

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**EKONOMICKÁ ANALÝZA ZMĚNY
ZDROJE TEPLA PRO BYTOVÝ DŮM**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Linek** Jméno: **Dominik** Osobní číslo: **478295**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Technika životního prostředí**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Ekonomická analýza změny zdroje tepla pro bytový dům

Název bakalářské práce anglicky:

Economic Analysis of Heat Source Replacement for Apartment Building

Pokyny pro vypracování:

Pro konkrétní bytový dům se stávajícím připojením na soustavu centralizovaného zásobování teplem navrhnete řešení zdroje tepla pro vytápění a přípravu teplé vody s variantou instalace tepelného čerpadla vzduch-voda. Stanovte investiční a provozní náklady a stanovte dobu návratnosti.

Seznam doporučené literatury:

Bašta, J., Kabele, K.: Otopné soustavy teplovodní - Sešit projektanta. STP 1998, ISBN 80-02-01254-2
ČSN EN 12 831: Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. Český normalizační institut. 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Tomáš Matuška, Ph.D., ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce:


doc. Ing. Tomáš Matuška, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

14.6.2021

Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Souhrn

Tato bakalářská práce se zabývá ekonomickou analýzou změny zdroje tepla pro konkrétní bytový dům. V práci jsou blíže představena tepelná čerpadla a použité výpočtové metodiky. V této práci byla navržena soustava tepelných čerpadel, jejíž provoz byl bilancován pomocí technické normalizační informace TNI 73 0351. Cílem této práce bylo zjistit, zda je ekonomicky výhodné přejít ze současného připojení na centralizované zásobování teplem, na instalaci tepelného čerpadla pro přípravu teplé vody a vytápění, a dále zjistit investiční a provozní náklady a stanovit dobu návratnosti.

Summary

This bachelor thesis deals with the economic analysis of the change of the heat source for a specific apartment building. The work introduces heat pumps and the calculation methods used. In this work a system of heat pumps was designed and the operation of that was balanced using technical standardization information TNI 73 0351. The aim of this work was to determine whether it is economically advantageous to switch from the current connection to centralized heat supply to the installation of heat pump for hot water preparation and space heating, and to determine investment and operating costs and the payback period.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Ekonomická analýza změny zdroje tepla pro bytový dům“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 4.7.2021

Dominik Linek

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Tomáši Matuškoví Ph.D. za odborné a vstřícné vedení mé práce, a také všechny cenné rady, které mi pomohly tuto práci dokončit. Děkuji také své rodině, přátelům a blízkým, kteří mě po celou dobu studia podporovali.

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

| | | |
|------------------|-------|--|
| COP | [-] | Topný faktor |
| COP_{TV} | [-] | Topný faktor tepelného čerpadla v režimu přípravy teplé vody |
| COP_{VYT} | [-] | Topný faktor tepelného čerpadla v režimu vytápění |
| E_{pom} | [kWh] | Potřeba pomocné elektrické energie |
| $E_{pom,TV}$ | [kWh] | Potřeba pomocné energie pro přípravu teplé vody |
| $E_{pom,VYT}$ | [kWh] | Potřeba pomocné energie pro vytápění |
| E_{TC} | [kWh] | Potřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla |
| $E_{TC,TV}$ | [kWh] | Potřeba elektrické energie pro pohon TČ v režimu přípravy teplé vody |
| $E_{TC,VYT}$ | [kWh] | Potřeba elektrické energie pro pohon TČ v režimu vytápění |
| E_d | [kWh] | Potřeba elektrické energie záložního zdroje |
| n | [-] | Teplotní exponent |
| P_{pom} | [kW] | Příkon pomocných zařízení |
| $P_{pom,TV}$ | [kW] | Příkon pomocných zařízení v režimu přípravy teplé vody |
| $P_{pom,VYT}$ | [kW] | Příkon pomocných zařízení v režimu vytápění |
| Q | [kWh] | Teplo dodané soustavou |
| Q_d | [kWh] | Energie dodaná záložním zdrojem |
| $Q_{TC,dod}$ | [kWh] | Energie dodaná tepelným čerpadlem |
| $Q_{TC,dod,TV}$ | [kWh] | Energie dodaná z tepelného čerpadla v režimu přípravy teplé vody |
| $Q_{TC,dod,VYT}$ | [kWh] | Energie dodaná z tepelného čerpadla v režimu vytápění |
| $Q_{p,TV}$ | [kWh] | Potřeba tepla na přípravu teplé vody |
| $Q_{p,VYT}$ | [kWh] | Potřeba tepla na vytápění |
| SPF | [-] | Sezonní topný faktor |
| t_e | [°C] | Teplota venkovního vzduchu |
| $t_{e,N}$ | [°C] | Výpočtová venkovní teplota |
| t_{em} | [°C] | Střední teplota venkovního vzduchu |
| $t_{em,j}$ | [°C] | Střední teplota venkovního vzduchu v intervalu j |
| t_i | [°C] | Teplota vnitřního vzduchu |
| t_{k2} | [°C] | Teplota na výstupu z kondenzátoru tepelného čerpadla |

| | | |
|-----------------|------|--|
| t_{TV} | [°C] | Teplota teplé vody |
| t_{v1} | [°C] | teplota na vstupu do výparníku |
| t_{w1} | [°C] | Ekvitemní teplota přívodní otopné vody |
| $t_{w1,N}$ | [°C] | Jmenovitá teplota přívodní otopné vody |
| $t_{w2,N}$ | [°C] | Jmenovitá teplota vratné otopné vody |
| $\phi_{TC,TV}$ | [kW] | Tepelný výkon tepelného čerpadla při přípravě teplé vody |
| $\phi_{TC,VYT}$ | [kW] | Tepelný výkon tepelného čerpadla při vytápění |
| τ_j | [h] | Doba trvání teplotního intervalu j |
| Δt_{TV} | [°C] | teplotní rozdíl zásobníku teplé vody |

Obsah

| | |
|--|----|
| 1. ÚVOD | 9 |
| 2. TEPELNÁ ČERPADLA | 10 |
| 2.1. Princip funkce tepelného čerpadla | 10 |
| 2.2. Typy tepelných čerpadel..... | 14 |
| 2.3. Parametry tepelných čerpadel | 16 |
| 2.3.1. Tepelný výkon..... | 16 |
| 2.3.2. Topný faktor | 16 |
| 2.4. Provozní režimy tepelných čerpadel..... | 17 |
| 2.4.1. Monovalentní provoz | 17 |
| 2.4.2. Bivalentní provoz | 18 |
| 3. ENERGETICKÁ BILANCE | 19 |
| 3.1. Tepelná ztráta..... | 19 |
| 3.2. Potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody | 20 |
| 3.3. Návrh otopné soustavy..... | 26 |
| 3.4. Bilance soustavy s tepelnými čerpadly | 28 |
| 4. ANALÝZA | 35 |
| 4.1. Bytový dům | 35 |
| 4.2. Návrh soustavy s tepelnými čerpadly | 37 |
| 4.3. Ekonomické zhodnocení | 42 |
| 5. ZÁVĚR | 50 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 51 |
| SEZNAM OBRÁZKŮ | 52 |
| SEZNAM TABULEK | 53 |
| SEZNAM PŘÍLOH | 54 |

1. ÚVOD

Tepelné čerpadlo je zařízení využívané v budovách za účelem vytápění jejich prostor a/nebo pro přípravu teplé vody. Tepelné čerpadlo využívá nízkopotenciální energii ze svého okolí a právě díky tomu dokáže správně navržené tepelné čerpadlo v otopné soustavě představovat výhodnou alternativu pro klasické zdroje vytápění a přípravy teplé vody. Jejich použití v bytových domech dnes není příliš rozšířené, ačkoliv využití tepelných čerpadel v rodinných domech, jakožto alternativního zdroje energie je v posledních letech hojně využíváno. Při energetickém hodnocení soustav s tepelnými čerpadly a jejich provozu lze použít různé výpočtové metody. V této práci užívám pro energetické hodnocení soustavy technickou normalizační informaci TNI 73 0351 a přímo její bilanci pro jednotlivé měsíce. Cílem mé práce je zjistit, zda a jakým způsobem (může tepelné čerpadlo) nahradit stávající připojení na soustavu centralizovaného zásobování teplem.

V úvodní části této práce vysvětluji princip tepelných čerpadel, následně jsou popsány různé typy tepelných čerpadel, podrobněji hlavně typ vzduch-voda, který je v současnosti nejvíce rozšířený, a je zvolen také v mém návrhu řešení. Popisuji také základní parametry hodnocení tepelných čerpadel jako jsou: topný faktor, sezónní topný faktor a tepelný výkon. Nakonec následuje popis provozních režimů tepelného čerpadla pro vytápění a/nebo přípravu teplé vody.

Po teoretické části o tepelných čerpadlech následuje kapitola zaměřená na mou ekonomickou analýzu změny zdroje tepla pro zadaný bytový dům, kde je vysvětleno jakým způsobem jsem u daného projektu pracoval s dostupnými podklady. Pro zadaný, již existující, bytový dům jsem zvolil alternativní řešení soustavy dvou tepelných čerpadel pro pokrytí potřeb tepla na vytápění a přípravu teplé vody. Tato soustava byla následně bilancována pomocí měsíční intervalové metody dle TNI 73 0351. Nakonec byly výsledky této metody porovnány a vyhodnoceny s dostupnými informacemi o ceně energií pro danou lokalitu s výhledem 10 let a stanovena doba návratnosti systému.

2. TEPELNÁ ČERPADLA

Vznik první myšlenky tepelného čerpadla můžeme řadit do začátku 19. století. Tato myšlenka byla konkrétně vědce Williama Thomsona Kelvina, avšak první tepelné čerpadlo sestavil až o několik let později, ve čtyřicátých letech 20. století, Robert C. Weber, který prováděl pokusy s hlubokým zmražením. Rukou se však omylem dotkl přívodní trubky od kondenzátoru mrazícího zařízení a ruku si popálil. Tím zjistil že zařízení produkuje teplo, zkusil tedy propojit kondenzátor mrazícího zařízení a akumulární nádrž, pomocí které vyhříval rodinný dům. Tímto pokusem vznikla první soustava s tepelným čerpadlem pro vyhřívání rodinného domu. Přibližně o 40 let později přišlo první významnější využívání tepelných čerpadel v oblasti vytápění, když ve světě panovala energetická krize a lidé začali hledat alternativní způsoby pro vyhřívání domu. Krátce poté však krize opět opadla a na povrch se začaly dostávat technické nedostatky tepelných čerpadel v té době. Společnosti dodávaly tepelná čerpadla nízké technické úrovně což přispívalo k častým poruchám, nesprávné funkci a dlouhé ekonomické návratnosti. Další rozvoj nastal až koncem 20. století, zejména z důvodu dostupnosti lepších technologií a zájmu o životní prostředí. [1] [2]

2.1. Princip funkce tepelného čerpadla

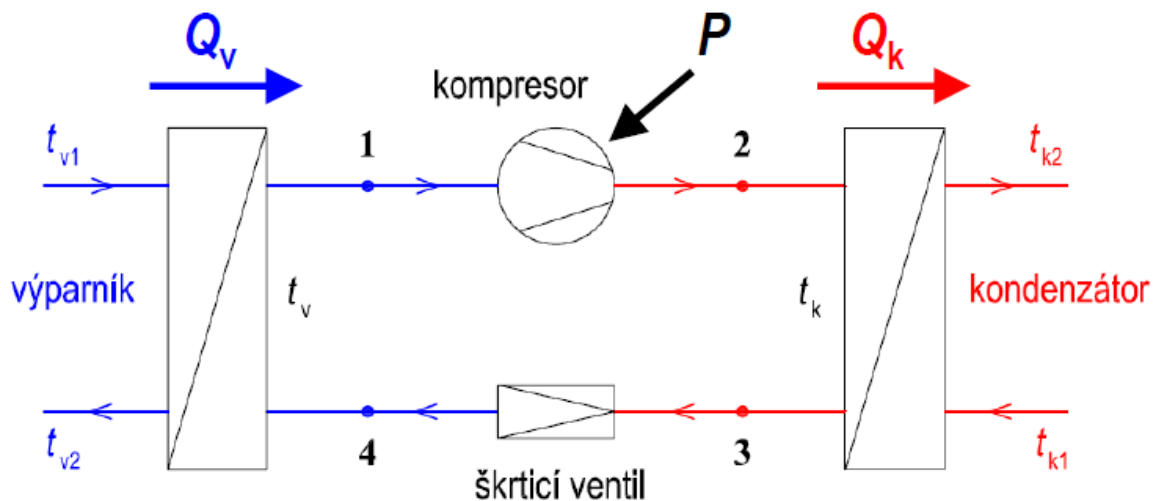
Tepelné čerpadlo je energetické zařízení, které využívá nízkopotenciální energii okolí a přečerpává ji na vyšší teplotní úroveň do tepelných soustav. Teplo lze odebírat z různých okolních zdrojů jako je například vzduch, voda či země, čímž se výrazně snižuje spotřeba externí energie v instalovaném objektu.

K k tomuto přečerpávání tepla z okolního prostředí je třeba dodávat určité množství hodnotné vysokopotenciální energie, nejčastěji elektrické. Využívají se různé zdroje nízkopotenciální energie, dle kterých můžeme tepelná čerpadla rozdělit na dvě základní skupiny:

Obnovitelné – energie pochází z okolního prostředí, například ze vzduchu.

Druhotné – energie která může mít svůj původ i z neobnovitelných zdrojů, například energie z odpadních vod či vzduchu. [2]

Základní technické prvky tepelného čerpadla tvoří výparník, ve kterém dochází k předání tepla z okolí do chladiva o nízkém tlaku a teplotě, za současné změny skupenství z kapaliny na plyn. Páry chladiva poté vstupují do kompresoru, kde dochází k stlačení za vzniku přehřáté stlačené páry. Tato pára následně vstupuje do kondenzátoru, kde předává své teplo teplotnosné látce (obvykle voda), které se již využívá k vytápění a/nebo přípravě teplé vody. Předáním tepla se chladivo ochladí a zkapalní. Zkondenzované chladivo putuje do expanzního ventilu, kde dochází k expanzi, čímž se sníží tlak. Odtud putuje směs páry a kapiček chladiva (mokrá pára) zpět do výparníku, tím se cyklus uzavírá a celý děj se opakuje. Technologické schéma uspořádání technických prvků tepelného čerpadla popsanych výše je znázorněno na Obr. 1. [2]



Obr. 2.1 Technologické schéma tepelného čerpadla [3]

Obdobný princip můžeme pozorovat u většiny chladicích zařízení, které primárně využívají chladicího jevu, kde teplo odebírané ochlazené látce, spolu s degradovanou vysokopenciální energií je předáváno ohřívání látce. Rozdíl mezi tepelným čerpadlem a chladicím zařízením (například lednicí) není v základním principu, ale v jejich použití. Tepelné čerpadlo účelně využívá teplo předávané ohřívání látce. Tepelná čerpadla a chladicí zařízení i přes jejich zjevnou podobnost nelze zaměňovat, vzhledem ke konstrukčním a funkčním odlišnostem obou zařízení. [1][2]

Výparník

Výparník je výměník tepla, ve kterém chladivo odebírá teplo z nízkopotenciálního zdroje tepla vypařováním chladiva za nízkého tlaku při teplotě nižší než je výstupní teplota ochlazované teplotonosné látky t_{v2} . Chladivo zde vstupuje ve stavu mokré páry a odebíráním tepla se vypařuje. U tepelných čerpadel se používá buď letovaný deskový nebo trubkový žebrový výměník. [3]

Kompresor

Kompresor nasává mírně přehřátou páru při konstantním vypařovacím tlaku p_v na sání a stlačuje ji na vyšší kondenzační tlak p_k . Z kompresoru vystupuje přehřátá pára o relativně vysoké teplotě. Jedná se o velice důležitou, a v mnoha případech i nejdražší, část tepelného čerpadla, a proto jsou kladeny vysoké požadavky na jeho kvalitu, kam patří například: dlouhá životnost, minimální potřeba údržby, nízká hlučnost, provozní spolehlivost a funkce v požadovaném rozsahu tlaků a teplot. Nejčastěji je poháněn elektrickým motorem. Konstrukci kompresorů můžeme rozdělit na dva základní typy:

Pístové – páry chladiva jsou nasávány přes sací ventil. Sací ventily se poté uzavřou a ve válci dochází ke stlačování. Po dosažení požadovaného tlaku jsou přehřáté páry vytlačeny z kompresoru přes výtlačné ventily. Jedná se o nejstarší typ kompresoru.

