

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ**

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



**Návrh a využití tepelných čerpadel vzduch – voda
v bytových domech**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Jan Vitouš

Vedoucí diplomové práce :

Ing. Miroslav Urban, Ph. D.

Konzultant :

-

2017/ 2018



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Vitouš Jméno: Jan Osobní číslo: 410732
Zadávací katedra: K125 - Katedra technických zařízení budov
Studijní program: Budovy a prostředí
Studijní obor: Budovy a prostředí

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Navrh a využití tepelných čerpadel vzduch - voda v bytových domech
Název diplomové práce anglicky: Design and use of heat pumps air - water in apartment buildings

Pokyny pro vypracování:

Práce bude zahrnovat problematiku tepelných čerpadel vzduch - voda:

1) rešeršní část v rozsahu:

- problematika kompresorového cyklu, chladiva
- bilancování tepelných čerpadel a stupeň využití (účinnost) tepelných čerpadel
- problematika návrhu pro bytové domy

2) případová studie

- návrh systému vytápění pro bytový dům
- otopná soustava,
- zdroj tepla pro vytápění a přípravu TV

Seznam doporučené literatury:

Chyský, Hemzal - Větrání a klimatizace-technický průvodce

Dvořák, Zdeněk; Klazar, Luděk; Petrák, Jiří; Tepelná čerpadla 1987

ČSN EN 14511-4 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru

Petrák, Miroslav; Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy: výpočtové podklady 2013

Jméno vedoucího diplomové práce: Ing. Miroslav Urban, Ph.D.

Datum zadání diplomové práce: 3.10.2017

Termín odevzdání diplomové práce: 7.1.2018

Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku

[Signature]
Podpis vedoucího práce

[Signature]
Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

3. 10. 2017

Datum převzetí zadání

[Signature]
Podpis studenta(ky)



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze, dne 2. ledna 2018

.....

Bc. Jan Vitouš



Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Miroslavu Urbanovi, Ph. D. za jeho cenné rady a odbornou pomoc poskytnutou v době zpracovávání diplomové práce, dále za jeho trpělivost a drahocenný čas, který mi věnoval.

Rád bych poděkoval také pánům Ing. Václavovi Helebrantovi a Ing. Markovi Bláhovi za poskytnuté podklady a rady k navrhovaným systémům.



Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na využití tepelných čerpadel vzduch – voda zajišťujících přípravu teplé vody a vytápění pro menší bytový dům.

Teoretická část práce shrnuje základní princip tepelného čerpadla. V této části jsou vysvětleny základní cykly charakteristické pro tepelná čerpadla zobrazené v pracovních diagramech a doplněny jejich matematickým vyjádřením. V diagramech je také znázorněn vliv podmínek ovlivňující účinnost a použití tepelných čerpadel. S pracovními diagramy úzce souvisí kapitola chladiv užívaných v tepelných čerpadlech a jejich vliv na životní prostředí.

Praktická část je věnována případové studii menšího bytového domu, pro který je navržena otopná soustava společně se čtyřmi variantami zdroje. Vyhodnocení jednotlivých variant je provedeno pomocí intervalové metody na základě dat z vytvořené dynamické simulace. Závěr práce obsahuje ekonomické porovnání navržených variant z hlediska rozhodování investora.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, tepelné čerpadlo vzduch – voda, tepelné čerpadlo CO₂, chladiva, vytápění, bytový dům, bilanční intervalová metoda

Abstract

The diploma thesis is focused on the utilization of air – water heat pumps for the preparation of hot water and heating in a small apartment house.

The theoretical part summarizes the basic principle of the heat pump. This section explains the basic cycles characteristic for heat pumps, demonstrated in working diagrams and supplemented by their mathematical expressions. The working diagrams further illustrate the influence of conditions affecting the efficiency and use of heat pumps. These diagrams are closely related to the chapter on refrigerants used in heat pumps and their impact on the environment.

The practical part is focused on the case study of the small apartment house, for which the heating system is designed together with four variants of source. The evaluation of each variants is done using the interval method based on the data from the generated dynamic simulation. The conclusion of the thesis contains an economic comparison of the proposed variants from the point of view of a decision-making investor.

