuje tedy podmínky proudění a sdílení tepla, ty musíme upravit pomocí součinitele pro počet článků, který je dán vztahem:

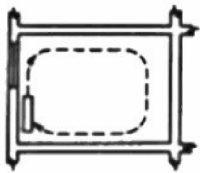
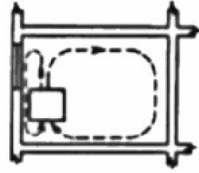
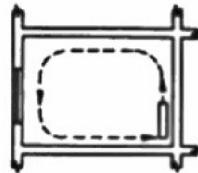
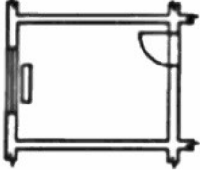
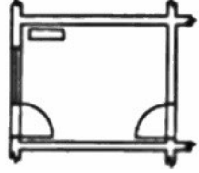
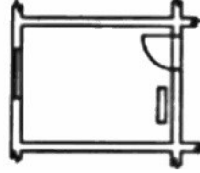
$$f_n = \left(0,955 + \frac{0,45}{n} \right)$$

Kde: f_n [W] – opravný součinitel pro počet článků

n [-] – počet článků

OPRAVNÝ SOUČINTEL PRO UMÍSTĚNÍ OTOPNÉHO TĚLESA

Nejvýhodnější pozice otopného tělesa je pod oknem, neboť chladný vzduch proudící od okna je ihned ohříván a tím se zmenšuje rozdíl teplot mezi vrstvami vzduchu, pokud je otopné těleso umístěno jinde, musí být jeho výkon upraven. Součinitel se zvolí dle schémat:

OPRAVNÝ SOUČINTEL f_p		
$f_p = 1.00$	$f_p = 0.95$	$f_p = 0.90$
		
		

Obrázek 26. Opravný součinitel pro umístění otopného tělesa f_p [6]

B.6.2.3. VÝPOČET OTOPNÝCH TĚLES

Pro přepočítání výkonu na jiný teplotní spád a jinou teplotu interiéru, jsem využil program výrobce, opravné součinitele na tyto hodnoty jsem tedy nevyužil, stejně jako opravný součinitel na počet článků, který se používá u článkových těles. Výšku otopných těles jsem volil v závislosti na výšce parapetu, délku minimálně 2/3 délky okna a maximálně stejnou jako délka okna, z estetických důvodů. Pokud se tělesa nenacházela pod oknem, rozměr vycházel z uspořádání zařizovacích předmětů a vybavení místnosti. Specifickou část tvoří podlahové konvektory, které jsem osadil v kuchyni pod balkonovými dveřmi a to ze dvou důvodů. Zaprvé zde konvektor brání srážení vody na povrchu balkonových dveří a dále doplňuje otopné těleso, které svým výkonem nestačí na vytopení místnosti, osazení dalšího tělesa například na boční stěnu mi přišlo vzhledem k rozměrům místnosti nelogické.

Navržená tělesa:

Korado Radik VK specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [28],

Korado Koratherm Aquapanel specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [29],

Korado Koraflex FV specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [30].

NÁVRH OTOPNÝCH TĚLES

Teplota média:	Vypracoval:	List č.
45/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	14															
															Číslo místnosti	Počet otopných těles	Tepelná ztráta místnosti	Teplota interiéru	Opravný součinitel pro rozdíli teplot	Opravný součinitel pro ochlazení vody	Opravný součinitel na připojení tělesa	Opravný součinitel na úpravu okolí tělesa	Opravný součinitel na počet článků	Opravný součinitel pro umístění tělesa	Tepelný výkon tělesa	Typ a velikost navrženého otopného tělesa	Tepelný výkon pro skutečné podmínky	Celkový tepelný výkon	Procento využití
																	Q_m W	t_i °C	f_{dt}	f_{st}	f_x	f_e	f_s	f_p	Q_t W		Q_{sk} W	ΣQ_{sk} W	η %
0.02	2	314	5	-	-	1	1	-	1	158	10 - 40 60	158	316	99															
				-	-	1	1	-	1	158	10 - 40 60	158																	
0.12	2	575	5	-	-	1	1	-	1	303	10 - 60 80	303	606	95															
				-	-	1	1	-	1	303	10 - 60 80	303																	
0.08	1	561	5	-	-	1	1	-	0,9	218	22 - 90 40	585	585	96															
1.01=1.11	2	1126	20	-	-	1	1	-	1	579	22 VK 60 120	579	1158	97															
				-	-	1	1	-	1	579	22 VK 60 120	579																	
1.02=1.12	2	646	20	-	-	1	1	-	1	386	22 VK 60 80	386	666	97															
				-	-	1	1	-	1	280	11/ 20-FV 80	280																	
1.04	1	558	20	-	-	1	1	-	1	579	22 VK 60 120	579	579	96															
1.14	1	601	20	-	-	1	1	-	1	668	21 VK 60 180	668	668	90															
1.06=1.16	2	427	24	-	-	1	1	-	0,95	254	K10A 178 60	241	447	96															
				-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	205																	
1.07=1.17	1	511	20	-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519	519	99															
2.01=2.11	2	991	20	-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519	1038	95															
				-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519																	
2.02=2.12	2	570	20	-	-	1	1	-	1	297	21 VK 60 80	297	577	99															
				-	-	1	1	-	1	280	11/ 20-FV 80	280																	
2.04=2.14	1	523	20	-	-	1	1	-	1	530	11 VK 60 180	530	530	99															
2.06=2.16	2	376	24	-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	206	413	91															
				-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	206																	
2.07=2.17	1	444	20	-	-	1	1	-	1	464	20 VK 60 160	464	464	96															
3.01=3.11	2	943	20	-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519	1038	91															
				-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519																	
3.02=3.12	2	464	20	-	-	1	1	-	1	203	20 VK 60 70	203	483	96															
				-	-	1	1	-	1	280	11/ 20-FV 80	280																	
3.04=3.14	1	511	20	-	-	1	1	-	1	519	21 VK 60 140	519	519	99															
3.06=3.16	2	374	24	-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	206	413	91															
				-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	206																	
3.07=3.17	1	442	20	-	-	1	1	-	1	464	20 VK 60 160	464	464	95															
4.01=4.11	2	1170	20	-	-	1	1	-	1	594	21 VK 60 160	594	1188	99															
				-	-	1	1	-	1	594	21 VK 60 160	594																	
4.02=4.12	2	619	20	-	-	1	1	-	1	386	22 VK 60 80	386	666	93															
				-	-	1	1	-	1	280	11/ 20-FV 80	280																	
4.04=4.14	1	627	20	-	-	1	1	-	1	675	22 VK 60 140	675	675	93															
4.06=4.16	2	423	24	-	-	1	1	-	0,95	254	K10A 178 60	243	449	94															
				-	-	1	1	-	0,95	216	K10A 178 50	206																	
4.07=4.17	1	537	20	-	-	1	1	-	1	594	21 VK 60 160	594	594	90															

B.7. NÁVRH POTRUBNÍ SÍTĚ

B.7.1. ÚVOD

Potrubní síť nám zajišťuje přenos tepla od zdroje ke spotřebiči. Přenos probíhá pomocí teplotonosné látky. Nejčastěji používanou teplotonosnou látkou je voda díky příznivým termodynamickým vlastnostem. Potrubí je možno použít ocelové, měděné, plastové, či vícevrstvé, přičemž potrubí musí odolávat hydrostatickému tlaku v soustavě a mělo by mít co nejmenší tlakové ztráty třením, proto se dnes používají především trubky z mědi, či plastu.

Volba trasy závisí na projektantovi a lze k ní přistupovat z několika hledisek, ideální rozvod, by neměl být příliš dlouhý, měl by být přímý, bez zbytečných vřazených odporů, ekonomický, lehce regulovatelný a snadno proveditelný, s možností odstávky úseků a snadné opravy a udržitelnosti chodu.

B.7.2. NUCENÝ OBĚH

B.7.2.1. DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ

Výpočet potrubí vychází z hydraulické rovnice:

$$\Delta p_h \geq \Delta p_o$$

Kde: Δp_h [Pa] – dispoziční tlak okruhu

Δp_o [Pa] – tlaková ztráta okruhu

Dispoziční tlak okruhu je dán přirozeným vztlakem vody při rozdílu hustot a při nuceném oběhu také dopravním tlakem čerpadla, tedy vztahem:

$$\Delta p_h = h \cdot g \cdot \Delta \rho + \Delta p_{\zeta}$$

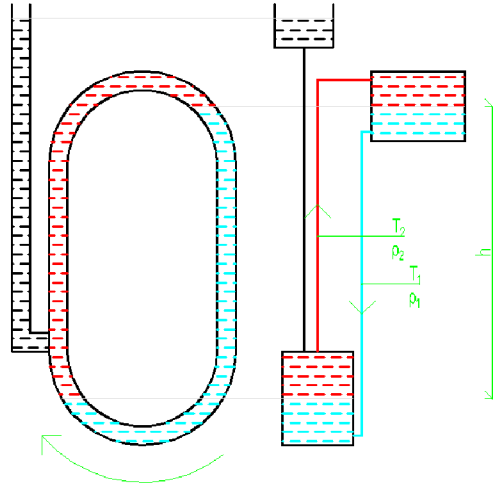
Kde: Δp_h [Pa] – dispoziční tlak okruhu

h [m] – výškový rozdíl mezi osou zdroje a spotřebiče tepla

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – gravitační zrychlení 9,81

$\Delta \rho$ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] – rozdíl hustot přívodní a vratné vody

Δp_{ζ} [Pa] – dopravní tlak oběhového čerpadla



Obrázek 27. Vznik účinného tlaku [19]

Tlaková ztráta okruhu se skládá z tlakové ztráty třením a tlakové ztráty místními (vřazenými) odpory:

$$\Delta p_o = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \Sigma \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

Kde: Δp_o [Pa] – tlaková ztráta okruhu

λ [-] – součinitel tření

l [m] – délka potrubí

d [m] – vnitřní průměr potrubí

w [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] – rychlost proudění vody v potrubí

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^3$] – hustota vody

$\Sigma \xi$ [-] – součet součinitelů místních odporů

V praxi se pro snadnější výpočet tento vzorec zjednodušuje na vzorec:

$$\Delta p_o = R \cdot l + Z$$

Kde: Δp_o [Pa] – tlaková ztráta okruhu

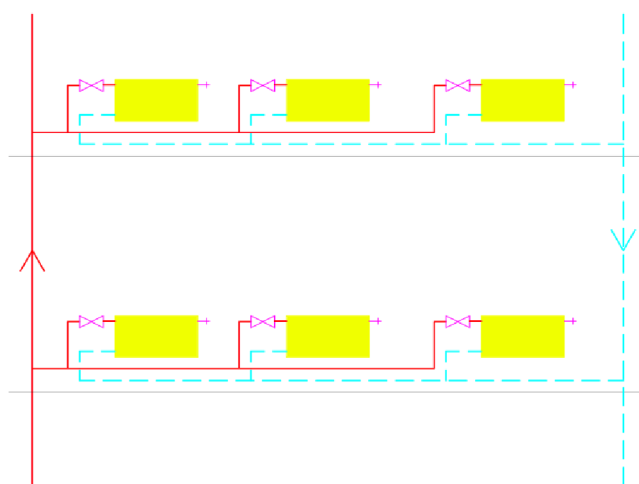
R [$\text{Pa} \cdot \text{m}^{-1}$] – tlaková ztráta jednoho metru potrubí

l [m] – délka potrubí

Z [Pa] – tlaková ztráta vřazenými odpory

B.7.2.2. VYREGULOVÁNÍ

Aby byl na všech otopných tělesech zajištěn vypočítaný výkon pro vytápění, musí být zajištěny stejné tlakové podmínky pro všechna otopná tělesa, tohoto lze dosáhnout buď souproudým dvoutrubkovým rozvodem se stejně dlouhými okruhy tzv. Tichelmannův rozvod nebo vyregulováním pomocí regulačních ventilů na každém otopném tělese.



Obrázek 28. Tichelmannův rozvod [19]

Princip vyregulování spočívá v tom, že voda proudí v otopné soustavě cestou nejmenšího odporu, proto je potřeba na každé odbočce zajistit stejnou tlakovou ztrátu ve směru proudění a to vytvořením tlakové ztráty na regulačním ventilu.

B.7.3. VÝPOČET NUCENÉHO OBĚHU

Jako potrubí jsem zvolil měděné potrubí, které bude vedeno v podlaze z centrální stoupačky. Napojen bude vždy celý byt a na začátku napojení bude osazen měřič tepla s regulátorem tlakové difference. V technické místnosti bude osazen rozdělovač, který bude členit budovu na 3 zóny: Severní větev, jižní větev, temperovaný suterén.

Dimenzování začínáme tělesem s nejnepříznivějšími vlivy, pro nucený oběh je to těleso nejvzdálenější a nejméně výkonné. Pro dimenzování platí, že by rychlost měla směrem k tělesům klesat.

Vyregulování jsem provedl podle tabulek výrobce, pro otopná tělesa s vestavěným ventilem jsem použil tabulku výrobce otopných těles [28].

Pro podlahové konvektory a koupelňová otopná tělesa výrobce hodnoty neuvádí, proto jsem na přívod použil termostatické ventily **Heimeier V-exact II** specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [31] a na vrat šroubení **Heimeier Regulux**, specifikace viz na stránkách výrobce [32], které bude instalováno v otevřené poloze.

Vyregulování celého bytu zajišťuje regulátor talkové difference **Balorex Vario DN 20** specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [33].

Pro demonstraci uvádím výpočet jednoho podlaží, ostatní viz příloha P3 – Dimenzování otopné soustavy.

VÝPOČET DN POTRUBÍ

Materiál potrubí:	Teplota média:	Vypracoval	List č.
Měď	45/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	10	Vyregulování					
											11	12	13	14	15	
Číslo okruhu	Úsek	Tepelný výkon	Hmotnostní průtok	Délka úseku	Světlost potrubí	Rychlost proudění	Tlakový spád	Vřázené odpory	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta	Dispoziční tlak	Potřebný dispoziční tlak	Tlakový rozdíl	Nastavení ventilu	Tlaková ztráta ventilu	
č.	č.	Q	m	l	DN	w	R	$\Sigma \xi$	Z	Rl+Z	ΔP_{dis}	ΔP_{Dis}	ΔP_{RV}	n	ΔP_{vent}	
		W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	
1. VĚTEV - JIH																
1	1	594	51,13	6,70	12x1	0,18	76,49	18,17		780	1292	1292		8,0	480	
	2	1188	102,27	16,00	15x1	0,22	72,48	5,3		122	1282	2574				
	3	1854	159,60	3,00	15x1	0,34	157,65	2,97		167	640	3214				
	4	2529	217,70	0,70	18x1	0,30	100,33	0,9		41	111	3325				
	5	2978	256,36	4,40	18x1	0,36	133,82	2,97		188	777	4102				
	6	3572	307,49	13,20	22x1	0,27	63,08	16,07	2309	3404	4237	8339		9,9	496	
	7	6488	558,51	6,50	22x1	0,50	181,88	1,47		181	1363	9702				
	8	9509	818,57	6,50	28x1,5	0,47	122,31	0,9		97	892	10594				
	9	12878	1108,58	19,60	28x1,5	0,63	211,10	24,27	1121	5936	10074	20667				
2	1	594	51,13	1,40	12x1	0,18	76,49	15,47		1185	1292	1292	1292	0	6,0	930
3	1	386	33,23	1,20	12x1	0,12	24,92	16,1		1284	1314	1314		3,0	1172	
	2	666	57,33	12,00	12x1	0,20	93,12	6,87		142	1260	2574	2574	0		
4	1	280	24,10	0,50	12x1	0,09	18,07	15,7		1305	1314	1314	1314	0	4,0	1247
5	1	675	58,11	6,40	12x1	0,21	95,29	18,97		2604	3214	3214	3214	0	4,5	2200
6	1	206	17,73	6,50	12x1	0,06	13,30	22,8		3046	3133	3133		2,5	3001	
	2	449	38,65	5,70	12x1	0,14	28,98	2,97		28	193	3326	3325	0		
7	1	243	20,92	3,00	12x1	0,07	15,69	22,3		3086	3133	3133	3133	0	2,5	3024
8	1	594	51,13	13,40	12x1	0,18	76,49	22,3		3077	4102	4102	4102	0	3,0	2709

B.7.5. NÁVRH MU

Na počátek napojení bytu na stoupací potrubí jsem zvolil osazení měřícího a regulačního uzlu sestávajícího z vyvažovacího ventilu o proměnlivém faktoru kv s vypouštěním Balorex Vario DN 20 specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [33] a ultrazvukového měřiče tepla Heatplus sonic 0,6 m³/h DN 15 s připojením G3/4“ specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [34].