Scroll – rotační spirálové kompresory s plynulou změnou kompresního prostoru. Celý pracovní cyklus nasávání, stlačování a výtlačku par je realizován pohybem pohyblivé spirály vůči statické spirále. Sání je zde na obvodu a výtlaček ve středu. U tohoto typu kompresoru je menší množství pohybujících se částí, díky čemu mají vyšší životnost, spolehlivost, menší vibrace a nižší hlučnost. [3]

Kondenzátor

Kondenzátor je výměník tepla na vysokotlaké straně tepelného čerpadla. V kondenzátoru se využitelné teplo chladiva předává do teplotonosné látky (nejčastěji otopná voda), kondenzací chladiva za vysokého tlaku při teplotě vyšší než je výstupní teplota teplotonosné látky t_{k2} . U tepelných čerpadel se používá buď letovaný deskový nebo trubkový žebrový výměník uvnitř zásobníku. [3]

Expanzní ventil

Expanzní (škrticí) ventil udržuje tlakový rozdíl mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou chladicího oběhu. Zároveň slouží k regulaci průtoku chladiva z kondenzátoru do výparníku v závislosti na výstupní teplotě z výparníku a udržuje přehřátí chladiva za výparníkem Δt_p 4 až 8 K. Průchodem kapalného chladiva EV se poklesem tlaku část chladiva odpaří a do výparníku vstupuje jako směs páry a kapaliny při výparné teplotě (mokrý pára). U tepelných čerpadel se používají buď termostatické, nebo elektronicky řízené expanzní ventily, které mají navíc funkci regulace průtoku chladiva v závislosti na výstupní teplotě z výparníku. [3]

Chladivo

Chladivo je pracovní látkou tepelného čerpadla a nositelem energie. Existují různé druhy a dělení chladiv. Níže představím dvě základní skupiny:

Azeotropní – chladiva, které se chovají jako čisté kapaliny a během své změny skupenství se složení par a kapaliny nemění. Mohou být jednosložková nebo vícesložková. Do této skupiny řadíme například: R22, R290, azeotropní směs: R502 či R507.

Zeotropní – směsi obvykle 2 až 4 druhů chladiv u kterých se během fázové přeměny mění složení. U této skupiny můžeme pozorovat tzv. teplotní skluz což znamená nestejnsměrné vypařování složek chladiva při konstantním tlaku. Řadíme sem například chladivo R407a. [3]

Chladiva lze dále dělit dle jejich chemického složení:

CFC – chladiva CFC obsahují plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi, tj. všechny atomy vodíku v molekule jsou nahrazeny atomy prvků ze skupiny halogenidů (Chlor, Fluor, Brom). Také se lze setkat s označením „tvrdé freony“. Do této skupiny se řadí: R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502, R503 a další. [3]

HCFC – chladiva HCFC obsahují chloroflourované uhlovodíky, mají v molekule i atomy vodíků. Také se lze setkat s označením „měkké freony“. Do této skupiny se řadí: R21, R22, R141b, R142b, R123, R124. [3]

HFC – chladiva HFC nemají v molekule atomy chloru, ale jen fluor. Do této skupiny se řadí: R134a, R152a, R125, R32, R218, R407c, R404a. [3]

HC – chladiva HC obsahují přírodní uhlovodíky a jejich směsi. Jsou zcela bez halogenidů, ale jsou hořlavé. Do této skupiny se řadí: čpavek, propan (R290). [3]

2.2. Typy tepelných čerpadel

Tepelná čerpadla lze rozdělit do tří základních kategorií dle využívaného nízkopotenciálního zdroje tepla a teplonosné látky (voda), které je toto teplo přenášeno. V typovém označení jsou pak zdroj tepla a teplonosná látka odděleny pomlčkou. Nejprve je uveden nízkopotenciální zdroj tepla (země, voda, vzduch) a po pomlčce následuje teplonosná látka které je teplo předáváno.

Země-voda – využívá energii zemského masivu, tzn. odebírá teplo ze země a to buď pomocí plošného kolektoru nebo zemního vrtu. Jedná se o typ s velice stabilním tepelným výkonem, protože závislost výkonu zemních výměníků na klimatických podmínkách je vzhledem k umístění pod povrchem velmi malá. Tento typ lze využívat v oblastech, kde je velmi nízká teplota okolního prostředí. Díky těmto vlastnostem je tento typ tepelného čerpadla druhým nejčastěji využívaným v České republice. [2]

Voda-voda – využívá energie spodní, povrchové nebo odpadní vody. Dosahuje nejlepších topných faktorů ze všech tří základních typů nízkopotenciálního zdroje tepla, ale existuje velmi málo lokalit, kde je jeho použití vhodné. Pro dosažení vysokého výkonu je potřeba mít dostatečné množství a trvalý průtok spodní vody. U tohoto typu je nejčastěji používaným zdrojem nízkopotenciálního zdroje tepla studniční nebo odpadní voda. [2]

Vzduch-voda – využívá energii okolního nebo odpadního vzduchu. Tento typ tepelných čerpadel se může vyskytovat jak ve vnitřním, tak i ve venkovním provedení. Jelikož během instalace tepelného čerpadla vzduch-voda není třeba zemního výměníku, ani studny, má tento typ nejlevnější realizaci systému. Zároveň okolní vzduch je k dispozici v každé lokalitě, což je jeden z důvodů že v současné době se jedná o nejrozšířenější typ tepelných čerpadel, který byl zvolen také pro aplikaci v mé bakalářské práci.

Nelze však zapomínat na skutečnost, že v zimních měsících, kdy je potřeba tepla nejvyšší, je ve vzduchu nejméně energie, kterou lze odebrat a tím pádem dochází k poklesu topného faktoru a tím i k poklesu ekonomické úspory tepelného čerpadla. Naopak v létě, kdy je potřeba tepla nižší dosahuje tepelné čerpadlo vzduch-voda nejlepších parametrů. Dnešní tepelná čerpadla mají provozní rozmezí teplot od -20 °C až do 35 °C.

Mezi další z výhod tohoto typu tepelných čerpadel patří snadná instalace ve vytápěném objektu oproti zbylým typům využívající jiný nízkopotenciální zdroj (voda, země). Zařízení nepotřebuje rozsáhlé zemní kolektory, jako je tomu u typu země-voda. Avšak nevýhodou tohoto typu je přímá závislost výkonu na změně teploty okolního vzduchu, a tedy v období kdy je třeba vytápet je teplota okolního vzduchu nízká a poskytuje méně tepla, které lze odebrat a předat teplonosné látce. Z tohoto důvodu je

velice časté zapojení tepelných čerpadel vzduch-voda v bivalentním provedení, kdy k tepelnému čerpadlu je zapojen i další zdroj tepla (záložní). Nejčastěji se používá elektrické topné těleso, kterým prochází elektrický proud a díky vysokým Joulovým ztrátám se elektrická energie mění na tepelnou. V období velmi nízkých teplot, kdy tepelné čerpadlo nestačí pokrývat potřebu tepla, tak pracují oba zdroje společně, čím opět klesá ekonomická úspora. Záložní zdroj tepla nemusí být pouze elektrické topné těleso, ale může jim být například i elektrokotel, či plynový kotel. [4]

U tohoto typu tepelných čerpadel taktéž může docházet k namrzání z kondenzované vodní páry na výparníku. K tomuto nežádoucímu jevu dochází pokud je teplota výparníku nižší než teplota rosného bodu. Pro tento případ jsou tepelná čerpadla běžně vybaveny vnitřní odmrazovací funkcí, případně vnějším ohřevem. Nejčastěji užívané a také nejúspěšnější řešení je vnitřní odmrazování, kdy tepelné čerpadlo pracuje ve zpětném chodu. Pomocí čtyřcestného ventilu obrátí chod chladicího cyklu a po dobu odmrazování kondenzátor pracuje jako výparník a výparník jako kondenzátor.

Výhody tepelných čerpadel vzduch-voda

Jednoznačnou výhodou tohoto typu tepelných čerpadel je jeho snadná a rychlá instalace s minimální nutností zemních prací. Dále také nízké investiční náklady oproti ostatním typům tepelných čerpadel, u kterých je třeba rozsáhlejší investice do zemních prací a zařízení k získávání nízkopotenciální energie z okolí. Další výhodou je široké rozmezí operativních teplot, a také dostupnost využívané nízkopotenciální energie, díky kterému lze instalovat tepelné čerpadlo vzduch-voda téměř v každé lokalitě. Všechny tyto vlastnosti vytváří z tohoto typu tepelného čerpadla nejvyužívanější a nejdostupnější typ tepelného čerpadla.

Nevýhody tepelných čerpadel vzduch-voda

Hlavní nevýhodou tohoto typu tepelných čerpadel je přímá závislost na teplotě okolního prostředí a tím pádem neustále se měnící topný výkon a topný faktor. Jednou z nevýhod je také nutnost instalace záložního zdroje tepla pro pokrytí potřeb, které nedokáže krýt tepelné čerpadlo, jelikož standardně se navrhuje na 60 až 70 % tepelných ztrát objektu, který mají vytápět, jinak by bylo vzhledem k ekvitemní teplotě otopné vody, tepelné čerpadlo silně předimenzováno. Záložní zdroj tepla má vyšší provozní náklady než tepelné čerpadlo a nutno s ním při návrhu a bilancování soustavy taktéž počítat. Často se lze setkat také s hlučností převážně venkovních jednotek tepelných čerpadel kde vzniká hluk kvůli vysokým průtokům vzduchu na výparníku, avšak lze relativně jednoduše

eliminovat i bez nutnosti vysokých nákladů (například správným nasměrováním vnější jednotky tepelného čerpadla).

2.3. Parametry tepelných čerpadel

2.3.1. Tepelný výkon

Jmenovitý tepelný výkon se u jednotlivých typů tepelných čerpadel stanovuje dle normy ČSN EN 14511 při následujícím provozních podmínkách:

- Vzduch-voda – A2/W35 (A = Air, W = Water), teplota vzduchu na vstupu do výparníku 2 °C, teplota teplotnosné látky z kondenzátoru 35 °C).
- Voda-voda – W10/W35, teplota vody na vstupu do výparníku 10 °C, teplota teplotnosné látky z kondenzátoru 35 °C.
- Země-voda – B0/W35 (B = Brine), teplota solanky na vstupu do výparníku 0 °C, teplota teplotnosné látky z kondenzátoru 35 °C. [5]

Tepelný výkon lze také stanovit z výkonových charakteristik udávaných výrobcem. [2]

2.3.2. Topný faktor

U tepelného čerpadla nelze počítat klasickou účinnost, protože kromě tepelné energie získávané z prostředí do systému vstupuje také elektrická energie dodávaná tepelnému čerpadlu. Z tohoto důvodu by výpočet účinnosti tepelného čerpadla vyšel větší než 100 %, co není technicky možné. U tepelných čerpadel se proto místo účinnosti udává bezrozměrné číslo – topný faktor, který určuje energetickou efektivitu konkrétního zařízení (jednotky tepelného čerpadla). Topný faktor se značí jako COP, co vychází z anglického názvu Coefficient Of Performance a je to poměr dodaného tepla tepelných čerpadlem ku elektrické energii nutné pro jeho provoz. Dnešní tepelná čerpadla mají topný faktor v rozmezí 2,5 až 5 a tato hodnota je samozřejmě přímo závislá měnících se hodnota t_{v1} – vstupní teplota okolního vzduchu na výparníku a t_{k2} – výstupní teplota teplotnosné látky z kondenzátoru. Obecně platí, že čím vyšší je hodnota topného faktoru, tím je tepelné čerpadlo efektivnější, ekonomičtější. Topný faktor je definován vztahem: [2] [4] [5]

$$COP = \frac{Q_{TC,dod}}{E_{TC}} = \frac{Q_k}{P_{el}} \quad (2.1)$$

kde:

| | |
|--------------|---|
| $Q_{TC,dod}$ | teplo dodávané tepelným čerpadlem, v kWh; |
| E_{TC} | elektrická energie pro pohon tepelného čerpadla, v kWh; |
| Q_k | výkon odebíraný z kondenzátoru, v kW; |
| P_{el} | elektrický příkon, v kW. |

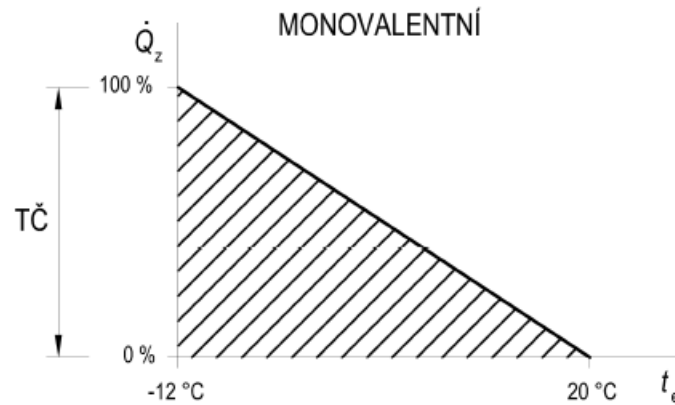
Hodnotu topného faktoru uvádí přímo výrobce, který tepelné čerpadlo uvádí na trh, pakliže jsou k dispozici i provozní charakteristiky (t_{v1} , t_{k2}), lze se pomocí lineární regrese dopočítat i k rovnici s lineární závislostí, pomocí které lze pak dále určit hodnotu topného faktoru pro celý provozní rozsah teplot.

2.4. Provozní režimy tepelných čerpadel

Provozní režimy tepelných čerpadel lze obecně rozdělit na monovalentní a bivalentní režim, kde bivalentní režim se dále dělí na: paralelně bivalentní, částečně paralelně bivalentní a alternativně bivalentní. [2]

2.4.1. Monovalentní provoz

U tohoto typu provozu je tepelné čerpadlo jediným zdrojem vytápění a přípravy teplé vody, jinak řečeno tepelný výkon tepelný výkon tepelného čerpadla pokrývá celkovou potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody. Monovalentní provoz je oproti bivalentnímu zpravidla méně ekonomický, jelikož většinu roku je potřeba tepla nízká, a pro její pokrytí úplně postačí tepelné čerpadlo o zdaleka nižším výkonu. Pořizovací náklady tepelného čerpadla v monovalentním provozu jsou taktéž vysoké, protože je třeba pořídit tepelné čerpadlo o vysokém výkonu, který pak v letních měsících není využit. Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla v závislosti na venkovní teplotě je znázorněn na Obr. 2. [3]



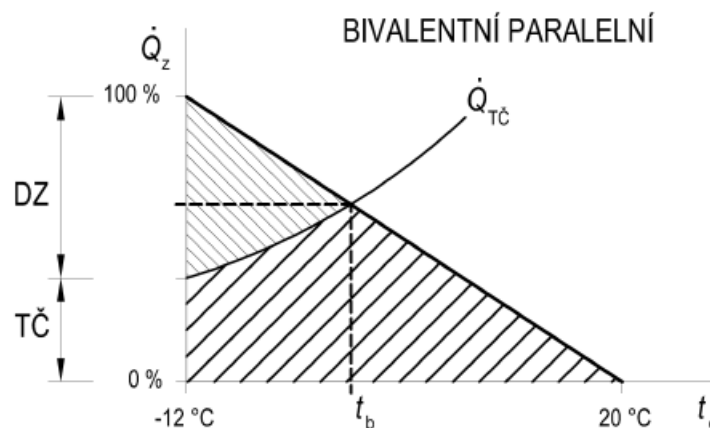
Obr. 2.2 Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla v závislosti na venkovní teplotě pro monoenergentní provoz [3]

2.4.2. Bivalentní provoz

Tento typ provozu je charakteristickým bodem bivalence, což je hodnota venkovní teploty, do které dodaná energie tepelným čerpadlem plně pokrývá tepelnou ztrátu budovy, kterou vytápí. Pokud venkovní teplota klesne pod bod bivalence, dojde ke spuštění instalovaného záložního zdroje tepla, který buď pomáhá tepelnému čerpadlu pokrýt potřebu tepla, nebo tepelné čerpadlo plně nahrazuje.