Keywords

Heat pump, air-water heat pump, CO₂ heat pump, refrigerant, heating, apartment house, balance interval method



Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	10
Úvod	11
Teoretická část.....	13
1 Základní princip tepelného čerpadla.....	13
1.1 Carnotův cyklus.....	14
1.2 Clausiův – Rankinův	16
1.2.1 Příklad tepelného výpočtu jednostupňového oběhu	17
2 Pracovní diagramy	18
2.1 Diagram tlakové závislosti a entalpie kapaliny – p–i diagram.....	20
3 Chladiva	24
3.1 Chladiva můžeme rozdělit podle původu vzniku na:	24
3.2 Značení chladiv	24
3.3 Používání chladiv s ohledem na GWP	25
3.3.1 Zohlednění účinnosti v závislosti na chladivu – ekodesing a TEWI	26
3.4 Účinnosti stroje – SCOP (SPF).....	29
4 Rozdělení tepelných čerpadel dle konstrukce.....	30
4.1 Kompresorová tepelná čerpadla.....	30
4.1.1 Elektrický pohon.....	31
4.1.2 Plynový pohon.....	32
4.2 Sorpční tepelná čerpadla	34
Případová studie – bytový dům	37
1 Popis objektu.....	37
2 Technický návrh otopné soustavy	39
3 Dynamická simulace objektu	40
3.1 Podklady k simulaci	41
3.1.1 Klimatická data.....	41
3.1.2 Popis technických zařízení, systémů a budovy.....	41



3.1.3	Situační plán a půdorysy budovy.....	41
3.2	Tvorba modelu	44
3.2.1	Údaje o konstrukcích budovy.....	47
3.3	Profily užívání objektu.....	49
3.3.1	Obytné prostory.....	49
3.3.2	Společné prostory – temperované chodby.....	51
3.3.3	Nevytápěné prostory – garáže.....	51
3.4	Výstupní data z dynamické simulace	52
4	Návrhové přístupy pro tepelná čerpadla	53
4.1	Návrh zdroje a výpočet potřeby tepla dle ČSN EN 12 831	53
4.1.1	Výpočet výkonu.....	53
4.1.2	Návrh tepelného čerpadla dle projekční praxe.....	55
4.1.3	Tepelná roční bilance.....	56
4.2	Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie dle TNI 730531:2014	58
4.2.1	Výpočet potřeby energie	58
4.2.2	Návrh tepelného čerpadla.....	58
4.3	Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie dle návrhového programu Stiebel Eltron	60
4.3.1	Tepelná roční bilance.....	60
4.4	Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie intervalovou metodou dle výsledků dynamické simulace objektu	61
4.5	Diskuze a zhodnocení jednotlivých bilančních přístupů.....	64
5	Parametrická studie pro návrh tepelného čerpadla.....	66
5.1	Varianta 1 – plynový kotel.....	67
5.1.1	Návrh zdroje otopné soustavy	67
5.1.2	Návrh technické místnosti s odběrným plynovým zařízením.....	68
5.1.3	Ekonomické vyhodnocení systému	68
5.2	Varianta 2 – centrální zdroj z elektrických tepelných čerpadel	75