Schéma uzlu MU viz studie S1 – Měřící uzel.

B.8. NÁVRH TECHNICKÉ MÍSTNOSTI

Technická místnost obsahuje zdroje tepla, zdroje tlaku (čerpadla) a další příslušenství pro provoz, regulaci a měření otopné soustavy, bývá zde také zařízení pro ohřev vody.

Pro svůj projekt jsem vybral porovnání dvou návrhů zdrojů tepla, první bude klasický plynový kotel, který bude zajišťovat i ohřev vody a druhý návrh bude tepelné čerpadlo s akumulací nádrží a ohřev vody bude zajištěn solárními panely. Pro každý zdroj tepla je třeba vypracovat návrh technické místnosti podle požadavků a možností zdroje.

B.8.1. TECHNICKÁ MÍSTNOST S PLYNOVÝM KOTLEM

B.8.1.1. PLYNOVÝ KOTEL

Kotel je zdrojem tepla pro vytápění, svým výkonem musí pokrýt tepelné ztráty objektu a zajistit dodávku tepla do dalších zařízení (např. ohřev teplé vody). Plynové kotle se vyrábějí v provedení B: vzduch pro spalování odebírají z místnosti a spaliny odvádí do exteriéru, nebo v provedení C: vzduch pro spalování odebírají z exteriéru a spaliny odvádí tamtéž.

Dále lze plynové kotle rozdělit na kondenzační a nekondenzační. U kondenzačních kotlů dochází díky jejich konstrukci k ochlazení a následné kondenzaci spalin, čímž využijí více tepla a mají vyšší účinnost.

Pro návrh plynového kotle lze uvažovat nepřetržitý provoz zdroje pro vytápění i pro přípravu TUV.

Celková tepelná ztráta objektu je: **24,937 kW**

Výkon potřebný pro ohřev TV činí pro nepřetržitý provoz zdroje:

$$Q_{1n} = \frac{Q_1}{\tau} = \frac{133,93}{24} = \mathbf{5,58 \text{ kW}}$$

Minimální výkon kotle tedy činí, větší z hodnot:

$$Q_k = 0,7 \cdot Q_{VTP} + Q_{TV} = 0,7 \cdot 24,937 + 5,58 = \mathbf{23,04 \text{ kW}}$$

$$Q_k = Q_{VTP} = \mathbf{24,937 \text{ kW}}$$

Navrhl jsem kotel **Viadrus K4G3H33Z** v provedení bojler s možností modulace výkonu a teploty topné vody pro vytápění i topné vody pro ohřev TV specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [24].

B.8.1.2. ZÁSOBNÍK TV

Výpočet potřeby velikosti zásobníku je proveden v kapitole B.5.4. VÝPOČET POTŘEBY TEPLÉ VODY pro rekapitulaci uvádím výsledné vztahy:

$$V_z = \frac{\Delta Q_{max}}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{36,15}{990,2 \cdot 4176 \cdot (55 - 10)} \cdot 3600 \cdot 1000$$
$$= \mathbf{0,699 \text{ m}^3}$$

Výkon potřebný pro ohřev TV činí pro nepřetržitý provoz zdroje:

$$Q_{1n} = \frac{Q_1}{\tau} = \frac{133,93}{24} = \mathbf{5,58 \text{ kW}}$$

Z těchto hodnot jsem navrhl zásobník **Regulus RBC 750**.

Užitný objem zásobníku činí 748 l.

Výkon výměníku činí 112,7 kW.

Tlaková ztráta výměníku pro průtok 484 kg/h činí $\Delta p_{vm}=0,075 \text{ m/H}_2\text{O} = 0,75 \text{ kPa}$.

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [35].

B.8.1.3. POTRUBÍ

Výsledek dimenzování okruhu teplé vody a okruhu kotel-rozdělovač/sběrač-kotel:

VÝPOČET DN POTRUBÍ

Materiál potrubí:	Teplota média:	Vypracoval	List č.
Měď	55/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	10	Vyregulování				
Číslo okruhu	Úsek	Tepelný výkon	Hmotnostní průtok	Délka úseku	Světlost potrubí	Rychlost proudění	Tlakový spád	Vřazené odpory	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta	Dispoziční tlak	Potřebný dispoziční tlak	Tlakový rozdíl	Nastavení ventilu	Tlaková ztráta ventilu
č.	č.	Q	m	l	DN	w	R	Σξ	Z	RI+Z	ΔP _{dis}	ΔP _{Dis}	ΔP _{RV}	n	ΔP _{vent}
		W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa		Pa
Okruh přípravy TV															
TV	1	5580	240,17	17,45	18x1	0,34	116,88	25,87	377	1816	3855	3855			
Okruh: kotel-rozdělovač/sběrač-kotel															
K	1	24 937	1073,33	5,00	28x1,5	0,61	195,9	14,24	998	3651	4631	4631			

B.8.1.4. ČERPADLA

Čerpadlo zajišťuje u nuceného oběhu dopravu vody v okruhu kotel – otopné těleso – kotel. Pro otopné soustavy se nejčastěji používají radiální čerpadla s možností modulace.

Čerpadlo se dimenzuje na maximální průtok a maximální tlakovou ztrátu okruhu, aby zajistilo dopravu vody i do otopného tělesa s nejnepříznivějšími podmínkami. U budov, které mají více, než 2 podlaží lze započítat 70 % přirozeného vztlaku vody dle rovnice:

$$\Delta p_h = 0,7 \cdot h \cdot g \cdot \Delta \rho$$

Kde: Δp_h [Pa] – dispoziční tlak okruhu

h [m] – výškový rozdíl mezi osou zdroje a spotřebiče tepla

g [$m \cdot s^{-2}$] – gravitační zrychlení 9,81

$\Delta \rho$ [$kg \cdot m^{-3}$] – rozdíl hustot přívodní a vratné vody

1. VĚTEV – JIH

$$\Delta p_h = 0,7 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot (994,2 - 990,2) = 343,35 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_\zeta = \Delta p_o - \Delta p_h = 20\,667 - 343 = 20\,324 \text{ Pa}$$

$$m_{max} = 1108,58 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 1,108,58 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Navrženo čerpadlo **GRUNDFOS ALPHA1L 25-60 130**, které bude regulováno integrovaným systémem regulace na proporcionální tlak. Specifikace viz technický list příloha P4 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-60 130.

2. VĚTEV – SEVER

$$\Delta p_h = 0,7 \cdot 12,5 \cdot 9,81 \cdot (994,2 - 990,2) = 343,35 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_\zeta = \Delta p_o - \Delta p_h = 19\,255 - 343 = 18\,912 \text{ Pa}$$

$$m_{max} = 1116,24 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 1,116 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Navrženo čerpadlo **GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130**, které bude regulováno integrovaným systémem regulace na proporcionální tlak. Specifikace viz technický list příloha P5 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130.

3. VĚTEV – SUTERÉN

$$\Delta p_\zeta = \Delta p_o = 7\,144 \text{ Pa}$$

$$m_{max} = 129,73 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 0,130 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

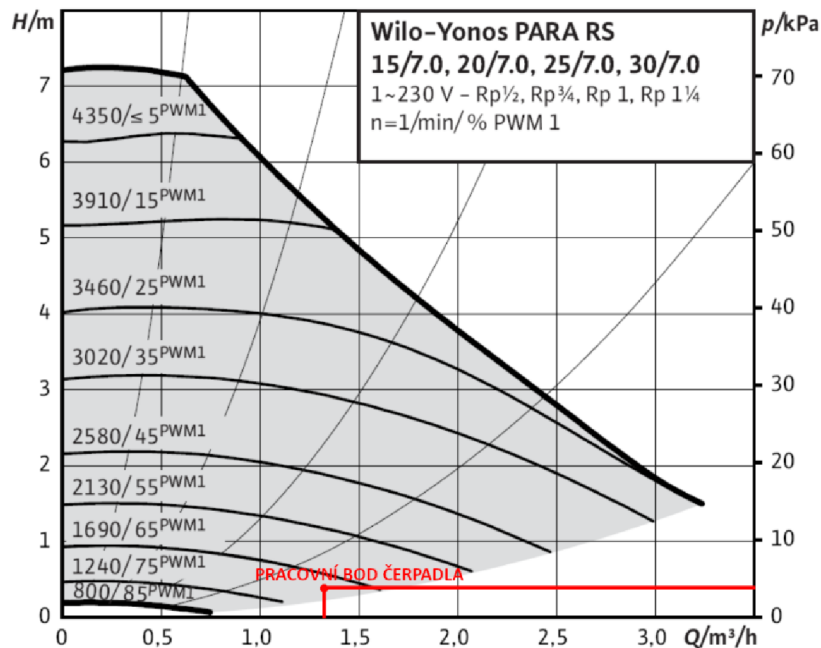
Navrženo čerpadlo **GRUNDFOS COMFORT 15-14 BS PM**, které bude regulováno integrovaným systémem Auto-adapt. Specifikace viz technický list příloha P6 – GRUNDFOS COMFORT 15-14 BS PM.

4. A 5. VĚTEV – TUV A KOTEL

Jelikož kotel má výstup pro zásobníkový ohřev TUV bude navrženo společné čerpadlo pro okruh Kotel-rozdělovač/sběrač-kotel a pro okruh kotel-zásobník TUV-kotel podle podkladů výrobce pro kotel.

$$\Delta p_\zeta = \Delta p_o = 4\,631 \text{ Pa}$$

$$m_{max} = 1073 + 240 = 1313 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 1,313 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$



Obrázek 29. Charakteristika čerpadla plynového kotle [24]

Čerpadlo kotle vyhovuje, specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [24].

B.8.1.5. EXPANZNÍ NÁDOBA

Expanzní nádoba slouží k zachycení objemových změn teplotnosné látky vlivem změny teploty. Expanzní nádoba může být otevřená či uzavřená s membránou nebo vakem. K soustavě se připojuje v tzv. neutrálním bodě, kde vyvozuje statický tlak.

Návrh expanzní nádoby spočívá ve stanovení jejího objemu a velikosti připojovacího potrubí. Nejprve se vypočte expanzní objem dle vzorce:

Pro otevřenou expanzní nádobu:

$$V_e = 1,6 \cdot G \cdot n$$

Pro uzavřenou expanzní nádobu

$$V_e = 1,3 \cdot G \cdot n$$

Kde: V_e [l] – expanzní objem

G [kg] – hmotnost vody v otopné soustavě

n [dm³·kg⁻¹] – zvětšení objemu 1 kg vody

Předběžný expanzní objem se vypočte podle vzorce:

$$V_{ep} = \frac{V_e \cdot (p_h + 100)}{(p_{h,dov} - p_d)}$$

Kde: V_{ep} [l] – předběžný objem expanzní nádoby

V_e [l] – expanzní objem

p_h [kPa] – nejvyšší pracovní přetlak soustavy

$p_{h,dov}$ [kPa] – nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy

p_d [kPa] – nejnižší pracovní přetlak soustav

Nejnižší pracovní přetlak se spočítá dle vzorce:

$$p_d \geq p_{d,dov} = 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + \Delta p_z$$

Kde: p_d [kPa] – nejnižší pracovní přetlak soustavy

$p_{d,dov}$ [kPa] – nejnižší povolený pracovní přetlak soustavy

h [m] – výška mezi neutrálním bodem a nejvyšším bodem soustavy

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] – hustota vody

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – gravitační zrychlení 9,81

Δp_z [kPa] – Tlaková ztráta mezi neutrálním bodem a nejvyšším bodem ve směru proudění, pokud je v této části umístěno čerpadlo pak $\Delta p_z=0$

Nejvyšší pracovní přetlak se spočítá dle vzorce:

$$p_h \leq p_{h,dov} = p_k + (h_{MR} \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3})$$

Kde: p_h [kPa] – nejvyšší pracovní přetlak soustavy

$p_{h,dov}$ [kPa] – nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy

p_k [kPa] – minimální konstrukční přetlak jednotlivých prvků v soustavě vztahovaný k manometrické rovině

h_{MH} [m] – výška prvku nad manometrickou rovinou

ρ [kg] – hustota vody

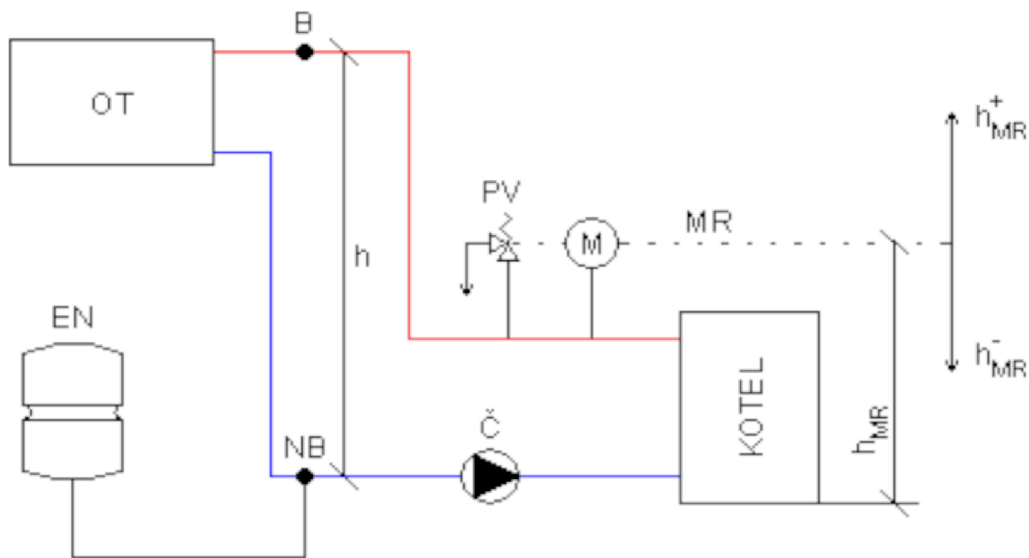
g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – gravitační zrychlení 9,81

Vnitřní průměr pojistného potrubí se stanoví:

$$d_v = 10 + 0,6 \cdot Q_p^{0,5}$$

Kde: d_v [mm] – minimální vnitřní průměr expanzního potrubí

Q_p [kW] – pojistný výkon



Obrázek 30. Znáornění veličin a prvků v okruhu nuceného oběhu [4]

Výpočet expanzního objemu

Maximální teplota:	Teplota média:	Vypracoval:	List č.
55	45/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Potrubí				Otopná tělesa				Kotel		Příslušenství			EXP	
Rozměr potrubí	Délka potrubí	Hmotnost vody jednoho metru potrubí	Hmotnost vody v potrubí	Velikost tělesa	Objem vody v tělese	Počet těles	Hmotnost vody v otopných tělesech	Objem vody v kotli	Hmotnost vody v kotli	Název prvku	Objem vody v prvku	Hmotnost vody v prvku	Typ expanzní nádoby	Expanzní objem
mm	m	kg	kg	mm	l		kg	l	kg		l	kg		l
12x1	544,95	0,0785	42,80	10 - 40 60	1,14	2	2,26	3,00	2,98	Zásobník	19,00	18,85	Uzavřená	11,25
15x1	152,00	0,1327	20,18	10 - 60 80	2,48	2	4,92			R/S	10,00	9,92		
18x1	58,25	0,2011	11,71	11 VK 60 180	5,58	2	11,07			HVDT	7,00	6,94		
22x1	79,00	0,3142	24,82	11/ 20-FV 80	0,38	8	3,02							
28x1,5	55,40	0,4909	27,19	20 VK 60 160	9,28	4	36,82							
				20 VK 60 70	4,06	2	8,05							
				21 VK 60 140	8,12	12	96,65							
				21 VK 60 160	9,28	6	55,23							
				21 VK 60 180	10,44	1	10,35							
				21 VK 60 80	4,64	2	9,20							
				22 - 90 40	3,36	1	3,33							
				22 VK 60 120	6,96	5	34,52							
				22 VK 60 140	8,12	2	16,11							
				22 VK 60 80	4,64	4	18,41							
				K10A 178 50	8,5	12	101,17							
				K10A 178 60	9,4	4	37,29							

Návrh expanzní nádoby

Maximální teplota:	Teplota média:	Vypracoval:	List č.
55	45/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Výška soustavy	Tlaková ztráta okruhu přirozeného oběhu	Výška manometrické roviny	Minimální konstrukční přetlak prvku soustavy	Výšky prvku nad manometrickou rovinou	Expanzní objem	Nejnižší povolený pracovní přetlak soustavy	Nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy	Nejnižší pracovní přetlak soustavy	Nejvyšší pracovní přetlak soustavy	Minimální velikost expanzní nádoby	Exp. potrubí	
h	ΔP_z	h_{MR}	P_{rx}	$h_{MR,rx}$	V_e	$P_{d,dov}$	$P_{h,dov}$	P_d	P_h	V_{op}	Q_p	d_p
m	kPa	m	kPa	m	l	kPa	kPa	kPa	kPa	l	kW	mm
14,5	0	1,5	300	0,4	11,25	155	304	180	300	36,3	33	13,45

Minimální objem expanzní nádoby: $V_{min}=37$ l

Expanzní nádoba kotle: $V_k=10$ l

Minimální objem dodatečné expanzní nádoby $V_{d,min} = V_{min} - V_k = 37 - 10 = 27$ l

Na stranu bezpečnou jsem zvolil expanzní nádobu **AQUAFILL HS035** s objemem 35 l. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [36].