Pod teplotou bivalence se připíná i doplňkový zdroj tepla a tepelné čerpadlo pracuje i pod bodem bivalence. [3]

Využití u nízkoteplotní otopné soustavy – velkoplošná otopná tělesa, podlahové vytápění s teplotou do 55 °C. Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla i doplňkového zdroje v závislosti na venkovní teplotě je znázorněn na Obr. 3. [3]



Obr. 2.3 Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla i doplňkového zdroje v závislosti na venkovní teplotě pro paralelně bivalentní provoz [3]

3. ENERGETICKÁ BILANCE

V následující kapitole blíže popisují hlavní vztahy využívané v energetické bilanci soustavy s tepelným čerpadel.

3.1. Tepelná ztráta

Tepelné ztráty budovy lze vypočítat různými metodami, kde velmi často používaná je zjednodušená obálková metoda. Obálkou je myšlena obálka budovy (tj. boční stěny, střecha, podlaha). Prvním krokem v této metodě je změřit plochu obálky budovy a zjistit skladbu jednotlivých stěn. Všechny další následující kroky jsou již prováděny formou výpočtu. Celková tepelná ztráta budovy je součtem tepelné ztráty prostupem a tepelné ztráty větráním. Výpočet tepelné ztráty prostupem tepla a tepelné ztráty větráním je dán následujícími vztahy 3.1 a 3.2:

$$Q_p = U * A * (t_i - t_e) \quad (3.1)$$

$$Q_v = n * V * \rho * c * (t_i - t_e) \quad (3.2)$$

Kde:

| | |
|--------|--|
| Q_p | Tepelná ztráta prostupem tepla, ve W. |
| U | Součinitel prostupu tepla, ve W/m ² K. |
| A | Plocha obálky stavební konstrukce, v m ² . |
| t_i | Výpočtová vnitřní teplota, ve °C. |
| t_e | Venkovní výpočtová teplota, ve °C. |
| Q_v | Tepelná ztráta větráním, ve W. |
| n | intenzita větrání, v h ⁻¹ . |
| V | Objemový průtok vzduchu v budově, v m ³ /h. |
| ρ | Hustota vzduchu, v kg/m ³ . |
| c | měrná tepelná kapacita vzduchu, v J/kg*K. |

Výsledná hodnota tepelné ztráty větráním však při dosazení do tohoto vztahu vychází vysoká, což ve výsledku navyšuje celkovou tepelnou ztrátu budovy. Pakliže při návrhu otopné soustavy je třeba snížit tepelnou ztrátu budovy, ale je ekonomicky, či prakticky nevýhodné dále snižovat tepelnou ztrátu prostupem tepla, tak je možnost využít větrací jednotku s rekuperací (zpětné získávání tepla). Výpočet tepelné ztráty větráním při využití větrací jednotky s rekuperací je dán vztahem:

$$Q_v = V_f * (1 - \eta_{ZZT}) + V_x * (t_i - t_e) \quad (3.3)$$

kde:

| | |
|--------------|--|
| Q_v | Tepelná ztráta větráním, ve W; |
| V_f | Průtok vzduchu nuceným větráním, v m ³ /h; |
| η_{ZZT} | Účinnost zpětného získávání tepla výměníku větrací jednotky, bezrozměrná veličina; |
| V_x | Průtok vzduchu infiltrací, v m ³ /h; |
| t_i | Výpočtová vnitřní teplota, ve °C; |
| t_e | Venkovní výpočtová teplota, ve °C. |

3.2. Potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody

Potřeba tepla na vytápění

Výpočet potřeby tepla na vytápění byl zhotoven zjednodušenou metodou, avšak v základním postupu v souladu s EN ISO 13 790 a okrajovými podmínkami stanovenými v TNI 73 0331 a TNI 73 0330 (bytové domy). Jedná se o měsíční metodu, kdy pro každý měsíc se stanoví ztráta tepla, tepelný zisk (vnitřní zdroje tepla, solární zisky okny) a využití zisků pro krytí potřeby tepla. Výpočet je zjednodušen jednozónovou metodou, kdy celá budova se uvažuje jako jedna zóna s jednou teplotou. Otopné období je uvažováno od 1. září do 31. května (Pro každý měsíc otopného období se uvažuje délka časového úseku v hodinách jako součin počtu dní v měsíci a 24 h/den. Výpočet potřeby tepla na vytápění je přílohou 1 této bakalářské práce. Potřeba tepla na vytápění pro výpočtový časový úsek se stanoví podle vztahu:

$$Q_H = Q_L - \eta Q_G \quad (3.4)$$

kde:

| | |
|--------|---|
| Q_H | potřeba tepla na vytápění pro časový úsek (měsíc), ve Wh; |
| Q_L | ztráta tepla pro časový úsek (měsíc), ve Wh; |
| η | stupeň využití tepelných zisků zohledňující dynamické chování budovy, bezrozměrná veličina; |
| Q_G | celkové tepelné zisky pro časový úsek (vnitřní a solární), ve Wh. |

Vztah 3.4 je však pouze konečný výpočet potřeby tepla, kde je nejdříve důležité se propracovat k jednotlivých členům tohoto vztahu. Ztráta tepla se stanoví ze vztahu níže:

$$Q_L = H * (\theta_i - \theta_e) * t \quad (3.5)$$

kde:

H měrná tepelná ztráta budovy, je rovna součtu měrné ztráty prostupem a větráním, ve W/K;

θ_i požadovaná vnitřní teplota, ve °C;

θ_e průměrná venkovní teplota během časového úseku, ve °C;

t délka časového úseku, v h.

$$H = H_T + H_V \quad (3.6)$$

kde:

H_T měrná ztráta prostupem, ve W/K;

H_V měrná ztráta větráním, ve W/K.

$$H_T = H_{T,g} + H_{T,e} \quad (3.7)$$

kde:

$H_{T,g}$ měrná ztráta prostupem zeminou, ve W/K;

$H_{T,e}$ měrná ztráta prostupem obálkou budovy, ve W/K.

$$H_{T,e} = \sum_i A_i * U_i \quad (3.8)$$

kde:

A_i plocha i-tého prvku, v m²;

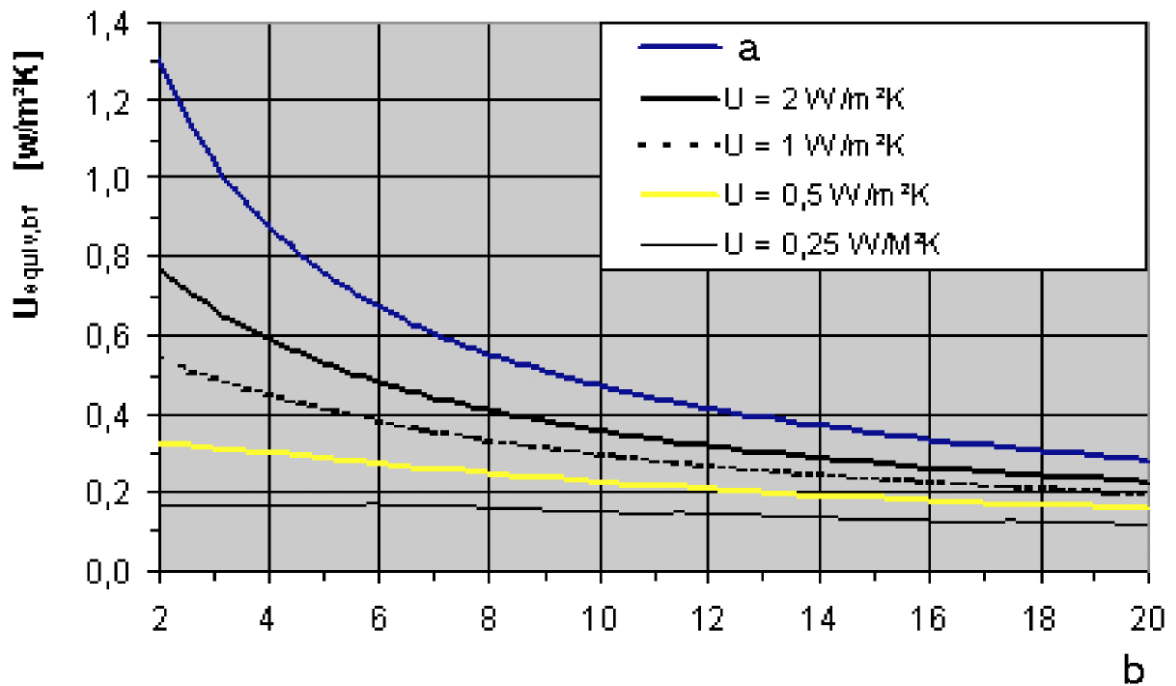
U_i součinitel prostupu tepla i-té konstrukce, ve W/m²K.

$$H_{T,g} = 0,5 * A_p * U_{ekv} \quad (3.9)$$

kde:

A_p plocha podlahy na terénu, v m²;

U_{ekv} ekvivalentní součinitel prostupu tepla podlahou a polomasivem, viz Obr. 3.1, ve W/m²K.



Obr. 3.1 – Graf závislosti $U_{ekv,br}$ na charakteristickém rozměru podlahy B'

$$B' = \frac{A_p}{0,5 \cdot P} \quad (3.10)$$

kde:

P obvod podlahy na terénu, v m.

Měrná ztráta větráním se stanoví podle následujícího vztahu:

$$H_V = V \cdot \rho \cdot c \quad (3.11)$$

kde:

V průtok vzduchu v budově, v m³/h;

$\rho \cdot c$ tepelná kapacita vzduchu, 0,34 Wh/(m³K).

$$V = V_f \cdot (1 - \eta_{ZZT}) + V_x \quad (3.12)$$

kde:

V_f průtok vzduchu nuceným větráním, v m³/h;

η_{ZZT} účinnost zpětného získávání tepla výměníku VZT jednotky, uvažuje se hodnota 0,75;

V_x průtok vzduchu infilrací, v m³/h.

$$V_f = 0,7 \cdot k \cdot n \quad (3.12)$$

kde:

k počet osob, bezrozměrná veličina;

n množství čerstvého vzduchu na osobu, 25 m³/h.

$$V_x = V_i \cdot n_{50} \cdot e \quad (3.13)$$

kde:

V_i vnitřní objem budovy, v m³;

n_{50} intenzita větrání budovy (výměny vzduchu čerstvým venkovním vzduchem) při rozdílu tlaků mezi vnitřním a venkovním prostorem 50 Pa;

e součinitel větrné expozice, $e = 0,01$ pro rodinné domy; $e = 0,07$ pro bytové domy.

$$V_i = 0,8 \cdot V_e \quad (3.14)$$

kde:

V_e vnější objem budovy, v m³.

Celkové tepelné zisky se stanoví z vnitřních zisků (od osob, spotřebičů, případně z rozvodů teplé vody apod.) a solárních zisků okny podle vztahu:

$$Q_G = Q_i + Q_s \quad (3.15)$$

kde:

Q_i vnitřní tepelné zisky, ve Wh;

Q_s solární zisky, ve Wh.

Vnitřní tepelné zisky se stanoví podle projektovaného obsazení domu osobami. Koeficient přítomnosti osob se uvažuje 0,7. Teplo uvolňované do prostoru provozem domácích spotřebičů, umělého osvětlení a metabolické teplo se uvažuje hodnotou 100 W/os a k tomu se připočítá 100 W na bytovou jednotku trvalého zisku. Vnitřní tepelné zisky se určí podle vztahu:

$$Q_i = (0,7 \cdot k \cdot 100 + 100) \cdot t \quad (3.16)$$

kde:

k počet osob, bezrozměrná veličina;

t časový úsek, v h.

Solární zisky se stanovují z úhrnů slunečního záření na „sběrné“ plochy, tj. zasklené prvky, a z jejich charakteristik stínění, clonění a propustnosti slunečního záření. Solární zisky se stanovují podle vztahu:

$$Q_s = \sum_j I_{s,j} \cdot \sum_n A_{s,nj} \quad (3.17)$$

kde:

$I_{s,j}$ úhrn slunečního záření na jednotku plochy o orientaci j , v kWh/m²;

$A_{s,nj}$ účinná plocha zaskleného prvku n o orientaci j , v m².

$$A_s = A \cdot F_S \cdot F_C \cdot (1 - F_F) \cdot g \quad (3.18)$$

kde

A celková pohledová plocha otvoru zaskleného prvku (např. plocha okna);

F_S korekční činitel stínění (pouze trvalé stínění); určuje se podle tabulkové hodnoty;

F_C korekční činitel clonění (protisluneční ochrana), uvažuje se jednotně $F_C = 1$ pokud se nejedná o trvale zacloněné prvky;

F_F korekční činitel rámu (podíl rámu a celkové plochy zaskleného prvku);

g celková propustnost slunečního záření.

$$g = 0,9 \cdot g_{\perp} \quad (3.19)$$

kde:

g_{\perp} hodnota propustnosti slunečního záření pro kolmý úhel dopadu slunečního záření.

Stupeň využití solárních zisků se vypočítá podle vztahů:

$$\eta = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}}, \text{ pro } \gamma \neq 1 \quad (3.20)$$

$$\eta = \frac{a}{a+1}, \text{ pro } \gamma = 1 \quad (3.21)$$

kde:

a je numerický parametr závislý na časové konstantě τ podle vztahu:

$$a = a_0 + \frac{\tau}{\tau_0} \quad (3.22)$$

kde pro měsíční metodu se $a_0 = 1$ a referenční časová konstanta $\tau_0 = 16$ h.

$$\gamma = \frac{Q_G}{Q_L} \quad (3.23)$$

$$\tau = \frac{c}{H} \cdot \frac{1}{3600} \text{ v hodinách} \quad (3.24)$$

kde:

C je vnitřní tepelná kapacita budovy, v J/K; stanoví se zjednodušeně podle Tab. 3.1 na základě vnitřní podlahové plochy budovy A_f .

Tab.3.1 Vnitřní tepelná kapacita budovy

| Třída | C [J/K] |
|-------------|--------------------------|
| velmi lehká | 80 000 × A _f |
| lehká | 110 000 × A _f |
| střední | 165 000 × A _f |
| těžká | 260 000 × A _f |
| velmi těžká | 370 000 × A _f |

Potřeba tepla na přípravu teplé vody

Celková denní potřeba teplé vody se stanoví vynásobením doporučené dávky teplé vody na osobu a den, počtem osob. Stanovením této hodnoty lze již dále přejít přímo na výpočet potřeby tepla dodaného z ohřívače pro přípravu teplé vody. Výpočet potřeby tepla na přípravu teplé vody je přílohou 2 této bakalářské práce.

$$Q_{2p} = \frac{(1+z) \cdot V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \quad (3.25)$$

kde:

- Q_{2p} potřeba tepla dodaná ohřívačem TV, v kWh/den;
 z poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci TV, bezrozměrná veličina;
 V_{2p} celková potřeba teplé vody, v m³/den;
 ρ hustota vody při střední teplotě zásobníku (994.8), v kg/m³;
 c měrná tepelná kapacita vody, v J/(kgK);
 t_2 teplota teplé vody, ve °C;
 t_1 teplota studené vody, ve °C.