5.2.1	Návrh zdroje otopné soustavy	75
5.2.2	Příprava teplé vody	75
5.2.3	Návrh akumulční nádrže	76
5.2.4	Bilance tepelného čerpadla	79
5.2.5	Ekonomické vyhodnocení systému	81
5.3	Varianta 3 – Bivalentní provoz tepelné čerpadla na vytápění a samostatné tepelné čerpadlo na přípravu teplé vody	86
5.3.1	Návrh zdroje otopné soustavy	86
5.3.2	Potřeba energie na vytápění a nastavení bodu bivalence	88
5.3.3	Návrh akumulční nádrže na vytápění	92
5.3.4	Příprava teplé vody	93
5.3.5	Potřeba energie na ohřev teplé vody a nastavení bodu bivalence	95
5.3.6	Výsledná potřeba energie objektu	97
5.3.7	Ekonomické vyhodnocení systému	98
5.4	Varianta 4 – samostatné elektrické tepelné čerpadlo na vytápění a vysokoteplotní tepelné čerpadlo pro přípravu teplé vody	102
5.4.1	Návrh zdroje otopné soustavy a potřeba energie na vytápění	103
5.4.2	Příprava teplé vody	103
5.4.3	Potřeba energie na ohřev teplé vody.....	104
5.4.4	Výsledná potřeba energie objektu	106
5.4.5	Ekonomické vyhodnocení systému	106
6	Vyhodnocení jednotlivých variant	111
6.1	Rekapitulace navržených variant.....	111
6.2	Ekonomický model prostého toku peněz.....	112
6.2.1	Vyhodnocení variant prostým kumulovaným tokem peněz.....	112
6.3	Ekonomický model diskontovaného toku peněz	114
6.3.1	Vyhodnocení variant diskontovaným kumulovaným tokem peněz	115
6.4	Vyhodnocení jednotlivých variant	116
6.4.1	Hledisko investičních nákladů.....	116



6.4.2	Hledisko provozních nákladů.....	118
6.4.3	Hledisko celkových nákladů.....	118
	Závěr	120
	Seznam literatury a podkladů	122
	Seznam použitých norem	125
	Seznam obrázků	126
	Seznam tabulek	128
	Seznam grafů.....	131
	Seznam použitého software	132
	Seznam příloh	132



Seznam použitých značek a symbolů

a	měrná práce	J. kg ⁻¹
c	měrná tepelná kapacita	J. (kg. K) ⁻¹
E	energie	J
i	měrná entalpie	J. kg ⁻¹
p	tlak	Pa
P	příkon	W
q	měrné teplo	J. kg ⁻¹
Q	teplo, energie	J
\dot{Q}	tepelný tok (výkon), tok energie	W
T	teplota (absolutní) termodynamická	K
t	teplota celsiova	°C
U	součinitel prostupu tepla konstrukcí	W. (m ² . K) ⁻¹
V	objem	m ³
v	měrný objem	m ³ . kg
ε	faktor	-
φ	čerpací poměr	-
η	účinnost	-
ρ	hustota	kg. m ⁻³
τ	čas (alternativní jednotky min., hod., den, ...)	s

Úvod

Současný vývoj výstavby v České republice a celkově v Evropské unii je nyní velmi důkladně regulován z hlediska energetického hospodaření staveb. K povolení každé stavby, ať se jedná o novostavbu nebo pouze o stavební úpravy, je zapotřebí předkládat na stavební úřad energetické hodnocení budovy, které hodnotí objekt z hledisek tepelně technické obálky budovy a použitých technických systémů v budově.

Jedním z hodnotících parametrů objektu je dodané množství neobnovitelné primární energie. Aby bylo možné splnit tento požadavek, je zapotřebí instalovat technické systémy využívající alternativní nebo obnovitelné zdroje paliv. Možností volby obnovitelných zdrojů je mnoho, ale každý takový zdroj má své výhody a nevýhody. Pokud se podíváme na výběr zdroje z pohledu uživatelského, lze jednoduše popsat rozhodující úvahy stavebníků a investorů při výběru obnovitelného nebo alternativního zdroje takto:

a) Stavebník se rozhodne zůstat u konvenčních zdrojů spalující tuhá paliva. Nejprůběžnější alternativou v podobě obnovitelného zdroje je spalování biomasy. Bohužel, tyto zdroje vyžadují obsluhu, podobně jako ji vyžadovali jejich předchůdci spalující neobnovitelná tuhá paliva – uhlí. Ta je z části nahrazena zásobníky a automatickými podavači, ale stále je zapotřebí mít prostory pro uskladnění paliva, a pracovníky, kteří doplňují palivo do zásobníků. Zdroje spalující biomasu také negativně ovlivňují ovzduší ve svém okolí, zejména ~~tedy~~ vypouštěním tuhých znečišťujících látek při spalování.