B.8.1.6. POJIŠŤOVACÍ VENTIL

Pojistný ventil slouží k zabránění překročení maximálního tlaku, který by měl za následek poškození některého ze zařízení otopné soustavy. Musí být použit u každé uzavřené otopné soustavy a musí zajistit odvedení veškeré množství teplonosné látky dané výkonem tepla.

Výpočet plochy sedla ventilu se provede dle vzorce:

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k}$$

Kde: A_0 [mm²] – minimální průřez sedla pojistného ventilu

Q_p [kW] – pojistný výkon

α_v [-] – výtokový součinitel ventilu

k [-] – konstanta závislá na stavu syté páry

Výpočet vnitřního průměru pojistného potrubí se provede dle vzorce:

Pokud dochází k vývinu páry:

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5}$$

Pokud nemůže dojít k vývinu páry:

$$d_p = 10 + 0,6 \cdot Q_p^{0,5}$$

Kde: d_p [mm] – minimální průměr pojistného potrubí

Q_p [kW] – pojistný výkon

Návrh pojišťovacího ventilu:

$$\alpha_v = 0,3$$

$$P = 300 \Rightarrow K = 1,26$$

$$Q_p = 33 \text{ kW}$$

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k} = \frac{33}{0,3 \cdot 1,26} = \mathbf{87,30 \text{ mm}^2}$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5} = 15 + 1,4 \cdot 33^{0,5} = \mathbf{23,04 \text{ mm}}$$

Nejvyšší pracovní přetlak $P_h = \mathbf{300 \text{ kPa}}$

Podle plochy sedla ventilu a nejvyššího pracovního přetlaku jsem navrhl pojistný ventil: **Regulus 3,0 bar G3/4" x G1" F/F**. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [37].

B.8.1.7. NEUTRALIZAČNÍ FILTR

Slouží pro neutralizaci kyselého kondenzátu z kondenzačního kotle, který je nutno odvádět do kanalizace.

Navrhl jsem **Regulus neutralizační filtr 3/4"** specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [38].

Teoretické množství kondenzátu:

$$0,16 \cdot Q_k = 0,16 \cdot 33 = 5,28 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

Maximální průtok kondenzátu neutralizačním filtrem je **18 l·h⁻¹**. Neutralizační filtr je vyhovující.

B.8.1.8. ROZDĚLOVAČ SBĚRAČ A HYDRAULICKÝ VYROVNÁVAČ DYNAMICKÝCH TLAKŮ

Hydraulický vyrovnávač dynamických tlaků též HVDT, termohydraulický rozdělovač či anuloid. Používá se v otopných soustavách s více okruhy, které mají různou hydraulickou charakteristiku, odděluje otopnou soustavu od kotlového okruhu a eliminuje přebytek dynamického tlaku oběhových čerpadel.

Návrh rozdělovače/sběrače jsem provedl podle počtu okruhů a podle maximálního průtoku rozdělovačem. Anuloid jsem vybral podle typu rozdělovače/sběrače, protože zvolený výrobce dodává celou sestavu rozdělovač/sběrač v kombinaci s anuloidem včetně přípojovacích prvků a montážních úchytů.

Navrhl jsem rozdělovač/sběrač **HV 80/125-3** v kombinaci s anuloidem **HW 80/570 G2"**.

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [39].

B.8.1.9. ELEKTRONICKY OVLÁDANÝ TROJCESTNÝ SMĚŠOVACÍ VENTIL

Účelem regulace ve vytápění je udržování tepelné pohody při současném zajištění hospodárnosti a bezpečnosti provozu. Regulace je zaměřena na optimální dodávku energie do vytápěného prostoru.

Regulaci dělíme na kvantitativní, kdy se mění průtoky teplotonosné látky, avšak její teplota zůstává stejná, toho lze docílit škrcením, změnou otáček čerpadla, frekvenčním měničem, nebo trojcestným ventilem vřazeným za čerpadlo ve směru proudění. A na regulaci kvalitativní, kdy průtok teplotonosné látky zůstává stejný, ale mění se její teplota, tato regulace se provádí například změnou výstupní teploty ze zdroje nebo směšováním v trojcestném ventilu, který je nyní vřazen před čerpadlem.

Pro zajištění potřebné teploty otopné vody v reakci na teplotu vnějšího prostředí jsem zvolil kvalitativní regulaci s elektronicky ovládaným třístavným směšovacím ventilem.

Ventil bude osazen na každou topnou větev:

1. Větev – JIH Navržen ventil **MUT MK DN32**
2. Větev – SEVER Navržen ventil **MUT MK DN32**
3. Větev – SUTERÉN Navržen ventil **MUT MK DN25**

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [40].

Regulaci jsem zvolil ekvitermní, tj. regulace teploty otopné vody v závislosti na venkovní teplotě, tuto závislost popisují tzv. ekvitermní křivky, jejichž výpočet se provádí podle vzorce:

$$t_m = t_i + \left(\frac{t_{w1,max} + t_{w2,max}}{2} - t_i \right) \cdot \left(\frac{t_e - t_i}{t_{e,min} - t_i} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Kde: t_m [°C] – střední teplota teplotnosné látky

$t_{w1,max}$ [°C] – maximální teplota přívodu otopné vody

$t_{w2,max}$ [°C] – maximální teplota vratu otopné vody

t_i [°C] – vnitřní výpočtová teplota

t_e [°C] – venkovní teplota

$t_{e,min}$ [°C] – venkovní výpočtová teplota

n [-] – teplotní exponent soustavy

Teplotní exponent soustavy se zvolí podle tabulky:

Druh otopné plochy	Teplotní exponent n [-]
Podlahová otopná plocha	1,10
Desková otopná tělesa	1,26 – 1,33
Trubková koupelňová otopná tělesa	1,20 – 1,30
Tělesa podle DIN 4703	1,3
Konvektory	1,30 – 1,50

Tabulka 7. Teplotní exponent [25]

Rozdíl teploty přívodní a vratné vody Δt se stanoví dle vzorce:

$$\Delta t = (t_{w1,max} - t_{w2,max}) \cdot \frac{t_e - t_i}{t_{e,min} - t_i}$$

Kde: Δt [°C] – rozdíl teploty přívodní a vratné vody

$t_{w1,max}$ [°C] – maximální teplota přívodu otopné vody

$t_{w2,max}$ [°C] – maximální teplota vratu otopné vody

t_i [°C] – vnitřní výpočtová teplota

t_e [°C] – venkovní teplota

$t_{e,min}$ [°C] – venkovní výpočtová teplota

Teplota přívodní vody se tedy vypočte jako:

$$t_{w1} = t_m + \frac{\Delta t}{2}$$

Kde: t_{w1} [°C] – teplota přívodní vody

t_m [°C] – střední teplota teplotonosné látky

Δt [°C] – rozdíl teploty přívodní a vratné vody

Teplota vratné vody analogicky:

$$t_{w2} = t_m - \frac{\Delta t}{2}$$

Kde: t_{w2} [°C] – teplota vratné vody

t_m [°C] – střední teplota teplotonosné látky

Δt [°C] – rozdíl teploty přívodní a vratné vody

EKVITERMNÍ KŘIVKA

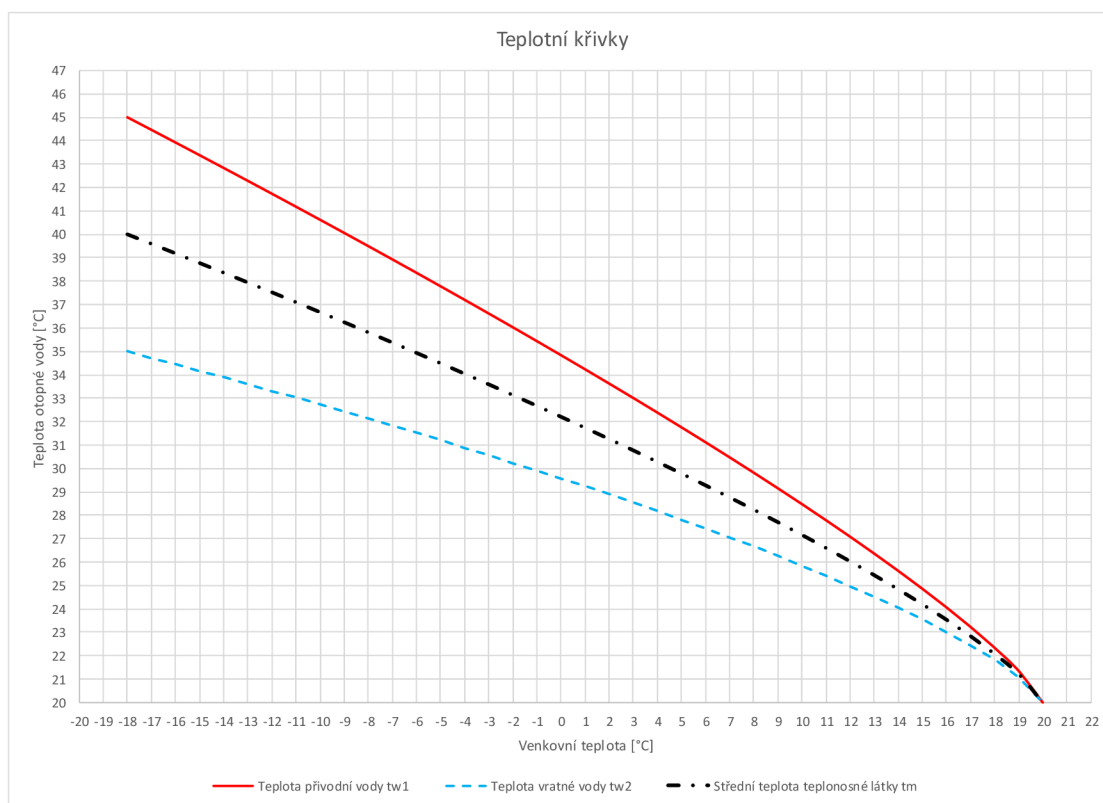
Vstupní hodnoty

Vnitřní výpočtová teplota	t_i	20 °C
Minimální venkovní výpočtová teplota	$t_{e,min}$	-18 °C
Maximální teplota přívodní vody	$t_{w1,max}$	45 °C
Maximální teplota vratné vody	$t_{w2,max}$	35 °C
Teplotní exponent soustavy	n	1,3 -

Výpočet

Venkovní teplota	t_e	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0
Teplota přívodní vody	t_{w1}	45,0	44,5	43,9	43,4	42,8	42,3	41,7	41,2	40,6	40,1	39,5	38,9	38,4	37,8	37,2	36,6	36,0	35,4	34,8
Teplota vratné vody	t_{w2}	35,0	34,7	34,4	34,2	33,9	33,6	33,3	33,0	32,7	32,4	32,1	31,8	31,5	31,2	30,9	30,6	30,2	29,9	29,6
Střední teplota teplotnosné látky	t_m	40,0	39,6	39,2	38,8	38,4	37,9	37,5	37,1	36,7	36,2	35,8	35,4	34,9	34,5	34,0	33,6	33,1	32,7	32,2
Ochlazení teplotnosné látky	Δt	10,0	9,7	9,5	9,2	8,9	8,7	8,4	8,2	7,9	7,6	7,4	7,1	6,8	6,6	6,3	6,1	5,8	5,5	5,3

Venkovní teplota	t_e	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Teplota přívodní vody	t_{w1}	34,2	33,6	33,0	32,4	31,8	31,1	30,5	29,8	29,2	28,5	27,8	27,1	26,4	25,6	24,9	24,1	23,2	22,3	21,4	20,0
Teplota vratné vody	t_{w2}	29,2	28,9	28,5	28,2	27,8	27,4	27,1	26,7	26,3	25,8	25,4	25,0	24,5	24,0	23,5	23,0	22,4	21,8	21,1	20,0
Střední teplota teplotnosné látky	t_m	31,7	31,3	30,8	30,3	29,8	29,3	28,8	28,2	27,7	27,2	26,6	26,0	25,4	24,8	24,2	23,5	22,8	22,1	21,2	20,0
Ochlazení teplotnosné látky	Δt	5,0	4,7	4,5	4,2	3,9	3,7	3,4	3,2	2,9	2,6	2,4	2,1	1,8	1,6	1,3	1,1	0,8	0,5	0,3	0,0



B.8.2. TECHNICKÁ MÍSTNOST S TEPELNÝM ČERPADLEM

B.8.2.1. TEPELNÉ ČERPADLO

Tepeelné čerpadlo je doporučeno dimenzovat na 65-90 %.

Celková tepelná ztráta objektu je: **24,937 kW**.

Minimální výkon kotle tedy činí, větší z hodnot:

$$Q_{T\check{c}} = (0,65 \sim 0,9) \cdot Q_Z = (0,65 \sim 0,9) \cdot 24,937 = \mathbf{16,21 \sim 22,44 \text{ kW}}$$

Pro vytápění jsem tedy zvolil dvě tepelná čerpadla **Regulus ECO AIR 614M** se jmenovitým výkonem při nízkoteplotní aplikaci za chladnějších klimatických podmínek **$Q_{T\check{c}} = 11 \text{ kW}$** . Minimální požadovaná plocha výměníku činí 1 m^2 . Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [41].

Z přiloženého grafu vyplývá, že bod bivalence leží na přibližně $-7 \text{ }^\circ\text{C}$ a výkon tepelných čerpadel při výpočtové teplotě $t_{e,\text{min}} = -18 \text{ }^\circ\text{C}$ je $Q_{T\check{c},-18} = 12 \text{ kW}$.