3.3. Návrh otopné soustavy

Z výkresové a technické dokumentace budovy byl znám počet a rozměr otopných těles, a také návrhový teplotní rozdíl otopné soustavy. Teplovodní otopná soustava však byla původně dimenzována pro nezateplenou budovu a její teplotní spád byl dle technické dokumentace roven 92.5/67.5 °C. Na takový teplotní spád nelze dimenzovat soustavu s tepelným čerpadlem, a proto bylo třeba zvolit nový teplotní spád, který lze dosáhnout pomocí tepelného čerpadla, se zachováním současného hmotnostního průtoku soustavou. Z rovnice pro tepelný výkon přenášený otopnou soustavou jsem si vyjádřil hmotnostní průtok a ten poté použil pro výpočet rozdílu teplot otopné vody přívodní a vratné.

$$\Delta t_2 = \frac{(t_{w1n} + t_{w2n})}{2} - t_i \quad (3.26)$$

kde:

Δt_n aritmeticky určený rozdíl teplot otopných těles pro původní teplotní rozdíl, v K;

t_{w1n} návrhová teplota otopné vody přívodní, pro původní soustavu, ve °C;

t_{w2n} návrhová teplota otopné vody vratné, pro původní soustavu, ve °C;

t_i vnitřní výpočtová teplota vzduchu, ve °C.

$$m = \frac{(Q_1)}{c \cdot \Delta t} \quad (3.27)$$

kde:

m hmotnostní průtok otopnou soustavou, v kg/s;

Q_1 původní tepelný výkon otopných těles, ve W;

c měrná tepelná kapacita vody, v J/(kg*K);

Δt rozdíl teplot otopné vody přívodní a vratné, v K.

$$\Delta t = \frac{Q_2}{m \cdot c} \quad (3.28)$$

Kde:

t_1 teplota otopné vody přívodní, ve °C;

t_2 teplota otopné vody vratné, ve °C;

Q_2 hledaný tepelný výkon otopných těles, ve W;

m hmotnostní průtok otopnou soustavou, v kg/s;

c měrná tepelná kapacita vody, v J/(kg*K).

Dále je třeba určit teplotu otopné přívodní vody, kterou lze použít po zateplení objektu jako návrhovou. Díky vypočítanému rozdílu teplot, tak teplota vratné otopné vody je hodnotou po odečtení rozdílu teplot přívodní a vratné vody od určené návrhové teploty otopné vody přívodní.

$$t_2 = t_1 - \Delta t \quad (3.29)$$

kde:

t_1 teplota otopné vody přívodní, ve °C;

Δt rozdíl teplot otopné vody přívodní a vratné, v K.

Pro stanovení nového teplotního rozdílu vycházím z rovnice tepelného výkonu otopných ploch, kde původní výkon Q_1 je hodnotou pro nezateplený stav budovy a nový výkon Q_2 je hodnotou výkonu pro zateplený stav budovy. Oba výkony odpovídají teplotním rozdílům Δt_1 a Δt_2 . Výpočet teplotního spádu otopné soustavy je přílohou 3 této bakalářské práce.

$$Q_2 = Q_1 * \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)^n \quad (3.30)$$

Kde:

Q_2 hledaný tepelný výkon otopných těles, ve W;

Q_1 původní tepelný výkon otopných těles, ve W;

Δt_{skut} hledaný rozdíl teplot na otopné ploše, v K.

Δt_N původní rozdíl teplot na otopné ploše, v K;

n Teplotní exponent otopných těles, bezrozměrná veličina.

3.4. Bilance soustavy s tepelnými čerpadly

K energetickému hodnocení soustavy s tepelnými čerpadly jsem použil intervalovou metodu hodnocení provozu tepelného čerpadla pro přípravu teplé vody a vytápění jejíž postup výpočtu je popsán v technické normalizační informaci TNI 73 0351 [9]. Tato metoda využívá jako vstupní data měsíční potřebu tepla, kterou má soustava svým provozem krýt, parametry tepelného čerpadla stanovené zkouškou podle ČSN EN 14511 a údaje o klimatických podmínkách určených pro hodnocení, u kterých uvádí jednotlivé teplotní charakteristiky (roční četnost teplot venkovního vzduchu, tzn. počet hodin trvání jednotlivých teplotních intervalů) bez ohledu na skutečné místní podmínky instalace. Teplotní charakteristika odpovídá teplotním podmínkám uvedeným v TNI 73 0331.

Každý takový teplotní interval je charakterizován horní a dolní teplotou venkovního vzduchu, střední teplotou vzduchu a počtem hodin trvání intervalu.

Aby bylo možné tuto metodu použít, je nutné od výrobce/distributora získat charakteristiky topného výkonu a topného faktoru vybraného tepelného čerpadla.

Z takové charakteristiky lze využitím vhodných lineárních interpolací a extrapolací charakteristik získat hodnoty charakteristik také pro jiné provozní podmínky než jsou ty předepsané pro zkoušení. V mém případě jsem stanovil lineární regresí hodnoty koeficientů polynomu A, B, C, D, E, F pro výpočet tepelného výkonu, a také koeficienty a, b, c, d, e, f pro výpočet topného faktoru. Tepelný výkon a topný faktor lze poté vypočítat správným dosazením koeficientů do rovnice přímky viz níže: [3]

$$\phi_{T\check{c}} = A + B * t_{v1} + C * t_{k2} + D * t_{v1}^2 + E * t_{k2}^2 + F * t_{v1} * t_{k2} \quad (3.31)$$

$$COP = a + b * t_{v1} + c * t_{k2} + d * t_{v1}^2 + e * t_{k2}^2 + f * t_{v1} * t_{k2} \quad (3.32)$$

kde:

$\phi_{T\check{c}}$ Tepelný výkon tepelného čerpadla, v kW.

COP Topný faktor tepelného čerpadla, bezrozměrná veličina.

t_{v1} Teplota vzduchu na vstupu do výparníku, ve °C.

t_{k2} Teplota vody na výstupu z kondenzátoru, ve °C.

S takto stanovenými koeficienty polynomu již lze pracovat v intervalové metodě, kde jednotlivé měsíce jsou rozděleny do teplotních intervalů o šířce 1 K a výsledky měření pro ně nejsou známé.

Dále je třeba vzít již známou hodnotu potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody, a pakliže chceme bilancovat soustavu po jednotlivých měsících (jako je tomu v mém případě), tak hodnotu roční potřeby tepla zjistit i pro jednotlivé měsíce, případně rozdělit vhodným přepočtem do jednotlivých měsíců. Roční nebo měsíční potřeba tepla na vytápění se pro jednotlivé výpočtové teplotní intervaly j otopného období rozdělí poměrovým přepočtem na základě příslušných hodinostupňů (uvedeny v příloze A TNI 73 0351) ve výpočtových teplotních intervalech podle vztahu (3.33): [9]

$$Q_{p,VYT,j} = Q_{p,VYT} * \frac{DH_j}{DH} \quad (3.33)$$

kde:

$Q_{p,VYT,j}$ Roční nebo měsíční potřeba tepla na vytápění pro jednotlivé výpočtové teplotní intervaly j , v kWh;

$Q_{p,VYT}$ Celková potřeba tepla na vytápění (roční nebo v jednotlivých měsících), v kWh;

DH_j Počet hodinostupňů výpočtového teplotního intervalu j , v Kh;

DH Počet hodinostupňů za otopné období (rok) nebo v jednotlivých měsících, v Kh. [9]

Roční nebo měsíční potřeba tepla na přípravu teplé vody se pro jednotlivé výpočtové teplotní intervaly j rozdělí také poměrovým přepočtem na základě doby trvání výpočtových teplotních intervalů vzhledem k době trvání celého roku nebo jednotlivých měsíců podle vztahu: [9]

$$Q_{p,TV,j} = Q_{p,TV} * \frac{\tau_j}{\sum_j \tau} \quad (3.34)$$

kde:

$Q_{p,TV,j}$ Roční nebo měsíční potřeba tepla na přípravu teplé vody pro jednotlivé výpočtové teplotní intervaly j , v kWh.

$Q_{p,TV}$ Celková potřeba tepla na přípravu teplé vody (roční nebo v jednotlivých měsících), v kWh.

τ_j Doba trvání výpočtového teplotního intervalu j , v h. [9]

Jakmile máme potřeby tepla rozdělené do jednotlivých výpočtových intervalů je třeba se zaměřit na tepelnou soustavu. Jelikož máme tepelné čerpadlo určené pro kombinovaný provoz vytápění a přípravu teplé vody, je třeba určit který režim bude primární a vytvořit bilanci nejprve pro primární režim. Zpravidla má během roku přednost krytí potřeby tepla na přípravu teplé vody. [9]

Následně je třeba určit teplotu vody na kterou má tepelné čerpadlo ohřívat teplou a otopnou vodu. Co se týče připravované teplé vody, tak u té je to snadnější jelikož výstupní teplota bude konstantní a jediné co je třeba uvažovat tak zvýšení teploty o Δt_{TV} , které zohledňuje teplotní rozdíl na výměníku tepla mezi přiváděnou otopnou vodou a připravovanou teplou vodou (zpravidla trubkový výměník v akumulacím zásobníku). Pokud je příprava teplé vody bez využití cirkulace, tak lze uvažovat tuto hodnotu rovnou 0 K, pakliže je v systému využívána cirkulace tak je tato hodnota rovna 5 K. [9]

$$t_{k2,j} = t_{TV} + \Delta t_{TV} \quad (3.35)$$

Kde:

$t_{k2,j}$ Teplota na výstupu z tepelného čerpadla pro každý výpočtový teplotní interval v režimu přípravy teplé vody, ve °C;

t_{TV} Teplota připravované teplé vody, ve °C;

Δt_{TV} Zvýšení teploty zohledňující teplotní rozdíl na výměníku tepla mezi přiváděnou otopnou vodou a připravovanou teplou vodou, v K. [9]

U soustav s tepelnými čerpadly je výhodné využít ekvitermní regulace otopné vody na základě venkovní teploty. Čím nižší je venkovní teplota vzduchu t_{v1} tím je třeba zvýšit teplotu t_{k2} otopné vody, aby došlo k vyrovnání výkonu otopných těles, které mají krytí tepelnou ztrátu budovy. Výpočet ekvitermní teploty otopné vody je dán vztahem (3.36): [9]

$$t_{w1,j} = t_i + \frac{t_{w1,N} - t_{w2,N}}{2} * \frac{t_i - t_{em,j}}{t_i - t_{e,N}} + \left(\frac{t_{w1,N} + t_{w2,N}}{2} - t_i \right) * \left(\frac{t_i - t_{em,j}}{t_i - t_{e,N}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.36)$$

$$t_{k2,j} = t_{w1} + \Delta t_w \quad (3.37)$$

Kde:

$t_{w1,j}$ Ekvitermní teplota přívodní otopné vody, ve °C;

t_i Vnitřní teplota vzduchu, ve °C;

$t_{w1,N}$ Návrhová teplota přívodní otopné vody, ve °C;

$t_{w2,N}$ Návrhová teplota vratné otopné vody, ve °C;

$t_{em,j}$ Střední teplota venkovního vzduchu ve výpočtovém intervalu, ve °C;

| | |
|--------------|---|
| $t_{e,N}$ | Výpočtová venkovní teplota vzduchu, ve °C; |
| n | Teplotní exponent otopných ploch, bezrozměrná veličina; |
| $t_{k2,j}$ | Požadovaná teplota otopné vody na výstupu z tepelného čerpadla; |
| Δt_w | Zvýšení teploty zohledňující nabíjení uvažovaného nárazového zásobníku otopné vody nad požadovanou ekvitermní teplotu, pro běžné podmínky lze uvažovat $\Delta t_w = 2 K$. [9] |

Všechny důležité vstupní hodnoty jsou definované, a další částí pro roční či měsíční bilanci soustavy s tepelnými čerpadly je pro střední teplotu každého teplotního intervalu stanovit:

- $\Phi_{k,TV,j}$ tepelný výkon tepelného čerpadla v podmínkách teplotního intervalu j pro přípravu teplé vody, získá se dosazením podmínek teplotního intervalu j do vztahu 3.31, výsledná hodnota vychází v kW.
- $COP_{TV,j}$ topný faktor tepelného čerpadla v podmínkách teplotního intervalu j pro přípravu teplé vody, získá se dosazením podmínek teplotního intervalu j do vztahu 3.32, výsledná hodnota je bezrozměrná veličina.
- $Q_{k,TV,j}$ dostupné teplo z tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu j pro přípravu teplé vody, stanoví se podle vztahu:

$$Q_{k,TV,j} = \Phi_{k,TV,j} * \tau_j \quad (3.38)$$

kde:

$Q_{k,TV,j}$ dostupné teplo z tepelného čerpadla pro přednostní přípravu teplé vody v podmínkách teplotního intervalu j , v kWh;

$\Phi_{k,TV,j}$ výkon tepelného čerpadla pro přípravy teplé vody v podmínkách teplotního intervalu j , v kW;

τ_j doba trvání výpočtového teplotního intervalu j , v h;

- $Q_{T\check{c},TV,j}$ teplo dodané tepelným čerpadlem v daném teplotním intervalu j pro krytí potřeby tepla na přípravu teplé vody, v kWh.

$$Q_{T\check{c},TV,j} = \min(Q_{k,TV,j}; Q_{p,TV,j}) \quad (3.39)$$

- $\tau_{T\check{c},TV,j}$ doba provozu tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu j pro přípravu teplé vody, v h. Stanoví se podle vztahu:

$$\tau_{T\check{c},TV,j} = \frac{Q_{T\check{c},TV,j}}{Q_{k,TV,j}} \quad (3.40)$$

- $E_{T\check{c},TV,j}$ potřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu pro přípravu teplé vody, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$E_{T\check{c},TV,j} = \frac{Q_{T\check{c},TV,j}}{COP_{TV,j}} \quad (3.41)$$

- $E_{pom,TV,j}$ potřeba pomocné elektrické energie soustavy s tepelným čerpadel v daném teplotním intervalu v režimu přípravy teplé vody, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$E_{pom,TV,j} = P_{pom,TV} * \tau_{T\check{c},TV,j} \quad (3.41)$$

kde:

$P_{pom,TV}$ elektrický příkon pomocných zařízení pracujících v režimu přípravy teplé vody v jejich pracovním bodě, v kW;

- $Q_{d,TV,j}$ teplo dodané doplňkovým tepelným zdrojem (záložním ohřívačem), pakliže v teplotním intervalu j je dostupné teplo z tepelného čerpadla pro přípravu teplé vody nižší než potřeba tepla, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$Q_{d,TV,j} = Q_{p,TV,j} - Q_{T\check{c},TV,j} \quad (3.42)$$

- $E_{d,j}$ potřeba doplňkové energie Q_d ze záložního zdroje, pokud se jedná o elektrický ohřívač, v kWh. [9]

Bilanci je třeba nejdříve vytvořit pro primární režim tepelného čerpadla (zpravidla ohřev teplé vody), a poté určit zbývající dobu provozu tepelného čerpadla $\tau_{k,VYT,j}$ v daném teplotním intervalu j pro režim vytápění, který je poté dále využíván při bilanci, v h. Stanoví se podle vztahu:

$$\tau_{k,VYT,j} = \tau_j - \tau_{T\check{c},TV,j} \quad (3.43)$$

Stejně jako tomu bylo v režimu přípravy teplé vody, tak se stanoví charakteristiky tepelného čerpadla i pro režim vytápění podle vztahů 3.31 a 3.32 pro zadané teplotní intervaly j . Výpočtové vztahy stanovené v režimu přípravy teplé vody se upraví na režim přípravy teplé vody a pomocí zbývající doby provozu tepelného čerpadla v teplotním intervalu j , se stanoví dostupné teplo z tepelného čerpadla pro vytápění $Q_{k,VYT,j}$, v kWh.

$$Q_{k,VYT,j} = \Phi_{k,VYT,j} * \tau_{k,VYT,j} \quad (3.44)$$

kde:

$\Phi_{k,VYT,j}$ výkon tepelného čerpadla v režimu vytápění, v podmínkách teplotního intervalu j , v kW;

- $Q_{T\check{c},VYT,j}$ teplo dodané tepelným čerpadlem v daném teplotním intervalu j pro krytí potřeby tepla na vytápění, v kWh.

$$Q_{T\check{c},VYT,j} = \min(Q_{k,VYT,j}; Q_{p,VYT,j}) \quad (3.45)$$

- $\tau_{T\check{c},VYT,j}$ doba provozu tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu j v režimu vytápění, v h. Stanoví se podle vztahu:

$$\tau_{T\check{c},VYT,j} = \frac{Q_{T\check{c},TV,j}}{Q_{k,TV,j}} \quad (3.46)$$

- $E_{T\check{c},VYT,j}$ potřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu j v režimu vytápění, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$E_{T\check{c},VYT,j} = \frac{Q_{T\check{c},VYT,j}}{COP_{VYT,j}} \quad (3.47)$$