b) Další možností, o které stavebníci uvažují, je využívání sluneční energie. Ta je prezentována jako energie zadarmo. Při bližším zkoumání je ovšem potřeba zvážit umístění stavby z hlediska intenzity slunečního záření, a to nejen jako konstantní hodnotu, ale jako proměnnou v průběhu celoroční bilance. Systémy využívající sluneční energie na vytápění objektu se potýkají s nedostatkem výroby energie v zimě a přebytkem energie v létě. Pro etopnou sezónu je proto potřeba navrhnout větší solární plochy a akumulaci této energie pro periody, kdy není sluneční energie dostupná. Naopak v letním období je této energie nadbytek a pro zajištění bezpečného chodu systému a udržení jeho plánované životnosti je potřeba tuto energii spotřebovat, což je při navržení velikosti systému na vytápění obtížné.

Pozn.: Výše byla popsána obecně problematika sluneční energie. Nebyla rozdělována na solární kolektory – tepelnou energii a solární panely – elektrickou energii.



c) Další možností, kterou stavebníci zvažují, je využití větrné nebo vodní energie. Tato možnost je v současné době stavebníky málo používána, většinou se jedná o nadšené jedince. Tyto zdroje jsou často jen doplňkovými zdroji, sloužící především pro výrobu energie spotřebovanou uživatelsky – zásuvková energie.

d) Další zdroj, připadající pro investory v úvahu, je tepelné čerpadlo. To je laickou veřejností chápáné jako zdroj obnovitelný, ale problematiky znalou společností je tento zdroj již zařazen do kategorie alternativních zdrojů.

Tepelné čerpadlo je tepelný stroj, který za pomoci fyzikálních zákonů přečerpává teplotní hladinu ze zdrojů nízko potenciální energie na vyšší úroveň. Zdrojem energie může být energie obsažená ve vzduchu, v půdě, ve vodě, případně další energie, jako např. odpadní energie.

Tepelné čerpadlo má oproti předchozím obnovitelným zdrojům výhodu v uživatelském komfortu. Uživatelé chápou tepelné čerpadlo jako „krabici“, která jim dokáže šetřit náklady na vytápění, případně teplou vodu, a kromě běžné údržby nemají jiné povinnosti. Výhodou tohoto zdroje je možnost variability provedení jak na straně odebírané nízko potenciální energie, tak možností připojení na pohonnou energii pro tepelné čerpadlo. Tou je nejčastěji energie elektrická, kterou jsou vybaveny v dnešní době snad všechny budovy. A právě z těchto důvodů jsou tepelná čerpadla považována investory a stavebníky za výhodné nejen při prvotním rozhodování o volbě zdroje tepla, ale také při modernizaci objektu, případně výměně nevyhovujícího zdroje.

Zvýšený zájem o tepelná čerpadla se s vývojem technologie přesouvá od rodinných domů do oblasti bytových domů. Preferenci tepelných čerpadel lze vidět i u developerské výstavy, kde se jedná zejména o marketingový krok. Ovšem z důvodu nutnosti urychlené výstavby developerských společností nebývá technický návrh podrobný a tím ekonomické zhodnocení nevychází pozitivně.

Z tohoto důvodu jsem se rozhodl v diplomové práci věnovat se podrobnému zhodnocení tepelných čerpadel vzduch – voda pro využití v bytovém domě. Tepelná čerpadla zde budou zajišťovat systém vytápění a přípravu teplé vody. Typ tepelných čerpadel odebírajících energii z venkovního vzduchu jsem zvolil z důvodu jednak nejnižších pořizovacích nákladů, ale, což je u bytových domů zejména rozhodující, tato zařízení nevyžadují zvýšený zábor pozemku. Bytové domy často stojí na městském pozemku a zábory další půdy pro zemní vrty nebo kolektory jsou nejen finančně náročné, ale také často technicky těžko proveditelné.

Dalším důvodem volby tématu mé práce je také využitelnost vzduchových tepelných čerpadel při rekonstrukcích nebo modernizacích bytových domů s již nevyhovujícími nebo neekonomickými stávajícími zdroji tepla.