Výkon doplňkového zdroje tepla tedy činí:

$$Q_{dop} = Q_Z - Q_{T\check{c}} = 24,937 - 12,5 = \mathbf{12,437 \text{ kW}}$$

STANOVENÍ BODU BIVALENCE A VELIKOSTI DOPLŇKOVÉHO ZDROJE

Vstupní hodnoty

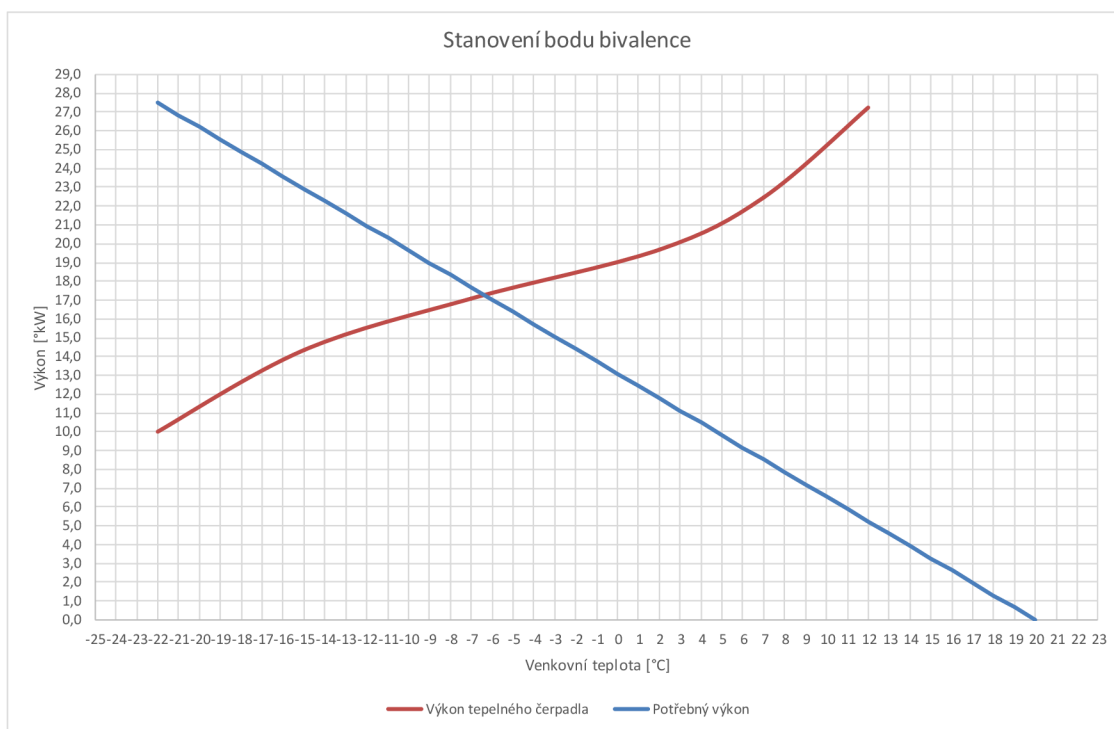
Vnitřní výpočtová teplota:	t_i	20 °C
Minimální venkovní výpočtová teplota:	$t_{e,min}$	-18 °C
Tepelná ztráta prostupem:	Q_T	8,47 kW
Tepelná ztráta větráním:	Q_v	16,42 kW
Měrná tepelná ztráta prostupem:	H_T	223 W·K ⁻¹
Měrná tepelná ztráta větráním:	H_v	432 W·K ⁻¹

Výpočet

Venkovní výpočtová teplota	$t_{e,min}$	°C	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8
Potřebný výkon	Q_z	kW	27,5	26,9	26,2	25,6	24,9	24,2	23,6	22,9	22,3	21,6	21,0	20,3	19,7	19,0	18,3
Výkon tepelného čerpadla	Q_v	kW	10,0							14,3							

Venkovní výpočtová teplota	$t_{e,min}$	°C	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6
Potřebný výkon	Q_z	kW	17,7	17,0	16,4	15,7	15,1	14,4	13,8	13,1	12,4	11,8	11,1	10,5	9,8	9,2
Výkon tepelného čerpadla	Q_v	kW	17,1									19,7				

Venkovní výpočtová teplota	$t_{e,min}$	°C	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Potřebný výkon	Q_z	kW	8,5	7,9	7,2	6,6	5,9	5,2	4,6	3,9	3,3	2,6	2,0	1,3	0,7	0,0
Výkon tepelného čerpadla	Q_v	kW	22,5					27,2								



B.8.2.2. SOLÁRNÍ KOLEKTORY

PRINCIP NÁVRHU

Pro návrh solárních kolektorů nelze použít výpočet potřeby tepla dle ČSN 06 0302, protože hodnoty zde uvedené výpočet značně nadhodnocují a návrh solárních kolektorů

pak vychází neekonomicky. Proto je třeba vycházet z hodnot skutečně změřených, které máme k dispozici například u rekonstrukcí, anebo lze použít tabulku normy TNI 73 0203. Dále je třeba spočítat denní potřebu tepla na přípravu teplé vody, podle kalorimetrické rovnice.

$$Q_{TV,den} = (1 + z) \cdot \frac{n \cdot V_{TV,den} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000}$$

- Kde: $Q_{TV,den}$ [kWh·den⁻¹] – teplo potřebné pro ohřev vody
 z [-] – přírážka na tepelné ztráty související s přípravou teplé vody dle tabulky normy TNI 73 0203
 n [-] – počet jednotek
 $V_{TV,den}$ [m³·den⁻¹] – celková potřeba teplé vody
 ρ [kg·m⁻³] – hustota vody při střední teplotě v zásobníku
 c [J·kg⁻¹·K⁻¹] – měrná tepelná kapacita vody
 t_1 [°C] – teplota vody na vstupu do ohříváče
 t_2 [°C] – teplota vody na výstupu z ohříváče

Pro návrh solárních kolektorů je třeba znát solárně účinnou (aperturní) plochu, která se stanoví dle rovnice:

$$A_k = \frac{(1 + p) \cdot Q_{TV,den}}{q_{k,den}}$$

- Kde: A_k [m²] – Aperturní plocha kolektorů
 p [-] – přírážka na tepelné ztráty solární soustavy
 $Q_{TV,den}$ [kWh·den⁻¹] – teplo potřebné pro ohřev vody
 q_k [kWh·m⁻²·den⁻¹] – Denní měrný tepelný zisk z kolektorů

Denní měrný tepelný zisk z kolektorů q_k [kWh·m⁻²·den⁻¹] se vypočte:

$$q_k = \eta_k \cdot H_{T,den}$$

- Kde: q_k [kWh·m⁻²·den⁻¹] – Denní měrný tepelný zisk z kolektorů
 η_k [-] – poměrná denní účinnost kolektoru
 $H_{T,den}$ [kWh·m⁻²·den⁻¹] – denní dávka ozáření sluneční plochy

Poměrná denní účinnost solárního kolektoru je dána vztahem:

$$\eta_k = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(t_m - t_e)}{G} - a_2 \cdot \frac{(t_m - t_e)^2}{G}$$

Kde: η_k [-] – poměrná denní účinnost kolektoru

η_0 [-] – optická účinnost

a_1 [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$] – lineární součinitel tepelné ztráty kolektoru

a_2 [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$] – kvadratický součinitel tepelné ztráty kolektoru

t_m [°C] – střední teplota teplotnosné látky v kolektoru

t_e [°C] – teplota vzduchu v okolí kolektoru

G [$W \cdot m^{-2}$] – Sluneční ozáření přední strany kolektoru dle tabulky normy

TNI 73 0203

Denní dávka slunečního ozáření plochy $H_{T,den}$ [$kWh \cdot m^{-2} \cdot den^{-1}$] je dána rovnicí:

$$H_{T,den} = \tau_r \cdot H_{T,den,teor} + (1 - \tau_r) \cdot H_{T,den,dif}$$

Kde: $H_{T,den}$ [$kWh \cdot m^{-2} \cdot den^{-1}$] – denní dávka slunečního ozáření plochy

τ_r [-] – poměrná doba slunečního svitu

$H_{T,den,teor}$ [$kWh \cdot m^{-2} \cdot den^{-1}$] – teoretická denní dávka slunečního ozáření plochy

$H_{T,den,dif}$ [$kWh \cdot m^{-2} \cdot den^{-1}$] – denní dávka difúzního slunečního ozáření plochy

Návrh solárních kolektorů pro rodinné domy provádíme pro měsíce duben a září, pro bytové domy volíme měsíc červenec, protože z dlouhodobého měření spotřeby je patrný pokles potřeby teplé vody v letních měsících a tak musíme návrhem minimalizovat nevyužitelné přebytky energie v letním období.

Střední teplota teplotnosné látky t_m se uvažuje 40 °C a odpovídá průměrné teplotě v zásobníku teplé vody během roku.

Ostatní potřebné hodnoty lze najít v publikaci: Topenářská příručka 3 Návodů na projektování tepelných zařízení.

NÁVRH SOLÁRNÍCH KOLEKTORŮ

Nejprve určíme potřebu teplé vody. Pro zadaný objekt uvažují střední standart a potřebu teplé vody na osobu a den dle normy TNI 73 0203 jako **30 l os⁻¹·den⁻¹** pro běžné měsíce a letní útlum jako 75 % z této hodnoty. Celková potřeba vody pro jednu bytovou jednotku, s plánovaným využitím 4 osob je následující:

$$V_{TV,den,byt,zima} = 4 \cdot 30 = 120 \text{ l} \cdot \text{den}^{-1} = 0,12 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

$$V_{TV,den,byt,léto} = 0,75 \cdot 4 \cdot 30 = 90 \text{ l} \cdot \text{den}^{-1} = 0,09 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

$$\begin{aligned} Q_{TV,den,zima} &= (1 + z) \cdot \frac{n \cdot V_{TV,den,zima} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \\ &= (1 + 0,3) \cdot \frac{8 \cdot 0,12 \cdot 990,2 \cdot 4176 \cdot (55 - 10)}{3600 \cdot 1000} = 64,51 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{TV,den,léto} &= (1 + z) \cdot \frac{n \cdot V_{TV,den,léto} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \\ &= (1 + 0,3) \cdot \frac{8 \cdot 0,09 \cdot 990,2 \cdot 4176 \cdot (55 - 10)}{3600 \cdot 1000} = 48,38 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1} \end{aligned}$$

VÝPOČET ÚČINNOSTI SOLÁRNÍCH KOLEKTORŮ

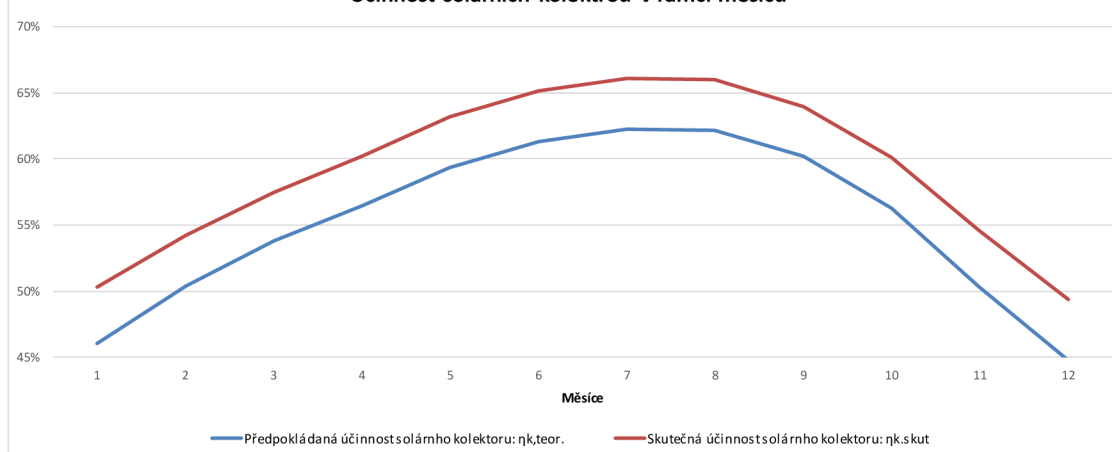
Vstupní hodnoty

Optická účinnost:	η_0	0,786	-	Letní útlum:	ANO		
Střední teplota kolektoru:	t_m	40	°C	Potřeba energie na den v letním období:	Q_{den}	48,38	kWh
Koeficient tepelné ztráty:	a_1	3,747	W·m ⁻² ·K ⁻¹	Počet kolektorů:	n_k	8	ks
Koeficient tepelné ztráty:	a_2	0,0048	W·m ⁻² ·K ⁻¹	Plocha jednoho kolektoru:	$A_{k,s}$	2,392	m ²
Ztráta kolektoru:		0,1	-	Plocha kolektorů:	$A_{k,s}$	19,136	m ²
Potřeba energie na den:	Q_{den}	64,51	kWh				

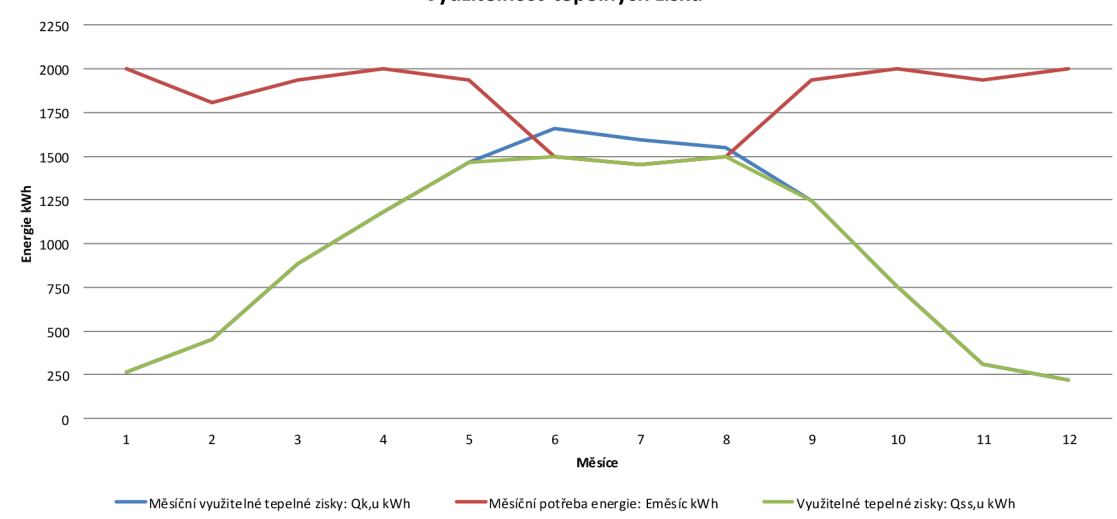
Výpočet

Měsíc:			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Intenzita slunečního záření:	G	W·m ⁻²	526	580	601	581	564	554	549	558	577	564	524	484
Venkovní výpočtová teplota:	t_e	°C	-3,30	-1,50	2,10	7,00	12,00	15,20	16,70	16,20	12,60	7,70	2,30	-1,50
Předpokládaná účinnost solárního kolektoru:	$\eta_{k,teor}$	-	0,46	0,50	0,54	0,56	0,59	0,61	0,62	0,62	0,60	0,56	0,50	0,45
Počet dní v měsíci:	n	-	31	28	30	31	30	31	30	31	30	31	30	31
Měsíční potřeba energie:	$E_{mésic}$	kWh	2000	1806	1935	2000	1935	1500	1451	1500	1935	2000	1935	2000
Teoreticky možná dávka ozáření:	$H_{t,den,teor}$	kWh·m ⁻² ·den	4,43	5,69	7,05	7,89	8,60	8,91	8,59	7,95	7,17	5,92	4,65	3,85
Teoreticky možná dávka difúzního ozáření:	$H_{t,den,dif}$	kWh·m ⁻² ·den	0,37	0,53	0,80	1,12	1,39	1,54	1,51	1,29	0,97	0,67	0,44	0,34
Poměr doba slunečního svitu:	τ_r	-	0,18	0,27	0,40	0,44	0,50	0,51	0,52	0,54	0,52	0,37	0,19	0,17
Denní dávka na plochu:	$H_{t,den}$	W·m ⁻²	1,10	1,92	3,30	4,10	5,00	5,30	5,19	4,89	4,19	2,61	1,24	0,94
Denní měrný tepelný zisk:	q_k	kWh·m ⁻² ·den	0,51	0,97	1,78	2,31	2,96	3,25	3,23	3,04	2,52	1,47	0,62	0,42
Potřebná aperturní plocha:	A_k	m ²	140,00	73,26	39,95	30,69	23,94	16,39	16,48	17,53	28,11	48,29	113,69	169,24
Teplota absorberu:	$t_{k,m}$	°C	34,57											
Skutečná účinnost solárního kolektoru:	$\eta_{k,skut}$	-	0,50	0,54	0,58	0,60	0,63	0,65	0,66	0,66	0,64	0,60	0,55	0,49
Ztráty solární soustavy:	P	-	0,101											
Měsíční využitelné tepelné zisky:	$Q_{k,u}$	kWh	266	452	882	1185	1466	1658	1595	1548	1246	754	314	222
Využitelné tepelné zisky:	$Q_{ss,u}$	kWh	266	452	882	1185	1466	1500	1451	1500	1246	754	314	222
Solární pokrytí:	f	%	51,09											

Účinnost solárních kolektorů v rámci měsíců



Využitelnost tepelných zisků



Výpočet plochy solárních kolektorů pro bytové domy počítá z měsíce června potřebná aperturní plocha $A_k=16,39 \text{ m}^2$. Navrženy 2 bloky solárních kolektorů po 4 kusech (8 ks solárních panelů) **Regulus KPG1 +** s aperturní plochou $2,392 \text{ m}^2$, specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [42].