- $E_{pom,VYT,j}$ potřeba pomocné elektrické energie soustavy s tepelným čerpadel v daném teplotním intervalu v režimu vytápění, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$E_{pom,VYT,j} = P_{pom,VYT} * \tau_{T\check{c},VYT,j} \quad (3.48)$$

kde:

$P_{pom,VYT}$ elektrický příkon pomocných zařízení pracujících v režimu vytápění v jejich pracovním bodě, v kW;

- $Q_{d,VYT,j}$ teplo dodané doplňkovým tepelným zdrojem (záložním ohřivačem), pakliže v teplotním intervalu j je dostupné teplo z tepelného čerpadla v režimu vytápění nižší než potřeba tepla, v kWh. Stanoví se podle vztahu:

$$Q_{d,VYT,j} = Q_{p,VYT,j} - Q_{T\check{c},VYT,j} \quad (3.49)$$

- $E_{d,j}$ potřeba doplňkové energie Q_d , ze záložního zdroje, pokud se jedná o elektrický ohřivač, v kWh. [9]

Výpočtový postup vede ke stanovení hlavních provozních parametrů popisujících energetickou bilanci soustavy s tepelným čerpadlem pro přípravu teplé vody a vytápění. Po sečtení všech hodnot z jednotlivých teplotních intervalů lze stanovit měsíční, respektive roční výsledky pro hodnocení. Výsledné provozní parametry slouží jako podklad pro stanovení úspory primární energie tepelným čerpadlem, úspory emisí, případně jsou to ekonomické ukazatele instalace tepelného čerpadla (úspora provozních nákladů, návratnost). Na základě výsledných parametrů lze stanovit také navazující energetické ukazatele jako je roční pokrytí celkové potřeby tepla na vytápění a přípravu teplé vody teplem dodaným tepelnými čerpadly, sezónní topný faktor tepelného čerpadla, sezónní topný faktor soustavy s tepelnými čerpadly (SPF). [9]

- Sezónní topný faktor

Zohledňuje vliv proměnlivých provozních podmínek během roku, pro konkrétní zařízení (instalaci), včetně záložního zdroje a pomocných čerpadel. Značí se jako SPF, co vychází z anglického názvu Seasonal Performance Factor. SPF se stanovuje za hodnocený časový úsek (nejčastěji měsíc či rok). SPF je definován vztahem:

$$SPF_{T\check{c}} = \frac{Q_{TC,TV} + Q_{TC,VYT}}{E_{TC,TV} + E_{TC,VYT}} = \frac{Q_{TC}}{E_{TC}} \quad (3.50)$$

kde:

Q_{TC} součet hodnot jednotlivých teplotních intervalů tepla dodaného soustavou pro přípravu teplé vody a vytápění, v kWh;

E_{TC} součet potřeby elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla v jednotlivých teplotních intervalech v režimu přípravy teplé vody a vytápění, v kWh.
potřeby elektrické energie záložního zdroje a potřeby elektrické energie pro pomocná zařízení (oběhová čerpadla, regulace a další pomocná zařízení),

$$SPF_{sys} = \frac{Q_{TC} + Q_d}{E_{TC} + E_{pom} + E_d} \quad (3.51)$$

kde:

Q_d teplo dodané doplňkovým tepelným zdrojem (záložním ohřívačem), v kWh.

E_{pom} potřeba pomocné elektrické energie soustavy s tepelným čerpadlem, v kWh.

E_d potřeba doplňkové energie Q_d ze záložního zdroje, pokud se jedná o elektrický ohřívač, v kWh. [9]

Oproti topnému faktoru, SPF zohledňuje také elektrické energie pro pomocná zařízení a elektrickou energii pro napájení záložního zdroje (pokud je přítomen) v konkrétním hodnoceném časovém úseku. Hodnoty SPF se u dnešních tepelných čerpadel pohybují v rozmezí 2,5 až 4,5, opět platí že čím je hodnota vyšší, tím je celá soustava s tepelným čerpadlem efektivnější, ekonomičtější. [2] [3]

Posledním parametrem, který lze stanovit z výsledků bilance podle TNI 73 0351, je roční pokrytí celkové potřeby tepla na přípravu teplé vody a vytápění teplem dodaným z tepelného čerpadla:

$$f = \frac{Q_{TC}}{Q_p} \quad (3.52)$$

4. ANALÝZA

4.1. Bytový dům

Pro praktickou část mé bakalářské práce byl zadán bytový dům v obci Bílina, který byl uveden do provozu v 70. letech 20. století Obr. 5.1. V tomto bytovém domě se nachází 44 bytových jednotek, ve kterých dohromady žije 80 lidí.



Obr. 4.1 Zadáný bytový dům

Parametry budovy a měrná ztráta prostupem tepla jednotlivých konstrukcí obálky budovy jsou uvedeny níže v Tab. 4.1 a Tab. 4.2. Výpočet byl proveden podle postupu v části 3.1.

Budovu bylo však nutné, z důvodu změny zdroje tepla na tepelné čerpadlo, zateplit, čím se značně ovlivnily hodnoty součinitele prostupu, tím pádem i hodnota měrné ztráty prostupem tepla. Hodnoty před a po zateplení jsou uvedeny v Tab. 4.2.

Tab. 4.1 Parametry budovy bytového domu

| Parametr | Hodnota | Jednotka |
|------------------------------|---------|-------------------|
| Objem budovy | 12167 | [m ³] |
| Vnitřní objem budovy | 9734 | [m ³] |
| Celková plocha obálky budovy | 4001 | [m ²] |

Tab. 4.2 Měrná ztráta prostupem tepla jednotlivých konstrukcí obálky budovy

| Konstrukce obálky budovy | Plocha [m ²] | Součinitel prostupu tepla U [W/m ² K] | Měrná ztráta prostupem tepla HT,i [W/K] |
|--------------------------|--------------------------|--|---|
| Výchozí stav: | | | |
| Obvodová stěna | 1585 | 0.89 | 1411 |
| Střecha | 943 | 0.51 | 481 |
| Podlaha | 862 | 0.8 | 690 |
| Otvorová výplň | 611 | 1.2 | 733 |
| Celkem | 4001 | | 3314 |
| Po zateplení: | | | |
| Obvodová stěna | 1585 | 0.153 | 242 |
| Střecha | 943 | 0.12 | 113 |
| Podlaha | 862 | 0.8 | 690 |
| Otvorová výplň | 611 | 0.8 | 489 |
| Celkem | 4001 | | 1534 |

Zateplení budovy však nestačilo a bylo třeba ještě využití větrací jednotky s rekuperací, u které bylo uvažována 75% účinnost zpětného získávání tepla výměníku větrací jednotky. Měrná tepelná ztráta větráním se nám tím dostala z původní hodnoty 2068 W/K, na hodnotu 168 W/K. Tepelná ztráta budovy těmito operacemi klesla z původní hodnoty 153 kW, zhruba na třetinu, přesně na hodnotu 54 kW s kterou již lze dále pracovat a navrhnout soustavu tepelných čerpadel s odpovídajícím výkonem.

V bytových jednotkách jsou článková otopná tělesa o rozměrech 500-200-x a 500-150-x, jejichž tepelný výkon byl přepočítán dle hodnoty uvedené v československém katalogu pro výstavbu z roku 1991. Tento katalog uvádí hodnotu 107 W na článek pro článkové otopné těleso 500-150 a 134 W na článek pro článkové otopné těleso 500-200. Teplotní exponent otopných těles je roven 1.3. Tímto přepočtem jsme se dostali na hodnotu 153 kW. Dále bylo pomocí rovnice výkonu otopných ploch navržena teplota přírodní otopné vody $t_{w1} = 52$ °C a vratné $t_{w2} = 43$ °C, které, při zachování původního hmotnostního průtoku soustavou, odpovídají novému tepelnému výkonu otopných těles 54 kW.

4.2. Návrh soustavy s tepelnými čerpadly

Tepelné čerpadlo jsem z důvodu provozu v bivalentním režimu dimenzoval na 80 % tepelných ztrát budovy, což odpovídá hodnotě 43,2 kW. Pro účely mé bakalářské práce jsem vybral tepelné čerpadlo **WPL 34** značky STIEBEL ELTRON, které budu uvažovat v zapojení do kaskády 2, a také 3 jednotek. Toto tepelné čerpadlo jsem vybral, jelikož umožňuje zapojení do kaskády, provoz v bivalentním režimu, a výrobce/distributor poskytuje výsledky měření ze zkoušky dle ČSN EN 14511, které byly pro následnou bilanci tepelného čerpadla v mé práci nezbytně nutné. Technické a obecné parametry tepelného čerpadla jsou uvedeny níže v Tab. 4.3.

Tab. 4.3 Parametry tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]

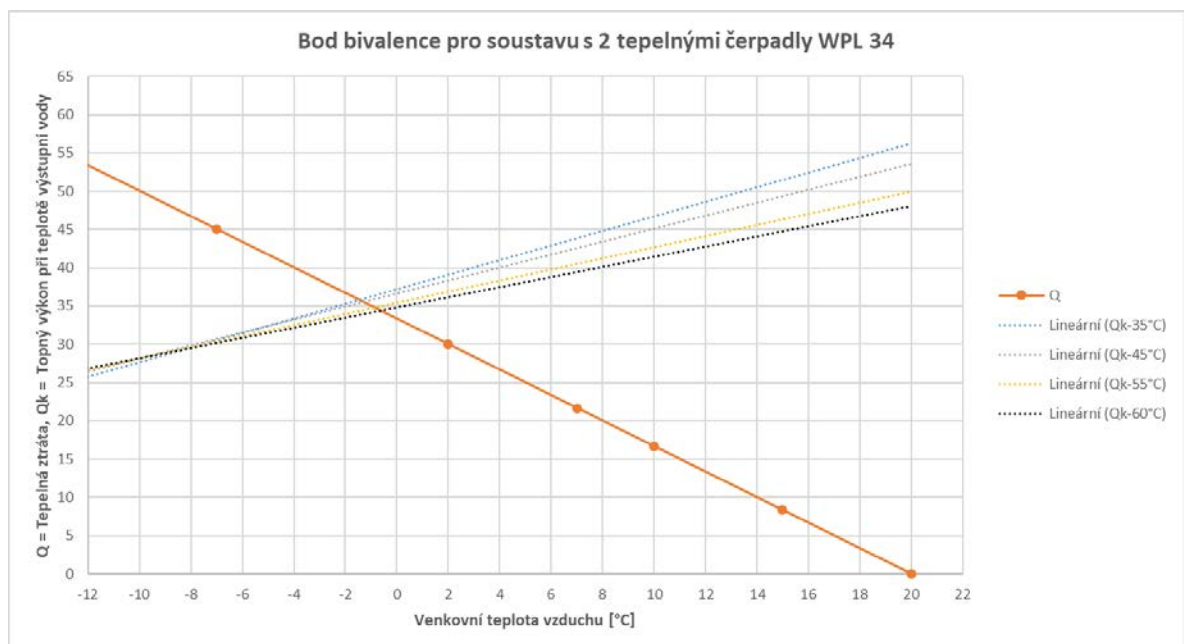
| Popis | Jednotka | STIEBEL ELTRON WPL34 |
|---|----------|----------------------|
| Tepelný výkon pro A2/W35 (EN 14511) | kW | 18.32 |
| Topný faktor pro A2/W35 (EN 14511) | - | 3.14 |
| Příkon pro A2/W35 (EN 14511) | kW | 5.83 |
| Hladina akustického výkonu (EN 12102) | dB(A) | 67 |
| Mez použitelnosti na straně topení min. | °C | 15 |
| Mez použitelnosti na straně topení max. | °C | 60 |
| Mez použitelnosti zdroje tepla min. | °C | -20 |
| Mez použitelnosti zdroje tepla max. | °C | 40 |
| Výška (venkovní instalace) | mm | 1485 |
| Šířka (venkovní instalace) | mm | 1860 |
| Hloubka (venkovní instalace) | mm | 2040 |
| Hmotnost | kg | 480 |
| Chladicí médium | - | R407 C |
| Způsob rozmrazování | - | Reverzibilní chod |

Tab. 4.4 Charakteristika topného výkonu tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]

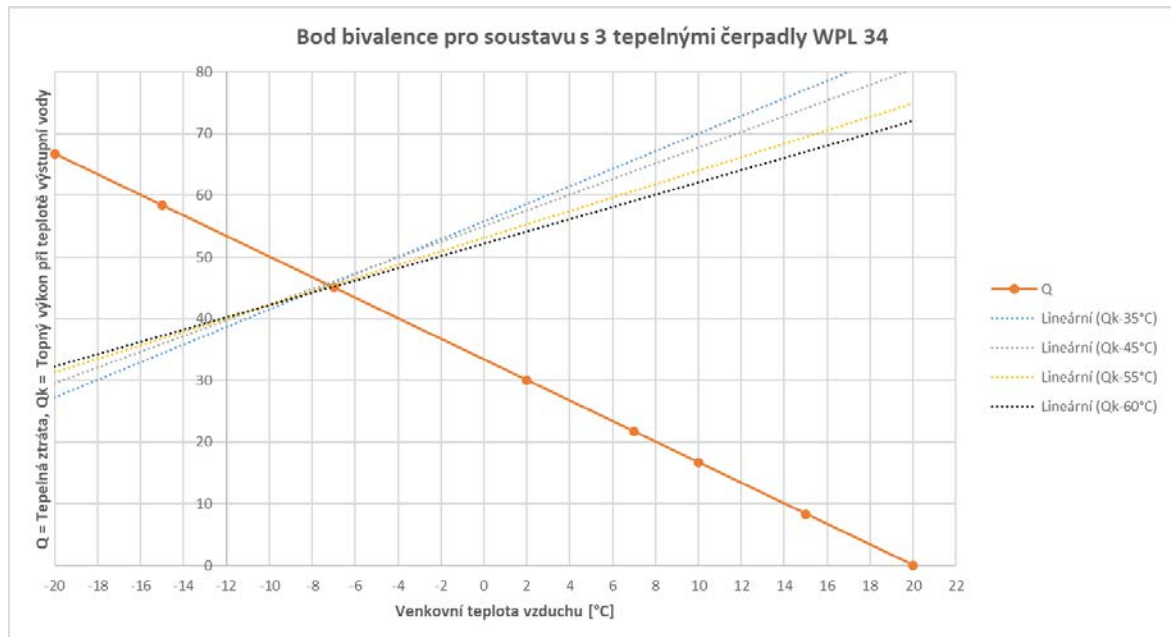
| WPL34 | Topný výkon [kW] | | | |
|---------|------------------|------|------|------|
| | 35°C | 45°C | 55°C | 60°C |
| tk2/tv1 | | | | |
| -20°C | 9 | 9.5 | 10.1 | 10.4 |
| -15°C | 11.6 | 11.9 | 12.5 | 12.8 |
| -7°C | 15.5 | 16 | 16.2 | 16.3 |
| 2°C | 19.2 | 19.8 | 18.4 | 17.7 |
| 7°C | 21.7 | 20.5 | 19 | 18.3 |
| 10°C | 23.4 | 22.2 | 20.8 | 20.1 |
| 15°C | 26 | 24.8 | 23.2 | 22.4 |
| 20°C | 28.1 | 27 | 25.8 | 25.2 |

Tab. 4.5 Charakteristika topného faktoru tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]

| WPL34 tk2/tv1 | Topný faktor [-] | | | |
|------------------|------------------|------|------|------|
| | 35°C | 45°C | 55°C | 60°C |
| -20°C | 1.7 | 1.5 | 1.3 | 1.3 |
| -15°C | 2.2 | 1.9 | 1.6 | 1.5 |
| -7°C | 2.8 | 2.4 | 2.1 | 1.9 |
| 2°C | 3.3 | 2.9 | 2.3 | 2.1 |
| 7°C | 3.9 | 3.2 | 2.6 | 2.4 |
| 10°C | 4.2 | 3.4 | 2.8 | 2.6 |
| 15°C | 4.6 | 3.8 | 3.1 | 2.8 |
| 20°C | 4.8 | 4.1 | 3.4 | 3.1 |



Obr. 4.2 Bod bivalence pro soustavu se 2 tepelnými čerpadly WPL 34



Obr. 4.3 Bod bivalence pro soustavu se 3 tepelnými čerpadly WPL 34

Jedná se o topné tepelné čerpadlo k venkovní instalaci. Agregát tepelného čerpadla je vybaven plně hermetickým kompresorem, omezovačem rozběhového proudu, kondenzátorem, výparníkem, bezpečnostními zařízeními, jako jsou snímače nízkého a vysokého tlaku a ochranou před zamrznutím. Pomocí elektronického expanzního ventilu je provedena optimalizace výkonu v rámci celého rozsahu použití. Výrobce taktéž doporučuje instalaci tepelného čerpadla na vodorovný, rovný, pevný a trvanlivý podklad, na který musí rám tepelného čerpadla dosedat rovnoměrně. Nerovný podklad může mít negativní vliv na hlučnost tepelného čerpadla. Ze všech stran musí být přístupné. Doporučeným podkladem je litá základová deska, obrubníky, či kamenné desky, v mém návrhu řešení jsem se rozhodl umístit jednotky tepelných čerpadel na střechu bytového domu, kde nebudou obtěžovat případnou hlučností. [8]

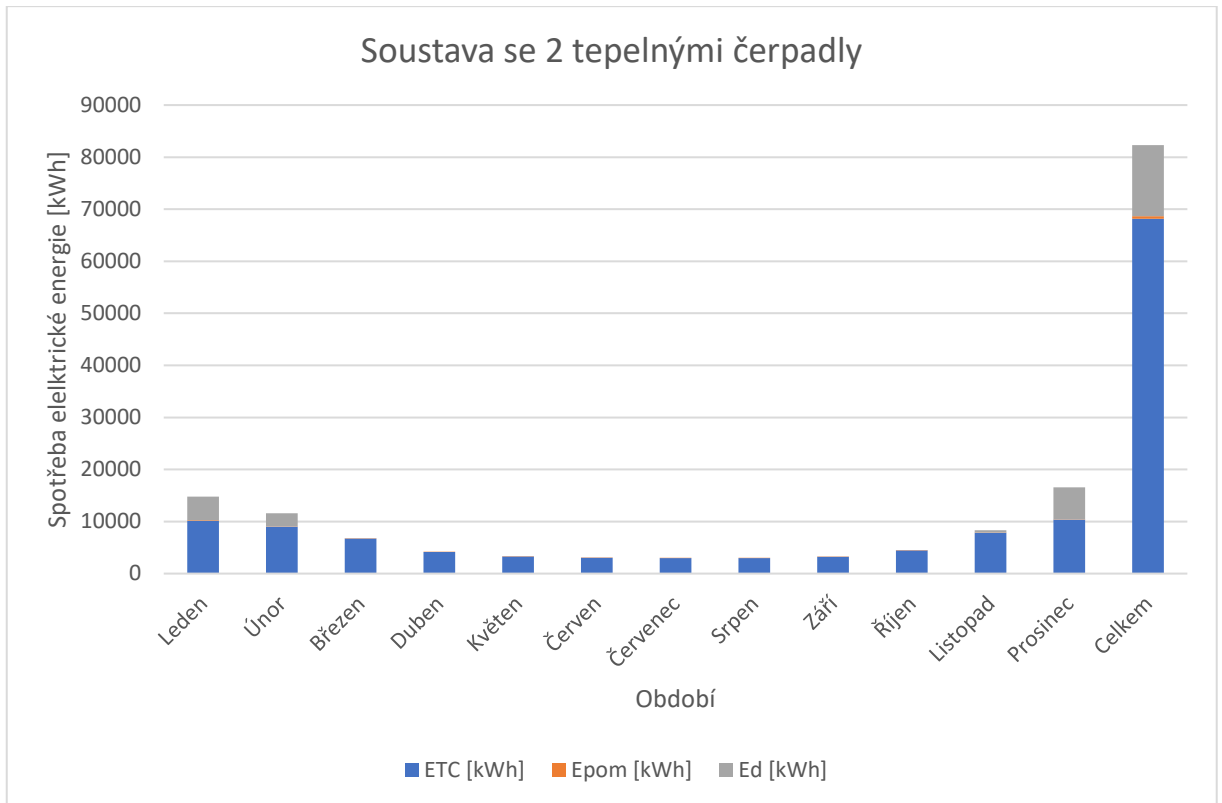
Rozvody topné vody (jak topná, tak i vratná strana) musí být při venkovní instalaci chráněny tepelnou izolací před mrazem a také pokládkou do instalačních trubek před vlhkostí. Tloušťka izolace se odvíjí dle nařízení o úsporách energie. Hadice k odvádění kondenzátu musí být vyvedena z tepelného čerpadla dole, nebo z boku pod trvalým spádem. V případě venkovní instalace by měla být připojena na kanalizační odtok, nebo ústít do jímky s hrubým šterkem. [8]

Toto tepelné čerpadlo by však svými parametry nebylo pro pokrytí celkové potřeby tepla na vytápění a přípravu teplé vody pro bytový dům dostačující, a proto budou dále v práci představeny dvě varianty topné soustavy s tepelným čerpadlem v bivalentním režimu, kde v jedné bude kaskádní zapojení dvou jednotek tepelných čerpadel WPL 34, se záložním zdrojem v podobě elektrokotle, a v druhé variantě bude kaskádní zapojení tří jednotek tepelných čerpadel WPL 34, se záložním zdrojem opět ve formě elektrokotle.

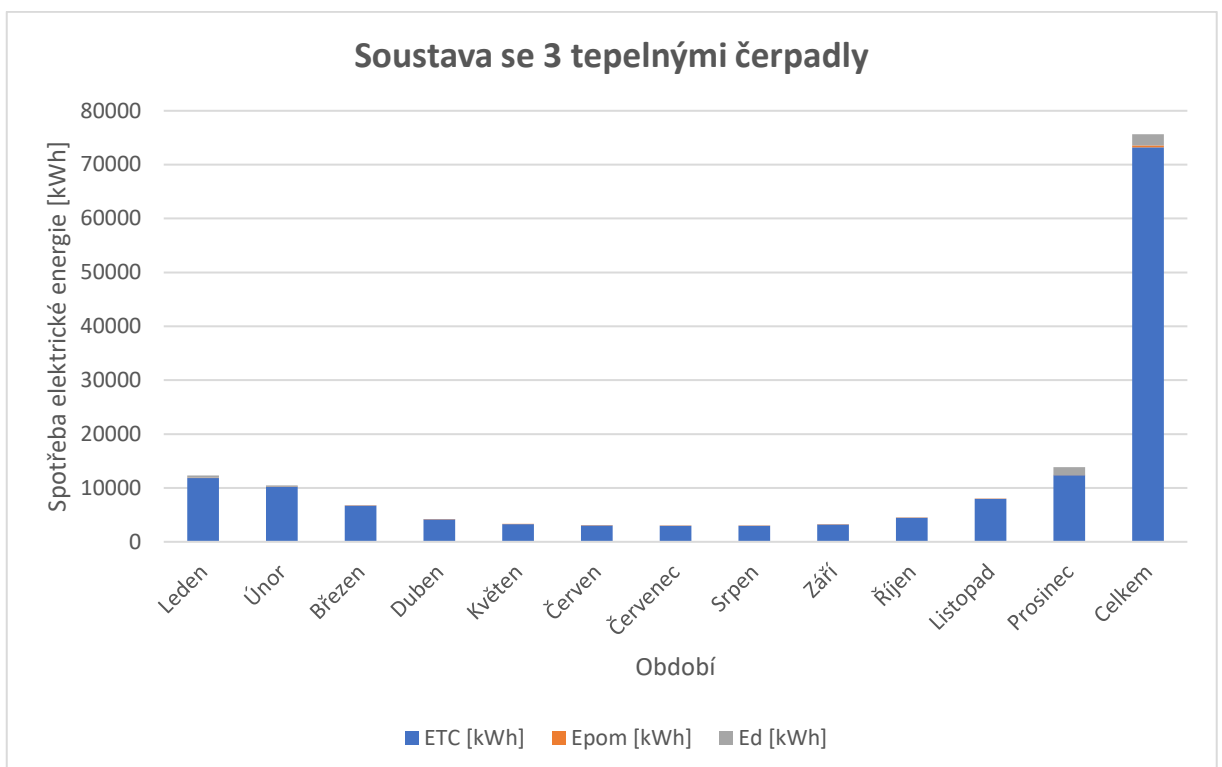
Výsledky bilance mého návrhu řešení zdroje tepla pro vytápění a přípravu teplé vody uvádím níže v Tab. 4.6. Celý výpočet energetického hodnocení soustavy s tepelnými čerpadly podle technické normalizační informace TNI 73 0351 je přílohou 4 této bakalářské práce.

Tab. 4.6 Bilance soustavy s tepelnými čerpadly Stiebel Eltron WPL 34

| Měsíc | QP [kWh] | QTC [kWh] | Qd [kWh] | ETC [kWh] | Epom [kWh] | Ed [kWh] | τ TC [h] |
|---|---------------|---------------|----------|--------------|------------|----------|---------------|
| Soustava s 2 tepelnými čerpadly | | | | | | | |
| Leden | 30088 | 25502 | 4586 | 10133 | 72 | 4586 | 716 |
| Únor | 22602 | 20094 | 2508 | 9033 | 61 | 2508 | 613 |
| Březen | 18130 | 18130 | 0 | 6702 | 47 | 0 | 470 |
| Duben | 10926 | 10926 | 0 | 4153 | 27 | 0 | 272 |
| Květen | 8894 | 8894 | 0 | 3308 | 21 | 0 | 207 |
| Červen | 8475 | 8475 | 0 | 3033 | 19 | 0 | 189 |
| Červenec | 8757 | 8757 | 0 | 2978 | 19 | 0 | 186 |
| Srpen | 8757 | 8757 | 0 | 2994 | 19 | 0 | 187 |
| Září | 8786 | 8786 | 0 | 3218 | 20 | 0 | 202 |
| Říjen | 12305 | 12305 | 0 | 4440 | 30 | 0 | 297 |
| Listopad | 22445 | 21996 | 449 | 7819 | 56 | 449 | 563 |
| Prosinec | 31687 | 25577 | 6110 | 10357 | 73 | 6110 | 728 |
| CELKEM | 191854 | 191854 | | 82284 | | | 4630 |
| Soustava se 3 tepelnými čerpadly | | | | | | | |
| Leden | 30088 | 29693 | 395 | 11861 | 56 | 395 | 562 |
| Únor | 22602 | 22362 | 241 | 10202 | 46 | 241 | 462 |
| Březen | 18130 | 18130 | 0 | 6702 | 31 | 0 | 313 |
| Duben | 10926 | 10926 | 0 | 4153 | 18 | 0 | 181 |
| Květen | 8894 | 8894 | 0 | 3308 | 14 | 0 | 138 |
| Červen | 8475 | 8475 | 0 | 3033 | 13 | 0 | 126 |
| Červenec | 8757 | 8757 | 0 | 2978 | 12 | 0 | 124 |
| Srpen | 8757 | 8757 | 0 | 2994 | 12 | 0 | 125 |
| Září | 8786 | 8786 | 0 | 3218 | 13 | 0 | 135 |
| Říjen | 12305 | 12305 | 0 | 4440 | 20 | 0 | 198 |
| Listopad | 22445 | 22445 | 0 | 7987 | 38 | 0 | 384 |
| Prosinec | 31687 | 30205 | 1482 | 12341 | 58 | 1482 | 581 |
| CELKEM | 191854 | 191854 | | 75669 | | | 3328 |



Obr. 4.4 Graf spotřeby elektrické energie soustavou se 2 tepelnými čerpadly



Obr. 4.5 Graf spotřeby elektrické energie soustavou se 3 tepelnými čerpadly

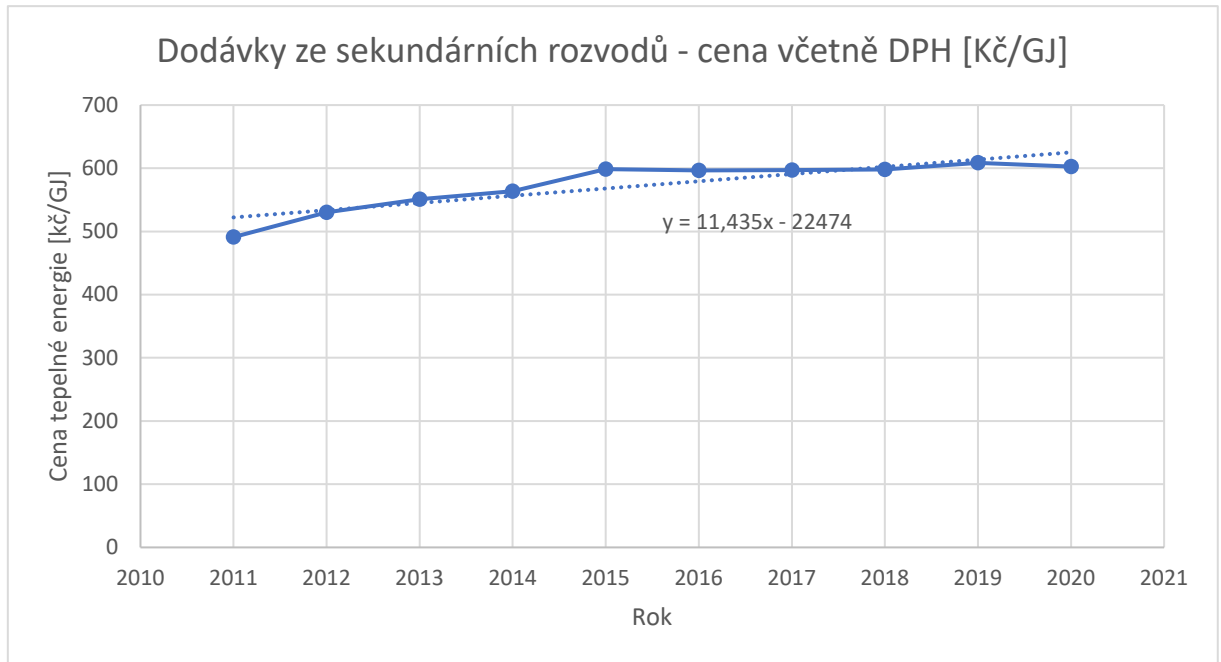
4.3. Ekonomické zhodnocení

Výsledky bilancování tepelné soustavy jsem následně použil při výpočtu provozních nákladů soustavy s tepelnými čerpadly. Bilanci soustavy, stejně tak jako potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody jsem uvažoval konstantní a přepočítal jsem provozní náklady s výhledem 10 let dle volně dostupných dat o přehledu cen tepelné energie českého energetického regulačního úřadu. Aby bylo ekonomické porovnání provozních nákladů relevantní uvažoval jsem potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody v zatepleném stavu budovy pro oba zdroje tepla. Provozní náklady při stávajícím připojení na soustavu centralizovaného zásobování teplem jsou počítány pro roční potřebu tepla na přípravu teplé vody 355 GJ a roční potřebu tepla na vytápění 319 GJ.