Skutečná celková aperturní plocha:

$$A_{k,skut} = 8 \cdot 2,392 = 19,14 \text{ m}^2$$

B.8.2.3. AKUMULAČNÍ NÁDRŽ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ PRO TEPELNÉ ČERPADLO

Akumulační nádrž pro tepelné čerpadlo se obvykle uvažuje v rozmezí 15-20 násobek výkonu tepelného čerpadla.

$$V_z = (15\sim 20) \cdot Q_{2T\check{c}} = (15\sim 20) \cdot 23 = \mathbf{330\sim 440 \text{ m}^3}$$

Navržen zásobník **Regulus RBC 400 HP**

Užitný objem zásobníku činí 376 l.

Plocha výměníku činí $5,0 \text{ m}^2$

tlaková ztráta výměníku pro průtok 2010 l/h činí $\Delta p_{vm} = 0,34 \text{ m/H}_2\text{O} = 340 \text{ Pa}$.

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [43].

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ PRO SOLÁRNÍ KOLEKTORY

Akumulační nádrž pro solární kolektory se obvykle uvažuje v rozmezí 1,5-2 násobek denní potřeby vody ^[10].

$$V_{TV,den} = 8 \cdot 120 = 960 \text{ l} \cdot \text{den}^{-1} = 0,96 \text{ m}^3 \cdot \text{den}^{-1}$$

$$V_z = (1,5\sim 2) \cdot V_{TV,den} = (1,5\sim 2) \cdot 0,96 = \mathbf{1,44\sim 1,92 \text{ m}^3}$$

Maximální intenzita slunečního záření (odhad): $G_{max}=900 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$

Nejvyšší účinnost: $\eta_{k,max}=0,66$

Celková aperturní plocha: $A_{k,skut}=19,17 \text{ m}^2$

Maximální výkon kolektorů:

$$Q_{k,max} = \eta_{k,max} \cdot A_{k,skut} \cdot G_{max} = 0,66 \cdot 19,17 \cdot 900 = 11\,387 \text{ W} = 11,39 \text{ kW}$$

Navržen zásobník **Regulus RBC 1500**

Užitný objem zásobníku činní 1466 l.

Výkon výměníku činí 136,2 kW.

Tlaková ztráta výměníku pro průtok 364 l/h činí $\Delta p_{vm} = 0,15 \text{ m/H}_2\text{O} = 150 \text{ Pa}$.

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [44].

B.8.2.4. DOPLŇKOVÉ ZDROJE TEPLA

TEPELNÉ ČERPADLO

Výkon doplňkového zdroje tepla činí: **12,937 kW**.

Navržena topná spirála **Regulus EET-A 7,5**.

Se jmenovitým výkonem 7,5 kW, která bude umístěna v zásobníku pro tepelné čerpadlo. Jelikož zásobník neumožňuje osazení topné spirály o větším výkonu, bude zde ještě osazeno těleso průtokového ohřevu **Regulus TPO-7,5**, specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [45], s topnou spirálou **Regulus EET-A 6,0**, specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [46].

SOLÁRNÍ KOLEKTORY

Výkon potřebný pro ohřev TUV činí: **5,58 kW**.

Navržena elektrická topná spirála **Regulus EET-A 6,0**.

Se jmenovitým výkonem 6,0 kW, která bude umístěna v zásobníku pro solární kolektory. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [46].

B.8.2.5. POTRUBÍ

OKRUH TEPELNÉHO ČERPADLA

Jako teplotonosná látka pro tepelné čerpadlo jsem použil kapalinu **CONVECTheat R** naředěnou v poměru 1:1, s technickými parametry:

Hustota:	$1090 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Kinematická viskozita:	$2,125\cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita:	$3615 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [47].

Průtok teplotnosné látky jednou jednotkou:

$$V = \frac{Q_{TČ}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{11000}{1090 \cdot 3615 \cdot 10} \cdot 3600 \cdot 1000 = 1005 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

Výrobce doporučuje minimální průtok $760 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$

Výsledek dimenzování potrubí pro tepelná čerpadla:

VÝPOČET DN POTRUBÍ

Hustota	Viskozita	Materiál potrubí:	Teplotní rozdíl:	Vypracoval	List č.
1090	2,13E-06	Měď	10	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Vyregulování				
										11	12	13	14	15
Číslo okruhu	Úsek	Objemový průtok	Délka úseku	Světlost potrubí	Rychlost proudění	Tlakový spád	Vřazené odpory	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta	Dispoziční tlak	Potřebný dispoziční tlak	Tlakový rozdíl	Nastavení ventilu	Tlaková ztráta ventilu
č.	č.	v	l	DN	w	R	$\Sigma \xi$	Z	RI+Z	ΔP_{dis}	ΔP_{Dis}	ΔP_{RV}	n	ΔP_{vent}
		l/h	m	mm	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa		Pa
Tepelná čerpadla														
TČ1	1	1005,00	39,90	28x1,5	0,57	249,89	16,4	35000	37891	47862	47862			
	2	2010,00	1,00	35x1,5	0,69	258,46	10,1	340	2993	3251	51113			
TČ2	1	1005,00	36,30	28x1,5	0,57	249,89	16,4	35000	37891	46962	46962			
	2	2010,00	1,00	35x1,5	0,69	258,46	11,4	340	3334	3593	50555			

SOLÁRNÍ KOLEKTORY

Jako teplotná látka pro solární kolektory jsem zvolil kapalinu **Solarten super** s technickými parametry:

Teplota °C	Hustota g/cm ³	Kinematická viskozita mm ² /s	Tepelná kapacita J/g.K	Tepelná vodivost W/m.K
-20	1,053	60	3,45	0,388
-10	1,049	26	3,49	0,393
0	1,045	15	3,53	0,400
10	1,040	8	3,56	0,407
20	1,034	5	3,60	0,414
30	1,028	3,5	3,64	0,421
40	1,022	2,5	3,68	0,428
50	1,015	1,9	3,72	0,435
60	1,008	1,7	3,76	0,442
70	1,001	1,4	3,80	0,449
80	0,994	1,2	3,84	0,456
90	0,985	1,0	3,88	0,463
100	0,978	0,8	3,92	0,470

Tabulka 8. Technické parametry kapaliny Solarten super [48]

Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [48].

Střední teplota kolektoru:

$$Q_{PC} = n_z \cdot Q_{TV,den,zima} + n_l \cdot Q_{TV,den,léto} = 273 \cdot 64,51 + 92 \cdot 48,38$$

$$= 22\,062 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$$

$$t_{k,m} = 25 + 11000 \cdot \frac{A_k}{Q_{PC}} = 25 + 11000 \cdot \frac{19,14}{22\,062} = 35 \text{ °C}$$

Technické parametry, pro počítaný příklad:

$$\rho = 1\,025 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}; \nu = 30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; c = 3\,660 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \beta = 6,501 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

Solární kolektor má doporučený průtok 60-120 l·h⁻¹ (25-50 l·h⁻¹·m⁻²), je třeba stanovit o jakou teplotu Δt [K] se ohřeje teplotná látka při průtoku jedním kolektorovým blokem (4 kolektory).

Střední intenzita slunečního záření (odhad): $G_{stř} = 600 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Nejvyšší účinnost: $\eta_{k,max} = 0,66$

Aperturní plocha jednoho bloku: $A_{k,blok} = 9,57 \text{ m}^2$

Střední výkon jednoho bloku kolektorů:

$$Q_{k,stř} = \eta_{k,max} \cdot A_{k,blok} \cdot G_{stř} = 0,66 \cdot 9,57 \cdot 600 = 3790 \text{ W}$$

Rozdíl teplot pro průtok nízký (Low-flow) $V_{min}=25 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$:

$$\Delta t = \frac{Q_{k,stř}}{\rho \cdot c \cdot (V_{min} \cdot A_{k,blok})} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{3790}{1025 \cdot 3660 \cdot (25 \cdot 9,57)} \cdot 3600 \cdot 1000$$
$$= 15,20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Rozdíl teplot pro průtok vysoký (High-flow) $V_{max}=50 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$:

$$\Delta t = \frac{Q_{k,stř}}{\rho \cdot c \cdot (V_{max} \cdot A_{k,blok})} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{3790}{1025 \cdot 3660 \cdot (50 \cdot 9,57)} \cdot 3600 \cdot 1000$$
$$= 7,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pro výpočet se doporučuje uvažovat průtok $30\sim 40 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ rozdíl teploty mezi přívodní a vratnou vodou se uvažuje přibližně $\Delta t = 10 \text{ K}$.

Průtok pro rozdíl teplot $\Delta t = 10 \text{ K}$:

$$V = \frac{Q_{k,stř}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t \cdot A_{k,blok}} \cdot 3600 \cdot 1000 = \frac{3790}{1025 \cdot 3660 \cdot 10 \cdot 9,57} \cdot 3600 \cdot 1000$$
$$= 38 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$$

Průtok jedním kolektorovým blokem:

$$V_{blok} = V \cdot A_{k,blok} = 38 \cdot 9,57 = 364 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$$

Výsledek dimenzování potrubí pro solární kolektory:

VÝPOČET DN POTRUBÍ

Hustota	Viskozita	Materiál potrubí:	Teplotní rozdíl:	Vypracoval	List č.
1025	3,00E-06	Měď	10	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Číslo okruhu	Úsek	Objemový průtok	Délka úseku	Světlost potrubí	Rychlost proudění	Tlakový spád	Vřazené odpory	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta	Vyregulování				
										Dispoziční tlak	Potřebný dispoziční tlak	Tlakový rozdíl	Nastavení ventilu	Tlaková ztráta ventilu
č.	č.	v	l	DN	w	R	$\Sigma\xi$	Z	RI+Z	ΔP_{dis}	ΔP_{Dis}	ΔP_{RV}	n	ΔP_{vent}
		l/h	m	mm	m/s	Pa/m	- Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa		Pa
Okruh: zásobník-kolektory-zásobník														
S1	1	728,00	27,10	28x1,5	0,41	147,95	15,3	5428	6759	10768	10768			
	2	364,00	6,40	18x1	0,50	373,55	4,97		644	3035	13803			
	3	364,00	1,85	18x1	0,50	373,55	4,8	1200	1822	2513	16316			
	4	728,00	39,30	28x1,5	0,41	147,95	12,67		1102	6916	23232			
S2	1	364,00	7,25	18x1	0,50	373,55	4,67		605	3314	3314			

OKRUH ZÁSObNÍK-ROZDĚLOVAČ/SBĚRAČ-ZÁSObNÍK

Výsledek dimenzování potrubí ze zásobníku do rozdělovače/sběrače:

VÝPOČET DN POTRUBÍ

Materiál potrubí:	Teplota média:	Vypracoval	List č.
Měď	50/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Číslo okruhu	Úsek	Tepelný výkon	Hmotnostní průtok	Délka úseku	Světlost potrubí	Rychlost proudění	Tlakový spád	Vřazené odpory	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta	Vyregulování				
											Dispoziční tlak	Potřebný dispoziční tlak	Tlakový rozdíl	Nastavení ventilu	Tlaková ztráta ventilu
č.	č.	Q	m	l	DN	w	R	$\Sigma\xi$	Z	RI+Z	ΔP_{dis}	ΔP_{Dis}	ΔP_{RV}	n	ΔP_{vent}
		W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	- Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa		Pa
Okruh: zásobník-rozdělovač/sběrač-zásobník															
Z	1	24937	1431,10	4,00	28x1,5	0,82	333,08	23,84	1736	9625	10957	10957			

B.8.2.6. ČERPADLA

OKRUH TEPELNÝCH ČERPADEL

Doporučená čerpadlová skupina pro navržený typ tepelných čerpadel je **Regulus CSE TC iPWM MFB**, specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [49], s elektronickým regulátorem **IR 12 CTC** specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [50].

1. Tepelné čerpadlo:

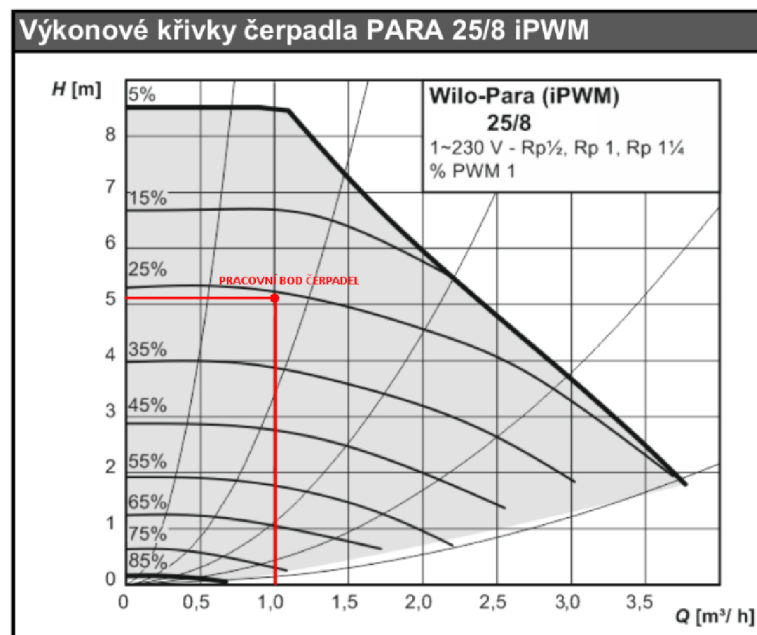
$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_o = 51\,113\text{ Pa} = 51\text{ kPa}$$

$$v_{max} = 1005\text{ l} \cdot \text{h}^{-1} = 1,005\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

2. Tepelné čerpadlo:

$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_o = 50\,555\text{ Pa} = 51\text{ kPa}$$

$$v_{max} = 1005\text{ l} \cdot \text{h}^{-1} = 1,005\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

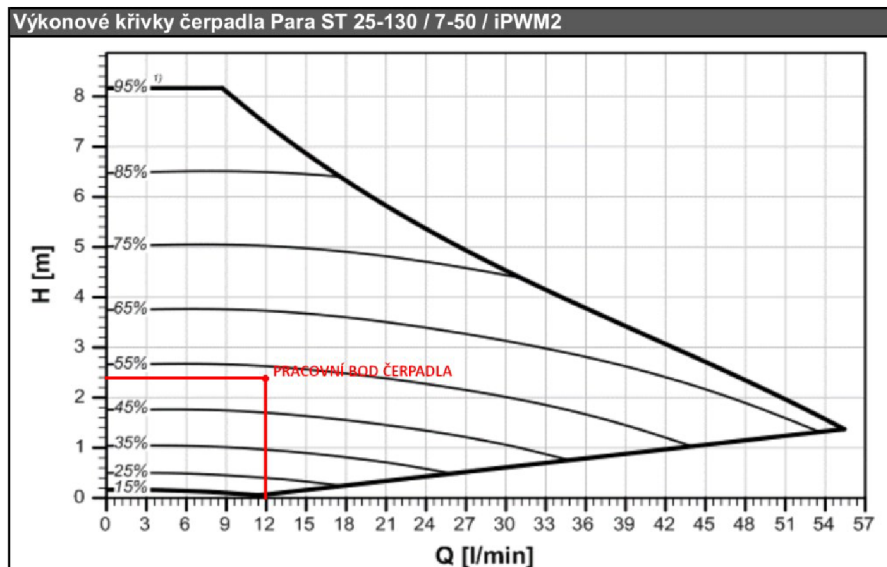


Obrázek 31. Charakteristika čerpadla Wilo-Para 25/8 iPWM [49]

OKRUH SOLÁRNÍCH KOLEKTORŮ

$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_o = 23\,825\text{ Pa}$$

$$v_{max} = 728\text{ l} \cdot \text{h}^{-1} = 12,13\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$



Obrázek 32. Charakteristika čerpadla Wilo-Para ST 25-130 / 7-50 / iPWM [51]

Navržena čerpadlová skupina **Regulus CSE SOL W P** Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [51].

OKRUH: ZÁSOBNÍK-ROZDĚLOVAČ/SBĚRAČ-ZÁSOBNÍK

$$\Delta p_{\zeta} = \Delta p_o = 10\,957\text{ Pa}$$

$$m_{max} = 1431,10\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 1,431\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Navrženo čerpadlo **GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130**, které bude regulováno integrovaným systémem regulace na proporcionální tlak. Specifikace viz technické listy příloha P7 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130.

DOPLŇOVÁNÍ KAPALIN DO SYSTÉMU

Doplňování kapalin do systému ze záchytné nádrže bude zajišťovat ruční pumpa **Regulus Pumpa plnicí ruční**. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [52].

B.8.2.7. EXPANZNÍ NÁDOBA

VÝPOČET OBJEMU EXPANZNÍ NÁDOBY PRO OKRUH TEPELNÝCH ČERPADEL

Objem expanzní nádoby se spočítá dle vzorce:

$$V_{ep} = V \cdot \beta \cdot \Delta t_{max} \cdot \frac{p_h + 100}{p_{h,dov} - p_d}$$

Kde: V_{ep} [l] – předběžný objem expanzní nádoby

V [l] – objem kapaliny v soustavě

β [-] – součinitel objemové roztažnosti

Δt_{\max} [K] – maximální rozdíl teplot v soustavě

V_k [l] – objem teplotnosné látky v solárních kolektorech

p_h [kPa] – nejvyšší pracovní přetlak soustavy

$p_{h,dov}$ [kPa] – nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy

p_d [kPa] – nejnižší pracovní přetlak soustav

$$V = V_{T\check{c}} + V_{v\check{y}m.} + \sum \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 1,9 \cdot 2 + 31 + \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 76,2 + \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot 1$$
$$= 38,62l$$

$$p_d \geq p_{d,dov} = 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + \Delta p_z = 1,1 \cdot 17,7 \cdot 1090 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} + 51,113$$
$$= 259,30 \text{ kPa} \leq p_d = 300 \text{ kPa}$$

$$p_h \leq p_{h,dov} = p_k + (h_{MR} \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3}) = 300 + (17 \cdot 1090 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3})$$
$$= 481,77 \text{ kPa} \geq p_h = 400 \text{ kPa}$$

$$V_{ep} = V \cdot \beta \cdot \Delta t_{\max} \cdot \frac{p_h + 100}{p_{h,dov} - p_d} = 38,62 \cdot 5,0 \cdot 10^{-4} \cdot 55 \cdot \frac{400 + 100}{481,77 - 300} = 2,92l$$

Navržena expanzní nádoba **AQUAFILL HS005** s objemem 5 l. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [36].

VÝPOČET OBJEMU EXPANZNÍ NÁDOBY PRO SOLÁRNÍ KOLEKTORY

Objem expanzní nádoby pro solární soustavu se spočítá dle vzorce:

$$V_{ep} = (V_s + V \cdot \beta \cdot \Delta t_{\max} + V_k) \cdot \frac{p_h + 100}{p_{h,dov} - p_d}$$

Kde: V_{ep} [l] – předběžný objem expanzní nádoby

V_s [l] – objem teplotnosné látky ve studeném stavu v expanzní nádobě. Obvykle se uvažuje 1~2 % objemu soustavy

V [l] – objem kapaliny v soustavě

β [-] – součinitel objemové roztažnosti

Δt_{\max} [K] – maximální rozdíl teplot v soustavě

V_k [l] – objem teplotnosné látky v solárních kolektorech

p_h [kPa] – nejvyšší pracovní přetlak soustavy

$p_{h,dov}$ [kPa] – nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy

p_d [kPa] – nejnižší pracovní přetlak soustav

Výpočet objemu expanzní nádoby:

$$V = V_k + V_{vým.} + \sum \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 1,7 \cdot 8 + 26 + \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 66,5 + \frac{\pi \cdot 0,16^2}{4} \cdot 16,5$$
$$= 43,19l$$

$$p_d \geq p_{d,dov} = 1,1 \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} + \Delta p_z = 1,1 \cdot 17,7 \cdot 1025 \cdot 9,81 \cdot 10^3 + 23,825$$
$$= 219,60 \text{ kPa} \leq p_d = 250 \text{ kPa}$$

$$p_h \leq p_{h,dov} = p_k + (h_{MR} \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3}) = 600 + (0,2 \cdot 1025 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3})$$
$$= 602 \text{ kPa} \geq p_h = 600 \text{ kPa}$$

$$V_{ep} = (V_s + V \cdot \beta \cdot \Delta t_{max} + V_k) \cdot \frac{p_h + 100}{p_{h,dov} - p_d}$$
$$= (0,02 \cdot 43,19 + 43,19 \cdot 6,501 \cdot 10^{-4} \cdot 130 + 1,7 \cdot 8) \cdot \frac{600 + 100}{602 - 250} = 36,02l$$

Navržena expanzní nádoba **AQUAFILL SL040** s objemem 40 l. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [53].

VÝPOČET OBJEMU EXPANZNÍ NÁDOBY PRO OTOPNOU SOUSTAVU

Výsledek výpočtu expanzní nádoby:

Výpočet expanzního objemu

Maximální teplota:	Teplota média:	Vypracoval:	List č.
55	45/35	Jan Vtípil	1

Potrubí				Otopná tělesa				Kotel		Příslušenství			EXP	
Rozměr potrubí	Délka potrubí	Hmotnost vody jednoho metru potrubí	Hmotnost vody v potrubí	Velikost tělesa	Objem vody v tělese	Počet těles	Hmotnost vody v otopných tělesech	Objem vody v kotli	Hmotnost vody v kotli	Název prvku	Objem vody v prvku	Hmotnost vody v prvku	Typ expanzní nádoby	Expanzní objem
mm	m	kg	kg	mm	l		kg	l	kg		l	kg		l
12x1	544,95	0,0785	42,80	10 - 40 60	1,14	2	2,26			Zásobník	376,00	372,93	Uzavřená	17,95
15x1	152,00	0,1327	20,18	10 - 60 80	2,48	2	4,92			R/S	10,00	9,92		
18x1	40,80	0,2011	8,20	11 VK 60 180	5,58	2	11,07			HVDT	7,00	6,94		
22x1	79,00	0,3142	24,82	11/ 20-FV 80	0,38	8	3,02			TPO	18,00	17,85		
28x1,5	55,40	0,4909	27,19	20 VK 60 160	9,28	4	36,82							
				20 VK 60 70	4,06	2	8,05							
				21 VK 60 140	8,12	12	96,65							
				21 VK 60 160	9,28	6	55,23							
				21 VK 60 180	10,44	1	10,35							
				21 VK 60 80	4,64	2	9,20							
				22 - 90 40	3,36	1	3,33							
				22 VK 60 120	6,96	5	34,52							
				22 VK 60 140	8,12	2	16,11							
				22 VK 60 80	4,64	4	18,41							
				K10A 178 50	8,5	12	101,17							
				K10A 178 60	9,4	4	37,29							

Návrh expanzní nádoby

Maximální teplota:	Teplota média:	Vypracoval:	List č.
55	45/35	Jan Vtípil	1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Výška soustavy	Tlaková ztráta okruhu přirozeného oběhu	Výška manometrické roviny	Minimální konstrukční přetlak prvku soustavy	Výšky prvku nad manometrickou rovinou	Expanzní objem	Nejnižší povolený pracovní přetlak soustavy	Nejvyšší povolený pracovní přetlak soustavy	Nejnižší pracovní přetlak soustavy	Nejvyšší pracovní přetlak soustavy	Minimální velikost expanzní nádoby	Pojistný výkon	Vnitřní průměr expanzního potrubí
h	ΔP_z	h_{MR}	P_{rx}	$h_{MR,rx}$	V_e	$P_{d,dov}$	$P_{h,dov}$	P_d	P_h	V_{op}	Q_p	d_p
m	kPa	m	kPa	m	l	kPa	kPa	kPa	kPa	l	kW	mm
14,5	0	1,5	300	0	17,95	155	300	180	300	59,8	27,52	13,15

Minimální objem expanzní nádoby: $V_{\min}=60$ l.

Na stranu bezpečnou jsem zvolil expanzní nádobu **AQUAFILL HS060** s objemem 60 l. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [36].

B.8.2.8. POJIŠŤOVACÍ VENTIL

POJIŠŤOVACÍ VENTIL PRO TEPELNÉ ČERPADLO

$$\alpha_v=0,3$$

$$P=400 \Rightarrow K=1,55$$

$$Q_p=22 \text{ kW}$$

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k} = \frac{22}{0,3 \cdot 1,55} = \mathbf{47,31 \text{ mm}^2}$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5} = 15 + 1,4 \cdot 22^{0,5} = \mathbf{21,57 \text{ mm}}$$

Nejvyšší pracovní přetlak $P_h=400$ kPa.

Podle plochy sedla ventilu a nejvyššího pracovního přetlaku jsem navrhl pojistný ventil: **Regulus 4 bar G3/4" x G 1" F/F**. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [37].

POJIŠŤOVACÍ VENTIL PRO SOLÁRNÍ KOLEKTORY

$$\alpha_v=0,3$$

$$P=600 \Rightarrow K=2,1$$

$$Q_p=11,39 \text{ kW}$$

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k} = \frac{11,39}{0,3 \cdot 1,55} = \mathbf{18,07 \text{ mm}^2}$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5} = 15 + 1,4 \cdot 11,39^{0,5} = \mathbf{19,72 \text{ mm}}$$

Nejvyšší pracovní přetlak $P_h=600$ kPa.

Podle plochy sedla ventilu a nejvyššího pracovního přetlaku jsem navrhl pojistný ventil **Regulus 6 bar G1/2" x G 3/4" F/F**. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [37].

POJIŠŤOVACÍ VENTIL PRO OTOPNOU SOUSTAVU

$$\alpha_v=0,3$$

$$P=300 \Rightarrow K=1,26$$

$$Q_p=30 \text{ kW}$$

$$A_0 = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot k} = \frac{25,5}{0,3 \cdot 1,26} = \mathbf{67,46 \text{ mm}^2}$$

$$d_p = 15 + 1,4 \cdot Q_p^{0,5} = 15 + 1,4 \cdot 22,5^{0,5} = \mathbf{21,64 \text{ mm}}$$

Nejvyšší pracovní přetlak $P_h=300 \text{ kPa}$.

Podle plochy sedla ventilu a nejvyššího pracovního přetlaku jsem navrhl pojistný ventil: **Regulus 3 bar G3/4" x G 1" F/F**. Specifikace viz technické listy na stránkách výrobce [37].

B.8.2.9. ROZDĚLOVAČ SBĚRAČ

Rozdělovač/sběrač bude shodný jako v případě návrhu s plynovým kotlem tedy: **HV 80/125-3** v kombinaci s anuloidem **HW 80/570 G2"**.

B.8.2.10. ELEKTRONICKY OVLÁDANÝ TROJCESTNÝ SMĚŠOVACÍ VENTIL

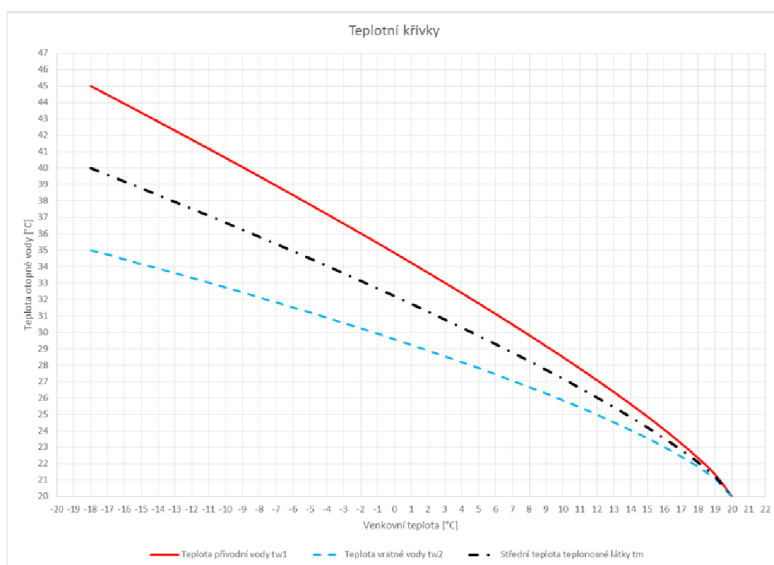
Elektronicky ovládaný trojcestný směšovací ventil bude shodný, jako v případě návrhu s plynovým kotlem a bude pracovat podle stejné ekvitermní křivky.

Rekapitulace:

Ventil bude osazen na každou topnou větev:

1. Větev – JIH Navržen ventil **MUT MK DN32**
2. Větev – SEVER Navržen ventil **MUT MK DN32**
3. Větev – SUTERÉN Navržen ventil **MUT MK DN25**

Ekvitermní křivka:



B.9. POTŘEBY ENERGIÍ

B.9.1. MĚSÍČNÍ BILANČNÍ METODA

Pro výpočet roční potřeby jsem zvolil měsíční bilanční metodu, která je přesnější než metoda denostupňová a také se dokládá při žádosti o dotace k programu „Zelená úsporám“. Metoda spočívá ve stanovení potřeby tepla na vytápění za den, který reprezentuje daný měsíc a následným přenásobením počtem dnů v měsíci. V tomto výpočtu se zohledňuje nejen tepelná ztráta větráním ale také tepelné zisky od slunečního záření a zisky z vnitřního prostředí. Výpočet se provádí podle ČSN EN ISO 13 790.