Tab. 4.7 Provozní náklady při připojení na soustavu centralizovaného zásobování teplem

| Rok | Cenová lokalita | Dodávky ze sekundárních rozvodů - cena včetně DPH [Kč/GJ] | Cena/rok |
|---------------|----------------------------|--|---------------------|
| 2020 | Teplice, Bílina, Proboštov | 603 | 406 667 Kč |
| 2019 | Teplice, Bílina, Proboštov | 609 | 410 696 Kč |
| 2018 | Teplice, Bílina, Proboštov | 598 | 403 610 Kč |
| 2017 | Teplice, Bílina, Proboštov | 597 | 402 941 Kč |
| 2016 | Teplice, Bílina | 597 | 402 779 Kč |
| 2015 | Teplice, Bílina | 599 | 404 021 Kč |
| 2014 | Bílina | 564 | 380 372 Kč |
| 2013 | Bílina - CZT | 551 | 371 734 Kč |
| 2012 | Bílina - CZT | 530 | 357 770 Kč |
| 2011 | Bílina - CZT | 491 | 331 435 Kč |
| Celkem | | | 3 872 024 Kč |

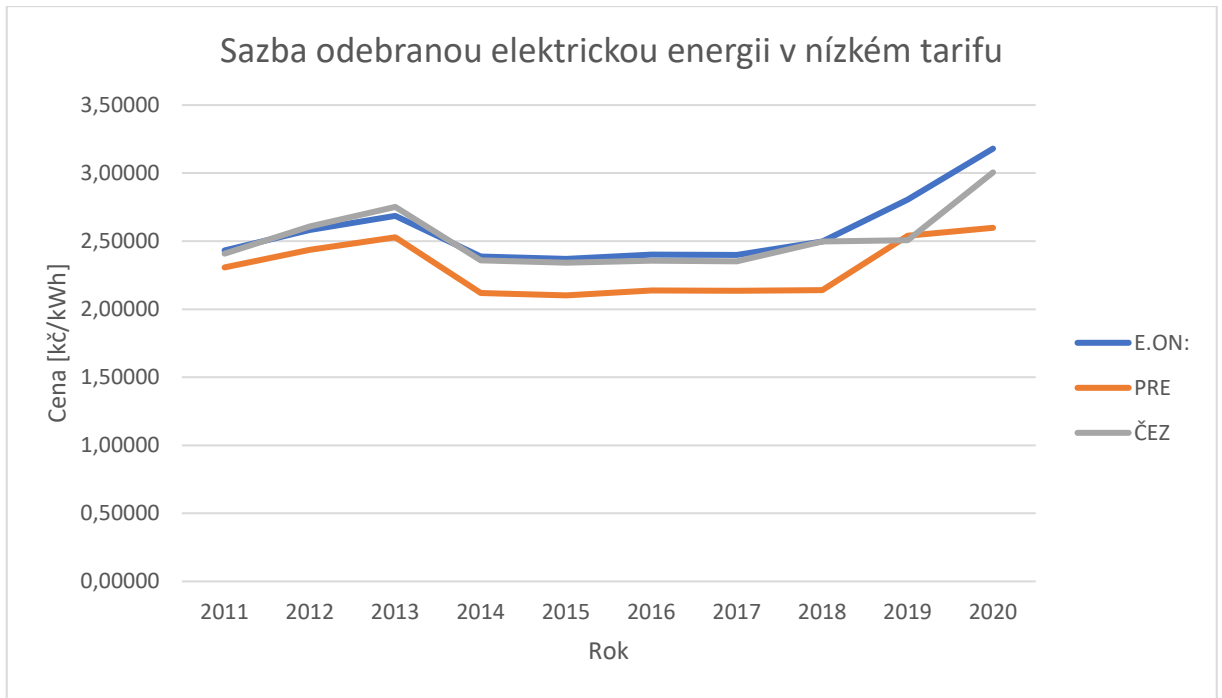
Jak lze z tabulky výše vidět, cena tepelné energie za posledních 10 let vzrostla o necelých 23 %, co znamená navýšení ročních provozních nákladů o 75 232,- Kč. Z cen tepelné energie jsem si vytvořil graf, který jsem následně proložil lineární spojnicí trendu, a tím dostal rovnici přímky: $y = 11,435x - 22474$, a podle té uvažoval budoucí cenu tepelné energie v oblasti Bílina.



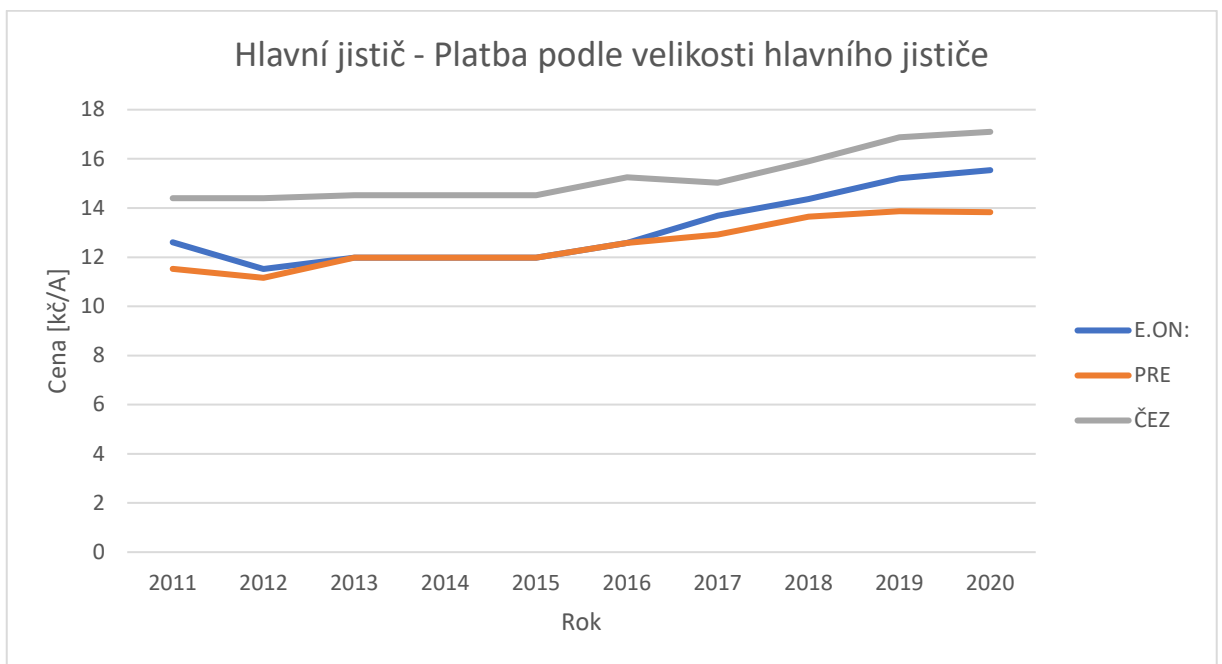
Obr. 4.6 Graf vývoje cen tepelné energie v oblasti Bílina

Dříve, s využitím připojení na centralizované zásobování tepla, bylo třeba budově dodat 187 MWh (675 GJ) tepelné energie ročně. Nyní s využitím tepelného čerpadla tato potřeba klesla na 82 MWh elektrické energie pro soustavu se 2 tepelnými čerpadly, případně 76 MWh pro soustavu se 3 tepelnými čerpadly.

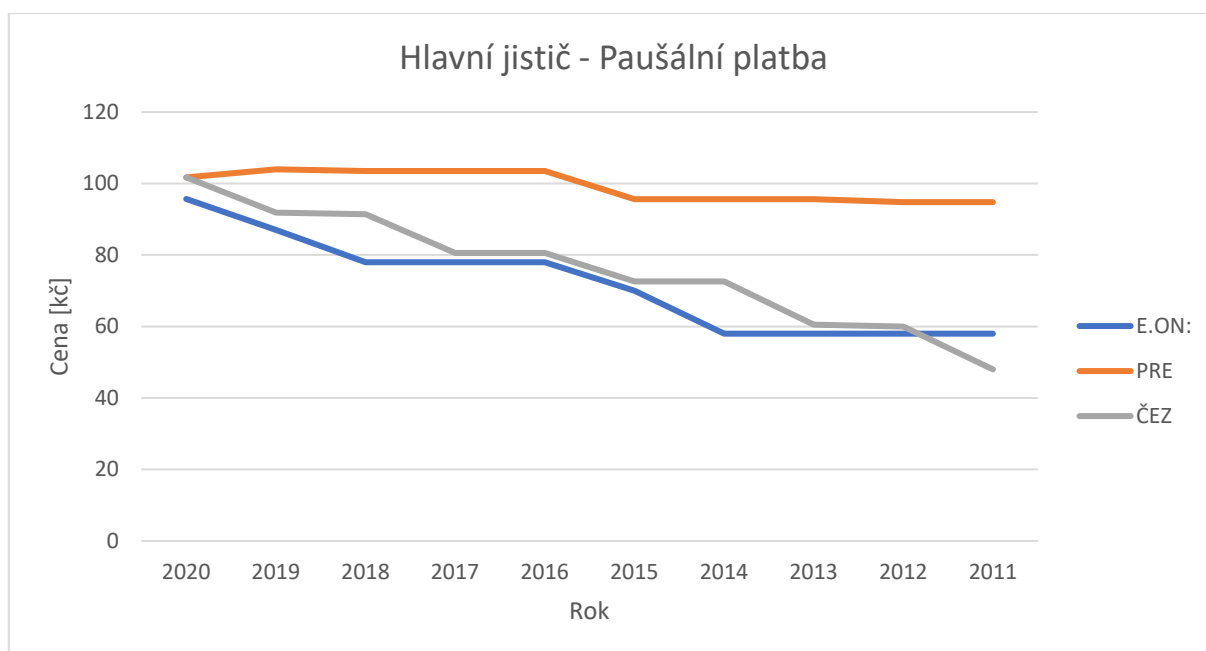
Do mé práce jsem uvažoval sazbu elektrické energie D 56d, což je dvoutarifová sazba pro vytápění s tepelným čerpadlem a operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu po dobu 22 hodin. V rámci provozních nákladů soustavy s tepelnými čerpadly se kromě ceny odebrané energie v nízkém a vysokém tarifu, spínaném pomocí hromadného dálkového ovládní, započítává také paušální měsíční platba podle velikosti hlavního jističe. V našem případě bylo třeba jistit 2/3 kaskádně zapojená tepelná čerpadla + záložní zdroj (elektrokotel). V obou případech vyšla velikost hlavního jističe 3x100 A, a paušální platba se odvíjí podle dodavatele elektrické energie. V rámci mé práce porovnávám tři největší české dodavatele: E.ON, PRE a ČEZ.



Obr. 4.7 Graf vývoje sazby odebrané elektrické energie v nízkém tarifu



Obr. 4.8 Graf vývoje platby podle velikosti hlavního jističe



Obr. 4.9 Graf vývoje paušální platby podle velikosti hlavního jističe

V závislosti na dodavateli se cena elektřiny za posledních 10 let zvýšila o 13-30 %. Výsledná roční platba za vytápění a ohřev teplé vody soustavou s tepelnými čerpadly je silně ovlivněna dodavatelem elektrické energie a smluvní sazbou. Sazba D 56d je pro tepelné čerpadlo nejvýhodnější, avšak její cena se v posledních letech začíná v závislosti na dodavateli silně lišit.

Z analýzy cen je patrné že nejvýhodnější pro provoz soustavy s tepelným čerpadlem je nakupovat elektrickou energii od dodavatele PRE, proto volím tohoto dodavatele. Data o sazbě za odebranou elektrickou energii byla zpracována podél lineárního trendu, pomocí metody nejmenších čtverců. Z Obr. 4.7 si můžeme všimnout poklesu mezi roky 2013 a 2014 o 16 %, a poté stagnaci cen po dobu následujících 4 let, kdy meziroční změna ceny za odběr v nízkém tarifu je menší než 1 %. Z tohoto důvodu bylo složité pomocí výpočetního programu zjistit trend vývoje cen čistě podle dat dostupných z předešlých let a výstupem této úlohy pomocí metody nejmenších čtverců jsou hodnoty, které odpovídají poklesu cen energií o 9 % a poté konstantní meziroční růst o méně než 1 %.

Investiční náklady.

Celkové investiční náklady soustavy s tepelnými čerpadly jsem konzultoval s odbornou montážní firmou. V Tab. 4.8 a 4.9 jsou uvedeny investiční náklady navržených variant soustav s tepelnými čerpadly.

Tab. 4.8 Investiční náklady soustavy se 2 tepelnými čerpadly

| Popis | Ceny včetně DPH |
|---|------------------------|
| Tepelné čerpadlo: | |
| 2x Stiebel Eltron WPL 34 | 765 800 Kč |
| Nutné příslušenství: | |
| Regulátor tepelného čerpadla WPM 3 (řízení bivalentního režimu) | 12 400 Kč |
| Dálkový ovladač topení FE7 | 685 Kč |
| Akumulační zásobník SBP 1000 E SOL | 37 750 Kč |
| Oběhové čerpadlo UP 30/1-8 PCV | 11 150 Kč |
| Rozšíření tepelného čerpadla WPE pro regulaci kaskády | 12 400 Kč |
| Venkovní čidlo AF PT | 340 Kč |
| Ponorné čidlo TAF PT 5m | 360 Kč |
| Cena tepelného čerpadla včetně příslušenství | 840 885 Kč |
| Elektrokotel: | |
| Protherm Ray 28 | 14 504 Kč |
| Montáž a uvedení do provozu: | |
| Materiál (potrubí, armatury, izolace, hydraulika, a další) | 65 000 Kč |
| Chladivo | zahrnuto v ceně TČ |
| Odborná montáž a doprava | 72 500 Kč |
| Uvedení do provozu a zaškolení obsluhy | zahrnuto v ceně TČ |
| Celková cena včetně montáže bez DPH | 992 889 Kč |
| Celková cena včetně montáže včetně 15% DPH | 1 141 822 Kč |

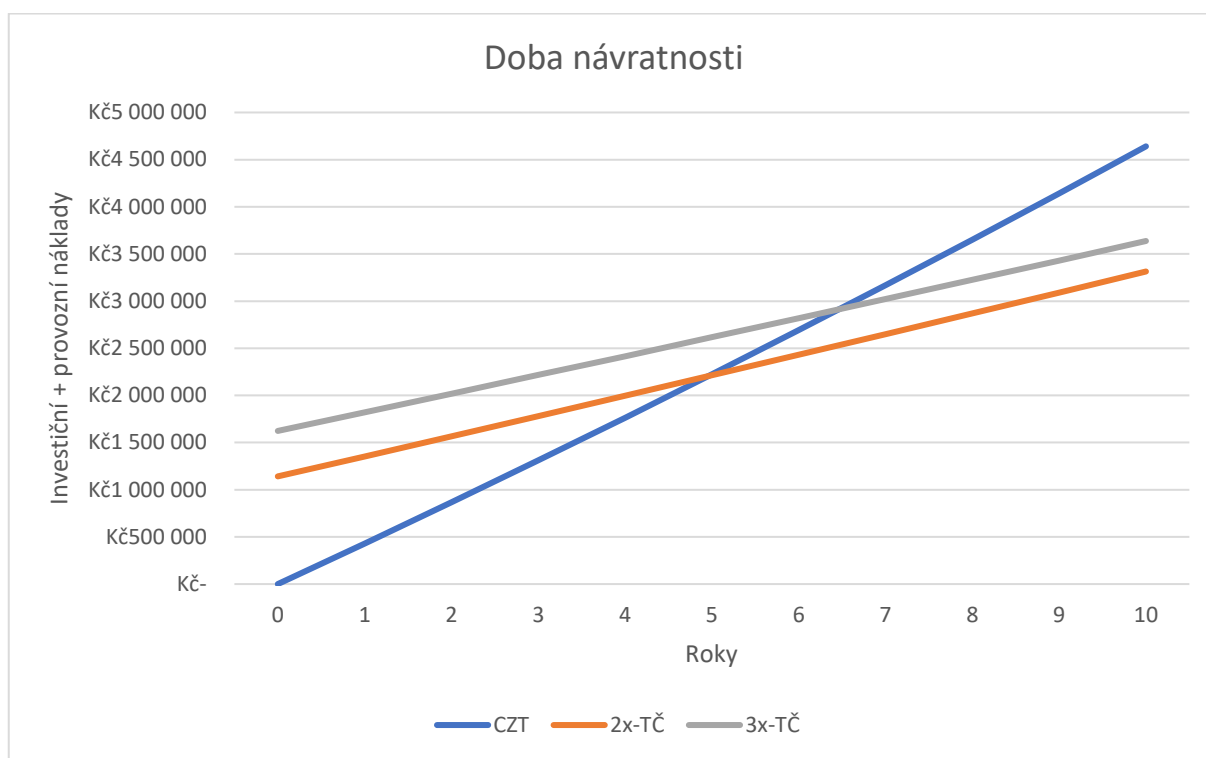
Tab. 4.9 Investiční náklady soustavy s 3 tepelnými čerpadly

| Popis | Ceny včetně DPH |
|---|---------------------|
| Tepelné čerpadlo: | |
| 3x Stiebel Eltron WPL 34 | 1 148 700 Kč |
| Nutné příslušenství: | |
| Regulátor tepelného čerpadla WPM 3 (řízení bivalentního režimu) | 12 400 Kč |
| Dálkový ovladač topení FE7 | 685 Kč |
| Akumulační zásobník SBP 1000 E SOL | 37 750 Kč |
| Oběhové čerpadlo UP 30/1-8 PCV | 11 150 Kč |
| Rozšíření tepelného čerpadla WPE pro regulaci kaskády | 12 400 Kč |
| Venkovní čidlo AF PT | 340 Kč |
| Ponorné čidlo TAF PT 5m | 360 Kč |
| Cena tepelného čerpadla včetně příslušenství | 1 223 785 Kč |
| Elektrokotel: | |
| Protherm Ray 28 | 10 620 Kč |
| Montáž a uvedení do provozu: | |
| Materiál (potrubí, armatury, izolace, hydraulika, a další) | 70 000 Kč |
| Chladivo | zahrnuto v ceně TČ |
| Odborná montáž a doprava | 107 500 Kč |
| Uvedení do provozu a zaškolení obsluhy | zahrnuto v ceně TČ |
| Celková cena včetně montáže bez DPH | 1 411 905 Kč |
| Celková cena včetně montáže včetně 15% DPH | 1 623 691 Kč |

Doba návratnosti soustavy.