Potřeba tepla za měsíc se spočte dle vzorce:

$$Q_{H,m} = Q_{H,d} \cdot d_m$$

Kde: $Q_{H,m}$ [kWh·měsíc⁻¹] – potřeba tepla za měsíc

$Q_{H,d}$ [kWh·den⁻¹] – potřeba tepla za den

d_m [-] – počet dní v měsíci

Potřeba tepla za den se stanoví vzorcem:

$$Q_{H,d} = Q_L - \eta_H \cdot Q_G$$

Kde: $Q_{H,d}$ [kWh·den⁻¹] – potřeba tepla za den
 Q_L [kWh·den⁻¹] – tepelná ztráta budovy za den
 η_H [-] – stupeň využití tepelných zisků
 Q_G [kWh·den⁻¹] – tepelné zisky za den

Tepelná ztráta budovy za den Q_L [kWh·den⁻¹] je dána vztahem:

$$Q_L = (H_T + H_V) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_{e,m}) \cdot t$$

Kde: Q_L [kWh·den⁻¹] – tepelná ztráta budovy za den
 H_T [W·K⁻¹] – měrná tepelná prostupem
 H_V [W·K⁻¹] – měrná tepelná větráním
 $\theta_{int,i}$ [°C] – převažující teplota interiéru
 $\theta_{e,m}$ [°C] – výpočtová teplota exteriéru
 t [-] – časový interval

Stupeň využití tepelných zisků η_H [-] se stanoví třemi způsoby:

Pro $\gamma_h \neq 1$ jako:
$$\eta_H = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}}$$

Pro $\gamma_h = 1$ jako:
$$\eta_H = \frac{a}{a+1}$$

Pro $\gamma_h < 0$ jako:
$$\eta_H = \frac{1}{\gamma}$$

Kde: η_H [-] – stupeň využití tepelných zisků
 γ_h [-] – podíl zisků a ztrát v otopném období
 a [-] – faktor setrvačnosti budovy

Podíl zisků a ztrát v otopném období γ [-] se vypočte:

$$\gamma_h = \frac{Q_G}{|Q_L|}$$

Kde: γ_h [-] – podíl zisků a ztrát v otopném období
 Q_L [kWh·den⁻¹] – tepelná ztráta budovy za den
 Q_G [kWh·den⁻¹] – tepelné zisky za den

Faktor setrvačnosti budovy a [-] se určí jako:

$$a = 1 + \frac{\tau}{15}$$

Kde: a [-] – faktor setrvačnosti budovy

τ [h] – časová konstanta budovy

časová konstanta budovy τ [h] je dána vztahem:

$$\tau = \frac{C_m \cdot S}{3600 \cdot (H_T + H_V)}$$

Kde: τ [h] – časová konstanta budovy

C_m [$J \cdot K^{-1}$] – měrná kapacita plošných konstrukcí, dle tabulky normy ČSN EN 15 603

S [m^2] – podlahová plocha

H_T [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná prostupem

H_V [$W \cdot K^{-1}$] – měrná tepelná větráním

Tepelné zisky za den Q_G [$kWh \cdot den^{-1}$] se stanoví:

$$Q_G = Q_{Sol} + Q_{int}$$

Kde: Q_G [$kWh \cdot den^{-1}$] – tepelné zisky za den

Q_{Sol} [$kWh \cdot den^{-1}$] – solární zisky za den

Q_{int} [$kWh \cdot den^{-1}$] – tepelné zisky z vnitřních zdrojů za den

Solární zisky za den Q_{Sol} [$kWh \cdot den^{-1}$] se spočtou dle vztahu:

$$Q_{Sol} = \sum F_p \cdot I_i \cdot S_i \cdot g_i$$

Kde: Q_{Sol} [$kWh \cdot den^{-1}$] – solární zisky za den

F_p [-] – podíl skla z plochy okna

I_i [$kWh \cdot m^{-2} \cdot den^{-1}$] – energie dopadajícího slunečního záření

S_i [m^2] – plocha oken

g [-] – propustnost okna

$$Q_{int} = q_{app} \cdot S_p \cdot \frac{t}{1000}$$

Kde: Q_{int} [kWh·den⁻¹] – tepelné zisky z vnitřních zdrojů za den

q_{app} [W·m⁻²] – tepelné zisky vnitřních zdrojů vztažené na metr čtvereční

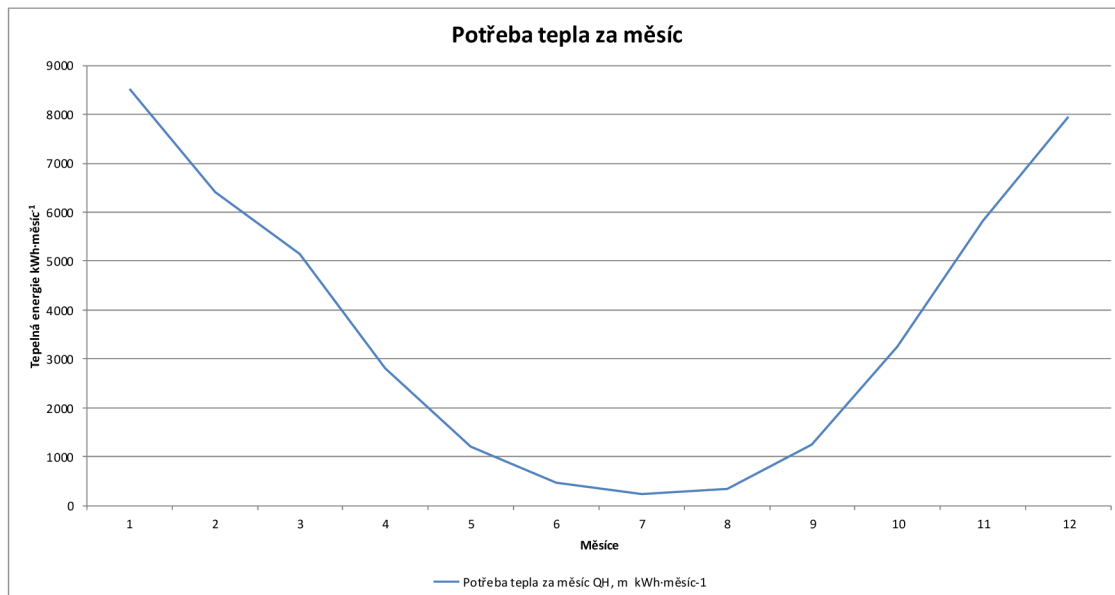
S_p [m²] – podlahová plocha

t [-] – časový interval

B.9.1.1. VÝPOČET POTŘEBA TEPLA MĚSÍČNÍ BILANČNÍ METODOU

MĚSÍČNÍ BILANČNÍ METODA

Vstupní hodnoty														
Vnitřní výpočtová teplota:	t_i	20 °C	Plocha oken:				Propustnost oken				g	0,65	-	
Minimální venkovní výpočtová teplota:	$t_{e,\text{min}}$	-18 °C	Sever	S_s	0,45 m ²	Podlahová plocha	S_p	880 m ²						
Tepelná ztráta prostupem:	Q_t	8,47 kW	Jih	S_j	0,45 m ²	Měrná kapacita konstrukcí	C_m	380	-					
Tepelná ztráta větráním:	Q_v	16,42 kW	Východ	S_v	51 m ²	časová konstanta	τ	0,14179	-					
Měrná tepelná ztráta prostupem:	H_T	223 W·K ⁻¹	Západ	S_z	87,92 m ²	faktor setrvačnosti budovy	a	1,00945	-					
Měrná tepelná ztráta větráním:	H_V	432 W·K ⁻¹	Procento zasklení	F_p	0,85	-	Tepelné zisky	q_{app}	3,8	W·m ⁻²				
Výpočet														
Měsíc:			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Počet dní v měsíci:	d_m	-	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
Venkovní výpočtová teplota:	$t_{e,\text{min}}$	°C	-3,30	-1,50	2,10	7,00	12,00	15,20	16,70	16,20	12,60	7,70	2,30	-1,50
Tepelná ztráta budovy za den:	Q_t	kWh·den ⁻¹	366,35	338,05	281,44	204,40	125,79	75,47	51,89	59,75	116,35	193,39	278,30	338,05
Energie dopadajícího slunečního záření:														
Sever:	I_s	kWh·m ⁻² ·den ⁻¹	0,32	0,58	0,78	1,14	1,45	1,65	1,54	1,25	0,90	0,61	0,30	0,23
Jih:	I_j	kWh·m ⁻² ·den ⁻¹	1,11	1,97	2,27	2,44	2,50	2,22	2,32	2,65	2,25	1,83	1,05	0,76
Východ:	I_v	kWh·m ⁻² ·den ⁻¹	0,47	0,87	1,34	1,95	2,87	2,85	2,67	2,62	1,62	0,99	0,45	0,35
Západ:	I_z	kWh·m ⁻² ·den ⁻¹	0,58	1,13	1,54	2,10	2,41	2,55	2,70	2,36	1,65	1,11	0,57	0,35
Solární zisky za den:	Q_{sol}	kWh·den ⁻¹	41,76	79,76	113,42	158,00	199,15	205,29	207,57	189,15	126,57	82,09	40,56	26,88
Tepelné zisky z vnitřních zdrojů za den:	Q_{int}	kWh·den ⁻¹	80,26											
Tepelné zisky za den	Q_G	kWh·den ⁻¹	122,02	160,02	193,68	238,25	279,41	285,55	287,83	269,40	206,83	162,34	120,81	107,14
podíl zisků a ztrát	η_h	-	0,33	0,47	0,69	1,17	2,22	3,78	5,55	4,51	1,78	0,84	0,43	0,32
Stupeň využití tepelných zisků	η_H	-	0,75	0,68	0,60	0,46	0,31	0,21	0,15	0,18	0,36	0,55	0,70	0,76
Potřeba tepla za den	$Q_{H,d}$	kWh·den ⁻¹	274,46	228,98	166,19	93,87	38,68	15,57	7,79	10,68	41,56	104,72	193,70	256,39
Potřeba tepla za měsíc	$Q_{H,m}$	kWh·měsíc ⁻¹	8508,32	6411,32	5151,90	2816,07	1199,10	466,97	241,59	331,22	1246,72	3246,47	5811,10	7947,95
Potřeba tepla za rok	$Q_{H,rok}$	kWh·rok ⁻¹	43 379											



Roční potřeba tepla pro vytápění plynovým kotlem: $Q_{H,rok} = 43\,379 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$

Denní potřeba tepla na ohřev teplé vody: $Q_1 = 133,93 \text{ kWh} \cdot \text{den}^{-1}$

Roční potřeba tepla na ohřev teplé vody

$$Q_{TV,rok} = Q_{TV,den,zima} \cdot d_z + Q_{TV,den,léto} \cdot d_l = 64,51 \cdot 273 + 48,38 \cdot 92 \\ = 21\,965 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$$

Celková roční potřeba tepla:

$$Q_{rok} = Q_{TV,rok} + Q_{H,rok} = 43\,379 + 21\,965 = 65\,344 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$$

B.9.2. VÝPOČET POTŘEBY PALIVA

B.9.2.1. VÝPOČET POTŘEBY ZEMNÍHO PLYNU PRO PLYNOVÝ KOTEL

Potřeba zemního plynu pro plynový kotel se spočítá podle vzorce:

$$P = \frac{Q_{rok} \cdot 3,6}{H \cdot \eta}$$

Kde: $P \text{ [m}^3\text{]}$ – roční spotřeba paliva

$Q_{rok} \text{ [kWh} \cdot \text{rok}^{-1}\text{]}$ – roční potřeba tepla

$H \text{ [MJ} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$ – výhřevnost paliva

$\eta \text{ [-]}$ – sezónní účinnost zdroje tepla

$$P = \frac{Q_{rok} \cdot 3,6}{H \cdot \eta} = \frac{65\,344 \cdot 3,6}{33,48 \cdot 0,9} = 7\,807 \text{ m}^3$$

B.9.2.2. VÝPOČET POTŘEBY ELEKTRICKÉ ENERGIE PRO DOPLŇKOVÝ ZDROJ SOLÁRNÍCH KOLEKTORŮ

Roční potřeba tepla na ohřev teplé vody: $Q_{TV,rok} = 21\,965 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$

Roční využitelný tepelný zisk solárních kolektorů:

$$Q_{ss,rok} = \sum Q_{ss,u} \\ = 266 + 452 + 882 + 1185 + 1466 + 1500 + 1451 + 1500 + 1246 + 754 \\ + 314 + 222 = 11\,240 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$$

Energie potřebná pro dotápění:

$$Q_{dot,rok} = Q_{TV,rok} - Q_{ss,rok} = 21\,965 - 11\,240 = 10\,725 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1}$$

B.9.2.1. VÝPOČET POTŘEBY ELEKTRICKÉ ENERGIE PRO TEPELNÉ ČERPADLO A DOPLŇKOVÝ ZDROJ

Pro výpočet Bilance tepelného čerpadla jsem využil výpočtovou pomůcku T. Matušky. Výpočetní nástroj vychází z technické normalizační informace TNI 73 0351 Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup, vydané ÚNMZ v roce 2014.

Zjednodušená bilance soustavy s tepelným čerpadlem verze 2017/01

Akce: Výpočet bilance tepelného čerpadla Vypracoval: Jan Vtípil
 Adresa: Datum:
 Kontakt:

Příprava teplé vody (TV)		Vytápění (VYT)		Bazén (BV)	
Měsíc	Q _{p,TV} [kWh/měs]	Měsíc	Q _{p,VYT} [kWh/měs]	Měsíc	Q _{p,BAZ} [kWh/měs]
Led		Led	8025	Led	
Úno		Úno	6840	Úno	
Bře		Bře	6142	Bře	
Dub		Dub	4339	Dub	
Kvě		Kvě	2524	Kvě	
Čer		Čer	0	Čer	
Čvc		Čvc	0	Čvc	
Srp		Srp	0	Srp	
Zář		Zář	2370	Zář	
Řij		Řij	4408	Řij	
Lis		Lis	6126	Lis	
Pro		Pro	7347	Pro	

Počet osob: os
 Potřeba teplé vody: l/os.d
 Teplota SV: °C
 Teplota TV: °C
 Letní snížení potřeby: %
 Přírůstek na ztráty: 30 %

Běžný standard: Tepelná ztráta: 24,437 kW
 Návrhová vnitřní teplota: 20 °C
 Návrhová venk. teplota: -18 °C
 Teplota přívodní vody: 45 °C
 Teplota vratné vody: 35 °C
 Přírůstek na ztráty: 5 %
 Korekční součinitel: 0,75

Vnější zakrývaný: Plocha bazénu: m²
 Provozní doba: h
 Teplota vody (den): °C
 Teplota vzduchu (den): °C
 Teplota vody (noc): °C
 Teplota vzduchu (noc): °C
 Počet návštěvníků: os/m

Centrální zásobníkový ohřev s ří: Vytápění: Regulus ECO AIR 614M

Druh: Vzduch-voda Počet: 2 Typ: Regulus ECO AIR 614M

Topný výkon Φ [kW]					Topný faktor COP				
t _{v1} \ t _{k2}	-7	2	7	12	t _{v1} \ t _{k2}	-7	2	7	12
35	8,7	9,7	10,8	13,3	35	2,2	2,6	2,9	3,2
45	8,5	9,8	11,2	13,6	45	1,8	2,2	2,4	2,7
55	8,4	10,0	1,7	13,9	55	1,6	1,9	2,1	2,4

Zvýšení teploty TV: K
 Zvýšení teploty VYT,BV: 5K
 Otopná tělesa: Příkon čerpadel TV,BV: W
 Příkon čerpadel VYT: 3940 W

Výsledky výpočtu								Souhrnné výsledky		
Měsíc	t _{em} °C	Q _p MWh	Q _{TC} MWh	Q _{ZZ} MWh	E _{sys} MWh	t _{TC} h	SPF	Potřeba el. energie	Sezónní topný faktor	Pokrytí potřeby tepla TČ
Led	1,8	8,0	8,0	0,00	5,055	424	1,6	28,9	1,7	100 %
Úno	2,7	6,8	6,8	0,00	4,584	357	1,5			
Bře	6,3	6,1	6,1	0,00	3,574	307	1,7			
Dub	10,7	4,3	4,3	0,00	2,457	209	1,8			
Kvě	16	2,5	2,5	0,00	1,352	113	1,9			
Čer	18,6	0,0	0,0	0,00	0,000	0	-			
Čvc	20,5	0,0	0,0	0,00	0,000	0	-			
Srp	21,1	0,0	0,0	0,00	0,000	0	-			
Zář	17,1	2,4	2,4	0,00	1,231	101	1,9			
Řij	11,7	4,4	4,4	0,00	2,410	203	1,8			
Lis	6,4	6,1	6,1	0,00	3,563	305	1,7			
Pro	3,6	7,3	7,3	0,00	4,709	385	1,6			
Celkem		48,1	48,1	0,0	28,936	2402	1,7			

Výpočetní nástroj v souladu s TNI 73 0351:2014 Autor: T. Matuška, 2017

Obrázek 33. Zjednodušená bilance soustavy s tepelným čerpadlem [54]

B.10. ZÁVĚR

Volba použitého systému záleží především na investorovi a jeho možnostech. Velkou roli dnes hraje finanční stránka věci. Rozdíl v pořizovací ceně systému s tepelným čerpadlem a systému s plynovým kotlem je značný.