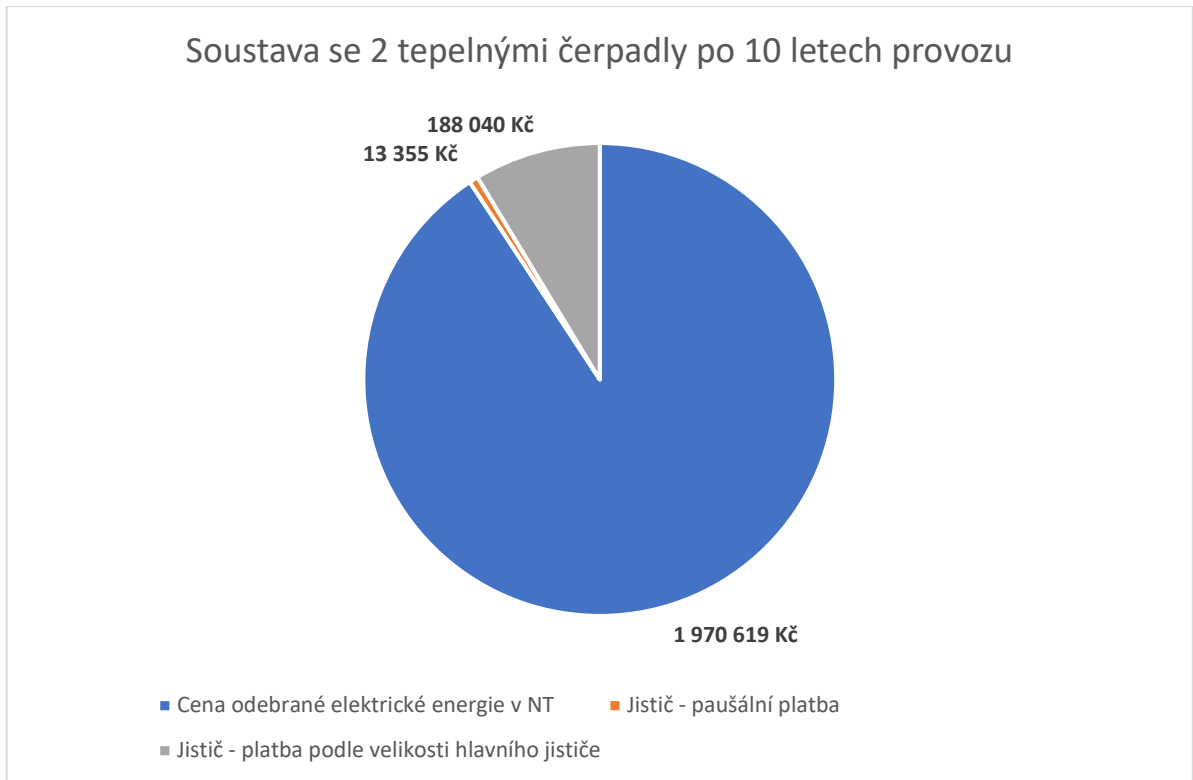
Mezi lety 2011-2020 bylo možné instalací soustavy s 2 tepelnými čerpadly pro vytápění a přípravu teplé vody, namísto stávajícího připojení na centralizované zásobování teplem ušetřit na ročních výdajích za energie 1 183 150 Kč, což znamená průměrnou roční úsporu na energiích 181 315 Kč. Při uvažování této hodnoty se dostáváme na úsporu 496,75 Kč denně. V případě soustavy se 3 tepelnými čerpadly je to úspora 1 965 607 Kč během 10 let, 196 561 Kč průměrnou roční úsporu, tedy úsporu 538,52 Kč denně.

Po zpracování vývoje cen tepelné a elektrické energie jsem sestavil graf pro určení doby návratnosti soustavy s tepelnými čerpadly. Celá část zaměřená na ekonomickou analýzu je přílohou 5 této bakalářské práce.

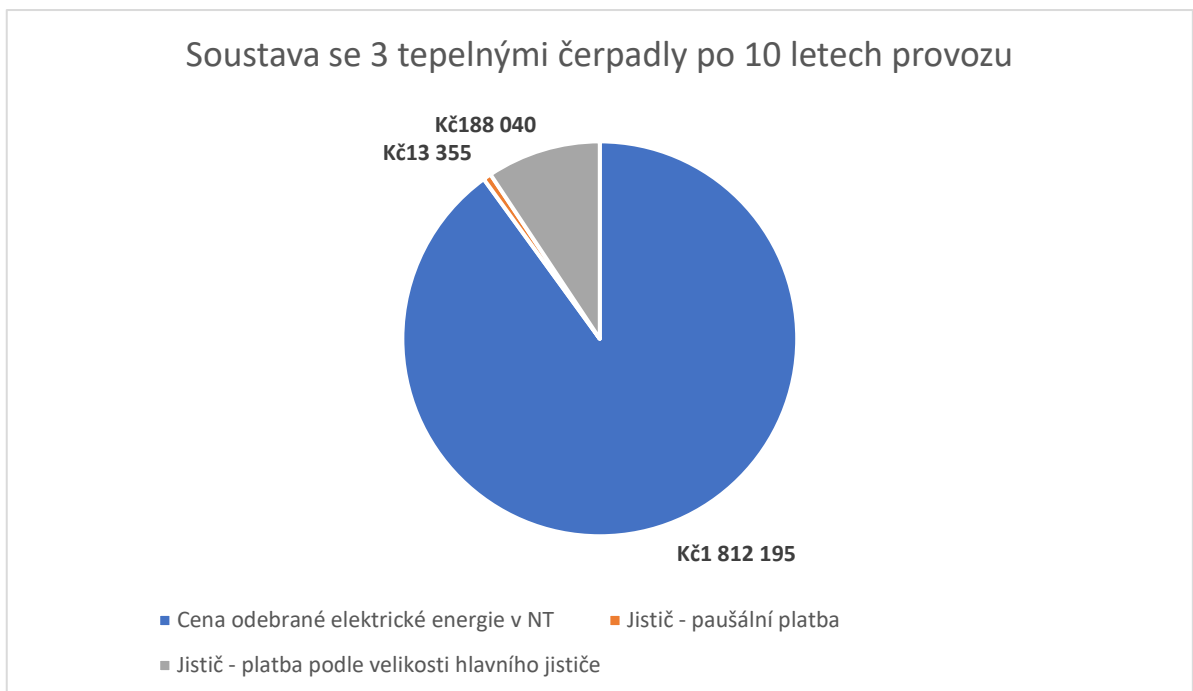


Obr. 4.10 Graf doby návratnosti soustavy s tepelnými čerpadly

Aktuální doba návratnosti soustavy se 2 tepelnými čerpadly je přibližně 5 let, zatímco u soustavy se 3 tepelnými čerpadly je tato doba vlivem vyšších investičních nákladů delší. Doba návratnosti pro soustavu se 3 tepelnými čerpadly je mezi 6. a 7. rokem provozu. Dále ještě přikládám graf, ve kterém je zobrazen poměr jednotlivých složek, ze kterých se skládá platba za elektrickou energii dodávanou soustavě s tepelnými čerpadly po 10 letech provozu.



Obr. 4.11 Graf poměru jednotlivých složek při platbě elektrické energie – 2 TČ



Obr. 4.12 Graf poměru jednotlivých složek při platbě elektrické energie – 3 TČ

5. ZÁVĚR

Cílem a obsahem mé práce bylo pro konkrétní bytový dům se stávajícím připojením na soustavu centralizovaného zásobování teplem navrhnout řešení zdroje tepla pro vytápění a přípravu teplé vody s variantou instalace tepelného čerpadla vzduch-voda, stanovit investiční a provozní náklady, nakonec i dobu návratnosti navrženého systému. V teoretické části této práce jsem přiblížil základní teorii tepelných čerpadel, tedy základní komponenty tepelného čerpadla, včetně popisu jednotlivých komponent. Dále jsem stručně popsal chladiva pro tepelná čerpadla, typy tepelných čerpadel a provozní režimy.

V navazující části praktické se zabývám již zadaným bytovým domem, jeho potřebou tepla pro vytápění a přípravu teplé vody. Následně pro tuto potřebu byla navržena soustava s tepelnými čerpadly, kde dále popisují její intervalové měsíční bilancování podle technické normalizační informace TNI 73 0351. Z výsledků bilancování soustavy s tepelnými čerpadly následně byla vytvořena ekonomická analýza a porovnání s připojením na soustavu centralizovaného zásobování teplem.

Má práce potvrzuje, že instalace soustavy s tepelným čerpadlem je ekonomicky výhodná i pro bytový dům, přestože jsem neuvažoval státní dotace na zavádění obnovitelných zdrojů vytápění, k snížení investičních nákladů. Vytvořil jsem dva návrhy řešení soustavy s tepelnými čerpadly, kde v obou případech doba návratnosti vyšla menší než 15 let, což je obvykle doba, po které je potřeba v soustavě s tepelným čerpadlem opět provést investici v podobě výměny, či větší opravy. Provozní náklady i doba návratnosti se odvíjejí od cen energií, kde v oblasti Bíliny můžeme pozorovat v rozmezí 10 let, mezi lety 2011 až 2020, nárůst cen tepelné energie o necelých 23 %, a všeobecný nárůst cen elektrické energie o 13 až 30 %. V této práci byl vývoj cen energií analyzován zjednodušenou metodou podle dostupných historických dat, avšak do analýzy nebyly zahrnuty globální ukazatele, politické zájmy, či evropská nařízení. Jelikož se v posledních letech využívání tepelného čerpadla, ať už pro ohřev vody, nebo vytápění rapidně zvýšil, je možné že dodavatelé elektrické energie přijdou s novou sazbou pro tepelná čerpadla, která ekonomiku provozu tepelných čerpadel opět změní.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Tepelná čerpadla. Czech Nature Energy [online]. Plzeň: Czech Nature Energy a. s., 2016 [cit. 2021-6-10]. Dostupné z: <http://www.cne.cz/tepelna-cerpadla/uvod-do-tepelnych-cerpadel/>
- [2] MATUŠKA, Tomáš. Alternativní zdroje energie. Praha: Evropský sociální fond, 2010. Skriptum. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [3] MATUŠKA, Tomáš. Základy alternativních zdrojů energií – TC1-TC4. [přednášky].
- [4] KARLÍK, Robert. Tepelné čerpadlo pro váš dům. Praha: Grada, 2009. Profi & hobby. ISBN 978-80-247-2720-2.
- [5] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. TZB-info [online]. Buštěhrad: Matuška, 2015. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-prohodnoceni-efektivita-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>
- [6] Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/28/EC ze dne 23. dubna 2009 o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů a o změně a následném zrušení směrnic 2001/77/ES a 2003/30/ES . In: Úřední věstník, L 140/16, 5. 6. 2009. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0028&from=CS>
- [7] Nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) č. 811/2013 ze dne 18. února 2013 kterým se doplňuje směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/30/EU, pokud jde o uvádění spotřeby energie na energetických štítcích ohřívačů pro vytápění vnitřních prostorů, kombinovaných ohřívačů, souprav sestávajících z ohřívače pro vytápění vnitřních prostorů, regulátoru teploty a solárního zařízení a souprav sestávajících z kombinovaného ohřívače, regulátoru teploty a solárního zařízení. In: Úřední věstník, L 239/1, 6.9.2013, Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/HTML/?uri=CELEX:32013R0811&from=CS>
- [8] PROJEKTOVÁNÍ A INSTALACE: TEPELNÁ ČERPADLA. In: Stiebel Eltron [online]. Praha: Stiebel Eltron, 2015. Dostupné z: https://www.stiebel-eltron.cz/cs/produkty-a-reseni/obnovitelne_zdrojeenergie/tepelna_cerpadla.html?download=/download/technicke_informace_tepelna_cerpadla.pdf
- [9] TNI 73 0351 (730351) Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|--|----|
| Obr. 2.1 Technologické schéma tepelného čerpadla [3]..... | 10 |
| Obr. 2.2 Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla v závislosti na venkovní teplotě pro monovalentní provoz [3] | 17 |
| Obr. 2.3 Graf tepelné ztráty a výkonu tepelného čerpadla i doplňkového zdroje v závislosti na venkovní teplotě pro paralelně bivalentní provoz [3] | 17 |
| Obr. 3.1 – Graf závislosti U_{ekv} na charakteristickém rozměru podlahy B' | 21 |
| Obr. 4.2 Bod bivalence pro soustavu s 2 tepelnými čerpadly WPL 34..... | 37 |
| Obr. 4.3 Bod bivalence pro soustavu s 3 tepelnými čerpadly WPL 34..... | 38 |
| Obr. 4.4 Graf spotřeby elektrické energie soustavou se 2 tepelnými čerpadly..... | 40 |
| Obr. 4.5 Graf spotřeby elektrické energie soustavou se 3 tepelnými čerpadly..... | 40 |
| Obr. 4.6 Graf vývoje cen tepelné energie v oblasti Bílina..... | 42 |
| Obr. 4.7 Graf vývoje sazby odebrané elektrické energie v nízkém tarifu..... | 43 |
| Obr. 4.8 Graf vývoje platby podle velikosti hlavního jističe..... | 43 |
| Obr. 4.9 Graf vývoje paušální platby podle velikosti hlavního jističe..... | 44 |
| Obr. 4.10 Graf doby návratnosti soustavy s tepelnými čerpadly..... | 47 |
| Obr. 4.11 Graf poměru jednotlivých složek při platbě elektrické energie – 2 TČ..... | 48 |
| Obr. 4.12 Graf poměru jednotlivých složek při platbě elektrické energie – 3 TČ..... | 48 |

SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab.3.1 Vnitřní tepelná kapacita budovy..... | 24 |
| Tab. 4.1 Parametry budovy bytového domu..... | 35 |
| Tab. 4.2 Měrná ztráta prostupem tepla jednotlivých konstrukcí obálky budovy..... | 35 |
| Tab. 4.3 Parametry tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]..... | 36 |
| Tab. 4.4 Charakteristika topného výkonu tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]..... | 36 |
| Tab. 4.5 Charakteristika topného faktoru tepelného čerpadla Stiebel Eltron WPL 34 [8]..... | 37 |
| Tab. 4.6 Bilance soustavy s tepelnými čerpadly Stiebel Eltron WPL 34..... | 39 |
| Tab. 4.7 Provozní náklady při připojení na soustavu centralizovaného zásobování teplem..... | 41 |
| Tab. 4.8 Investiční náklady soustavy se 2 tepelnými čerpadly..... | 45 |
| Tab. 4.9 Investiční náklady soustavy s 3 tepelnými čerpadly..... | 46 |

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výpočtový excel potřeby tepla na vytápění.

Příloha 2: Výpočtový excel potřeby tepla pro přípravu teplé vody.

Příloha 3: Výpočtový excel teplotního spádu otopné soustavy.

Příloha 4: Výpočtový excel bilance soustavy s tepelným čerpadlem podle TNI 73 0351.

Příloha 5: Výpočtový excel ekonomické analýzy