Hrubým cenovým odhadem, tj. součtem cen hlavních (cenově výraznějších) komponentů obou systémů, vychází pořizovací cena systému s plynovým kotlem na cca 70 000 Kč, zatímco systému s tepelným čerpadlem na cca 580 000 Kč. Oproti tomu roční provozní náklady (včetně nákladů na údržbu) systému s plynovým kotlem činí dle portálu TZB-info cca 93 000Kč/rok a u systému s tepelným čerpadlem cca 70 000Kč/rok. Návratnost investice tedy činí asi 25 let.

Systém s tepelným čerpadlem je sice ekologičtější a provozně méně nákladný, ale dle mého názoru je z finančního hlediska bez větších dotací nerealizovatelný, nehledě na životnost, která se u tepelných čerpadel vzduch-voda udává okolo 15 let. Oproti tomu systém s plynovým kotlem nabízí finančně příznivější řešení, co se pořizovacích nákladů týče.

Další alternativou by bylo oba systémy kombinovat a použít plynový kotel na vytápění a solární panely na ohřev teplé vody. Pořizovací náklady by poté dosáhly cca 230 000 Kč a roční provoz by činil cca 80 000 Kč s návratností investice okolo 14 let.

B.11. SEZNAM PŘÍLOH

B.11.1. VÝPOČTY

P1 – Výpočet součinitele prostupu tepla

P2 – Výpočet tepelných ztrát

P3 – Dimenzování otopné soustavy

B.11.2. TECHNICKÉ LISTY

P4 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-60 130

P5 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130

P6 – GRUNDFOS COMFORT 15-14 BS PM

P7 – GRUNDFOS ALPHA1L 25-40 130

B.11.3. VÝKRESY

S1 - Měřící uzel-A4

V1 - Půdorys 1.S Matrice-A2

V2 - Půdorys 1.NP Matrice-A2

V3 - Půdorys 2.NP Matrice-A2

V4 - Půdorys 3.NP Matrice-A2

V5 - Půdorys 4.NP Matrice-A2

V6 - Půdorys 5.NP Matrice-A2

V7 - Schéma potrubní sítě 1.větev-A2

V8 - Schéma potrubní sítě 2.větev-A2

V9 - Schéma potrubní sítě 3.větev-A2

V10 - Plynový kotel - Technická místnost-A3

V11 - Plynový kotel - Schéma-A3

V12 - Tepelné čerpadlo - Technická místnost-A3

V13 - Tepelné čerpadlo - Schéma-A3

V14 - Solární kolektory - Schéma-A3

B.11.4. OSTATNÍ

TZ – Technická zpráva

B.11.5. OBRÁZKY

Obrázek 1. Tepelná produkce člověka [19]	13
Obrázek 2. Graf spotřeby dřeva v závislosti na jeho vlhkosti a účinnosti spalovacího zařízení [5].....	14
Obrázek 3. Výhřevnost a spalné teplo dřeva v závislosti na obsahu vody a stupni jeho vysušení [5]	15
Obrázek 4. Hoření dřeva [13].....	17
Obrázek 5. Lokální topidla [9]	21
Obrázek 6. Malé zdroje tepla [14]	21
Obrázek 7. Střední zdroj tepla – historický kotel [11]	22
Obrázek 8. Velký zdroj tepla – plamencový žárotrubný kotel [12]	22
Obrázek 9. Prohořivací kotel [5]	23
Obrázek 10. Odhořivací kotel [5]	24
Obrázek 11. Zplyňovací kotel [5]	24
Obrázek 12. Olejová kamna [19]	25
Obrázek 13. Topidlo s otevřeným spalovacím prostorem [4]	26
Obrázek 14. Podokenní topidlo [4]	27
Obrázek 15. Kondenzační kotel [19]	27
Obrázek 16. Tmavý plynový zářič [23]	28
Obrázek 17. Princip tepelného čerpadla [19]	30
Obrázek 18. Plochý solární kolektor [4]	31
Obrázek 19. Kogenerační jednotka [4]	32
Obrázek 20. Vymezení obálky budovy [25]	41
Obrázek 21. Energetický štítek obálky budovy [25]	43
Obrázek 22. Křivka dodávky a odběru teplé vody [4].....	63
Obrázek 23. Křivka dodávky a odběru teplé vody s přerušovanou dodávkou tepla [4].	63
Obrázek 24. Opravný součinitel na připojení otopného tělesa f_x [6]	71

Obrázek 25. Součinitel pro úparvu okolí f_o [6]	72
Obrázek 26. Opravný součinitel pro umístění otopného tělesa f_p [6]	73
Obrázek 27. Vznik účinného tlaku [19]	77
Obrázek 28. Tichelmannův rozvod [19]	78
Obrázek 29. Charakteristika čerpadla plynového kotle [24]	85
Obrázek 30. Znárodnění veličin a prvků v okruhu nuceného oběhu [4]	87
Obrázek 31. Charakteristika čerpadla Wilo-Para 25/8 iPWM [49]	106
Obrázek 32. Charakteristika čerpadla Wilo-Para ST 25-130 / 7-50 / iPWM [51]	107

B.11.6. TABULKY

Tabulka 1. Hodnoty průměrného součinitele prostupu tepla dle ČSN 73 0540 [26]	43
Tabulka 2. Normy ČSN EN 12 831 pro určení parametrů pro výpočet $U_{equiv, k}$ [27]	54
Tabulka 3. Minimální výměna vzduchu n_i dle normy ČSN EN 12 831-1:2018 [27]	56
Tabulka 4. Stínící součinitel e [25]	56
Tabulka 5. Běžné teplotní spády pro jednotlivé typy soustav [19]	68
Tabulka 6. Teplotní exponent [25]	70
Tabulka 7. Teplotní exponent [25]	91
Tabulka 8. Technické parametry kapaliny Solarten super [48]	103

B.12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] VRŠÍNSKÁ, Klára. *Interiérové topné těleso*. Fakulta Tomáše Bati ve Zlíně, 2012. Bakalářská. Fakulta Tomáše Bati ve Zlíně.

[2] Šetření energií. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0et%C5%99en%C3%AD_energi%C3%AD

[3] InStory. *Věda & Vesmír* [online]. [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <https://instory.cz/>

- [4] *TZB-info* [online]. Praha 6: Topinfo, 2020 [cit. 2020-02-24]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/>
- [5] TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *VÝZKUMNÉ ENERGETICKÉ CENTRUM* [online]. Ostrava: MARF, 2020 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/>
- [6] CIHELKA, Jaromír a KOL. *Vytápění, větrání a klimatizace*. SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1985. ISBN 04-201-85.
- [7] Zákon č. 201/2012 Sb. Zákon o ochraně ovzduší. In: *Sbírka zákonů České republiky*. Česká republika, 2012, ročník 2012, Verze 13.
- [8] Lulkovičová, O.: *Zdroje tepla a domovní kotelny*. Bratislava: Jaga group, 2004. 223 s., ISBN 80-8076-002-0.
- [9] Aparatos de la calefacción Calentador de la convección, de la fan, aceite-llenado e infrarrojo. In: *Dreamstime* [online]. Dreamstime, 2020 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <https://es.dreamstime.com/stock-de-ilustraci%C3%B3n-aparatos-de-la-calefacci%C3%B3n-calentador-de-la-convecci%C3%B3n-de-la-fan-aceite-llenado-e-infrarrojo-image86406692>
- [10] VALENTA, Vladimír. *Topenářská příručka*. Praha: Agentura ČSTZ, 2007. ISBN 978-80-86028-13-2.
- [11] Fig. 177. - Sectional "Robin Hood" Boiler. In: *Chest Of Books* [online]. StasoSphere Base, 2018 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <https://chestofbooks.com/gardening-horticulture/Commercial-Gardening-1/Setting-Boilers.html>
- [12] Generadores de vapor. In: *Instman field, s.a.* [online]. Barcelona: ActualCat, 2020 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <https://www.instmanfield.com/>
- [13] HORÁK, Jiří. *Úvod do teorie spalování tuhých paliv*. Ostrava. Prezentace. Vysoká škola báňská.
- [14] Jak na to: Vybíráme kotel. In: *Bydlení pro každého* [online]. Weto.cz, 2016 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: <https://vytapani-klimatizace.bydleniprokazdeho.cz/voda-plyn-a-topeni/Jak-na-to-Vybirame-kotel>

- [15] MĚDĚNÉ TRUBKY a TVAROVKY V TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍCH BUDOV: MONTÁŽNÍ POKYNY. Budapešť: Hungarian Copper Promotion Centra (HCPC) Středisko mědi, 1. vydání, 2016
- [16] PŘÍRUČKA K PROJEKTOVÁNÍ SYSTÉMŮ Z MĚDĚNÝCH TRUBEK V TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍCH BUDOV. Budapešť: Hungarian Copper Promotion Centra (HCPC) Středisko mědi
- [17] PRODUKTOVÝ KATALOG. Hrušovany u Brna: Xella CZ, s.r.o., vydání: 1/2019
- [18] PRAKTICKÁ PŘÍRUČKA PRO NAVRHOVÁNÍ. Hrušovany u Brna: Xella CZ, s.r.o., vydání: 11/2016
- [19] KADLEC, František. *Sešit zápisků z předmětu vytápění. VOŠ a SPŠ ve Žďáru nad Sázavou*, 2016.
- [20] KADLEC, František. *Sešit zápisků z předmětu Technologie. VOŠ a SPŠ ve Žďáru nad Sázavou*, 2016.
- [21] Intoxikaci oxidem uhelnatým je dobré nepodceňovat. *Ministerstvo zdravotnictví České republiky* [online]. Praha: KAKTUS Software, spol. s r.o., 2010 [cit. 2020-03-01]. Dostupné z: https://www.mzcr.cz/Verejne/dokumenty/intoxikaci-oxidem-uhelnatym-nadale-nelze-podcenovat_10202_1092_5.html
- [22] DUFKA, Jaroslav. *Vytápění domů a bytů*. Praha: Grada, 1997. ISBN 80-716-9401-0.
- [23] Plynové zářiče a infrazářiče. In: *Schwank* [online]. Brno: Schwank CZ, 2020 [cit. 2020-03-01]. Dostupné z: http://www.schwank.cz/fileadmin/00_customer/cz/pdf/Dunkelstrahlerbrosch%C3%BCre_CZ.pdf
- [24] Kondenzační plynový kotel VIADRUS K4 H. *Viadrus* [online]. Moravská Ostrava a Přívoz: ISSA CZECH, 2013 [cit. 2020-05-04]. Dostupné z: <https://www.viadrus.cz/kondenzacni-plynove-kotle/kondenzacni-plynovy-kotel-viadrus-k4-h-30-cz11.html>

- [25] POČÍNKOVÁ, Marcela. *Podklady pro předmět BT01 - TZB II - VYTÁPĚNÍ* [online]. VUT FAST Brno [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <https://www.fce.vutbr.cz/TZB/pocinkova.m/vytapeni.htm>
- [26] ČSN 73 0540-2: *Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky*. Centrum technické normalizace, Fakulta stavební ČVUT v Praze: ÚNMZ Praha, 2011.
- [27] ČSN EN 12831-1: *Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu - Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3*. Centrum technické normalizace, Univerzitní centrum energeticky efektivních budov ČVUT v Praze: ÚNMZ Praha, 2018.
- [28] RADIK VK. *KORADO a.s.* [online]. Praha: PragueBest, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/produkty/radik/radik-vk.html>
- [29] KORATHERM AQUAPANEL. *KORADO a.s.* [online]. Praha: PragueBest, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/produkty/koratherm/koratherm-aquapanel.html>
- [30] KORAFLEX FV. *KORADO a.s.* [online]. Praha: PragueBest, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/produkty/konvektory/koraflex-fv.html>
- [31] V-exact II. *IMI HYDRONIC ENGINEERING* [online]. London: Design motive, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/termostatick%C3%A1-regulace/termostatick%C3%A9-hlavice-a-ventily/termostatick%C3%A9-ventily/V-exact-II/bc80164f-a4a8-41b0-acc3-16c0edc2e8ac>
- [32] Regulux. *IMI HYDRONIC ENGINEERING* [online]. London: Design motive, 2020 [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/termostatick%C3%A1-regulace/termostatick%C3%A9-hlavice-a-ventily/regula%C4%8Dn%C3%AD-%C5%A1rouben%C3%AD/Regulux/80a10528-d758-445f-adbd-5a0ee7a30fa2>

- [33] Ballorex. *Flamco meibes* [online]. Praha [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: https://www.meibes.cz/system/documents/files/000/001/630/original/PK_CZ-SK_Ballorex-projektanti-Vario_180614-1.pdf?1529143835
- [34] Měřiče tepla. *Flamco meibes* [online]. Praha [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <https://www.meibes.cz/mechanicke-merice/merice-tepla/kompaktni-merice-tepla-heat-plus-instalace-na-privod>
- [35] Zásobník RBC 750. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/zasobnik-rbc-750>
- [36] Expanzní nádoby pro otopné systémy. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: https://www.regulus.cz/download/prospekty/cz/pl_cz_produktovy-list_112014-expanzni-nadoby-aquafill-hs.pdf
- [37] Pojistné ventily F/F (redukované), 2,5 až 6 bar. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: https://www.regulus.cz/download/tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_pojistne-ventily-ffr.pdf
- [38] Filtr neutralizační 3/4" včetně náplně, PN8. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/filtr-neutralizacni-3-4-vcetne-naplne-pn8>
- [39] Rozdělovače/sběrače a hydraulické vyrovnávače dynamických tlaků. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: https://www.regulus.cz/download/tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_rozdelovace-vyrovnavace-tlaku.pdf
- [40] Třicestné ventily závitové MK. *MUT INTERNATIONAL s.r.o.* [online]. Praha: Nux, 2010 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <http://www.mcztrade.cz/katalog/ventily/tricestne-ventily-zavitove-pn-16/>
- [41] Tepelné čerpadlo EcoAir 614M. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/tepelne-cerpadlo-ecoair-614m>

- [42] Sluneční kolektor KPG1+ . *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/slunecni-kolektor-kpg1-plus>
- [43] Zásobník RBC 400 HP. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/zasobnik-rbc-400-hp>
- [44] Zásobník RBC 1500. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/zasobnik-rbc-1500>
- [45] Těleso průtokového ohřevu. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/teleso-prutokoveho-ohrevu>
- [46] Topné těleso poniklované, typ A. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/topne-teleso-poniklovane-typ-a>
- [47] Nemrzoucí kapalina CONVECT heat R. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/nemrzouci-kapalina-convect-heat-r-5>
- [48] Solární kapalina Solarten Super. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/solarni-kapalina-solarten-super-200>
- [49] Čerpadlová sk. CSE TC W iPWM MFB. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/cerpadlova-sk-cse-tc-w-ipwm-mfb>
- [50] Regulátor IR 12 CTC. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/regulator-ir-12-ctc>
- [51] Čerpadlová skupina CSE SOL W P. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/cerpadlova-skupina-cse-sol-w-p>
- [52] Pumpa plnicí - ruční. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.regulus.cz/cz/pumpa-plnici-rucni~1>

[53] Expanzní nádoby pro solární systémy. *Regulus* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z:

https://www.regulus.cz/download/prospekty/cz/pl_cz_produktovy-list_112014-expanzni-nadoby-aquafill-sl.pdf

[54] Bilance TC. *Tomáš Matuška* [online]. Minn Lite Theme, 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/?page_id=161