Teoretická část

1 Základní princip tepelného čerpadla

Základní myšlenka principu tohoto tepelné stroje je známá již od roku 1852, kterou vyslovil Lord Kelvin [1]. Principem tepelného čerpadla s vypařováním chladiva je využívání vlastností kapalin – chladiv, která dokáží odebírat teplo nízko potencionálním zdrojům energie, jako jsou např. okolní vzduch, geotermální energie atd. Tyto speciální kapaliny se dokáží za nízkých teplot odpařovat a přecházet do plynného stavu. Teplo získané přes výměníky do kapaliny je za pomoci dodání vnější energie – práce (nejčastěji kompresorem) přečerpáváno na vyšší teplotní úroveň. Energie obsažená v přehřátých parách je za pomoci výměníků předávána další teplotně látce, nejčastěji vodě nebo vzduchu. Po odevzdání energie dochází opět ke zkapalnění chladiva v okruhu a pomocí redukčních zařízení se chladivo upraví na příslušný stav odpovídající vypařovací teplotě na začátku cyklu.

Zmíněný popis odpovídá teorii na bázi parních levotočivých oběhů a podle II. zákona termodynamiky [2]. Takto popsané tepelné čerpadlo je v dnešní době využíváno jak pro aplikace na chlazení, tak i pro topné systémy. S nejčastější aplikací tepelného čerpadla se setkáváme všichni ve svých domácnostech – tepelné čerpadlo zabudované jako chladicí zařízení v ledničce. Teplo je odebíráno prostoru a věcem umístěných uvnitř chladničky a předáváno pomocí kapalinového okruhu okolí.

Tepelné čerpadlo je tedy možné využít jako stroj pro chlazení, kde je jeho pozice v této oblasti v dnešní době nezastupitelná. Pro strojní chlazení se využívá těchto jevů a pochodů: [2]

1. Vypařování chladiva
 - a) Oběh parní
 - b) Oběh sorpční
 - c) Oběh proudový
2. Expanze a škrcení plynů
 - a) Oběh plynový s konáním vnější práce
 - b) Oběh plynový bez konání vnější práce využívající jevu Joule-Thomsonova
 - c) Vírová trubice
3. Elektromagnetických a magnetických jevů

- a) Chlazení termoelektrické, využívající Peltierova jevu
- b) Chlazení termomagnetické, využívající jevu Ettinghausenova
- c) Odmagnetování paramagnetických solí

Pro využívání tepelných čerpadel jako zdroje topné vody je z výše uvedených jevů a pochodů využíváno bodu 1. nejčastěji v provedení 1a).

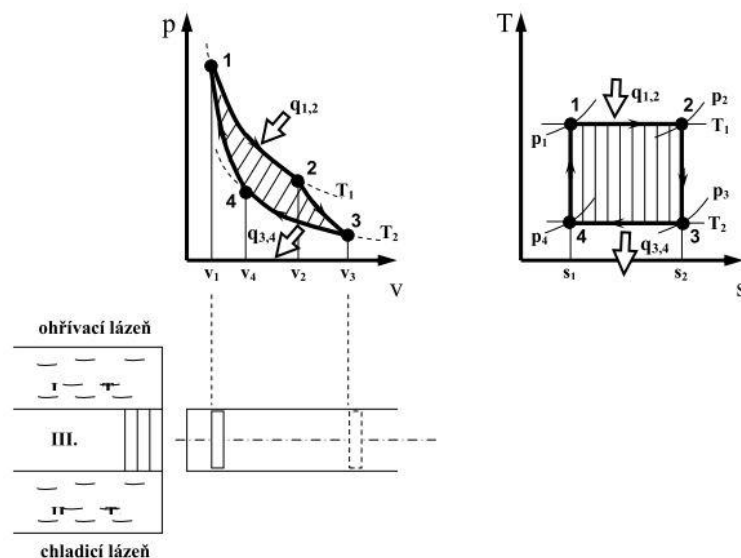
V současné době se věnuje hodně pozornosti tepelným čerpadlům využívající elektromagnetické jevy, a to zejména bod 3a). Tomuto tepelnému čerpadlu se dále v práci věnovat nebudu. Pro další účely práce se zaměřím na tepelná čerpadla založená na principu 1a), případně 1b).

K pochopení principu tepelného čerpadla na základě výše uvedených jevů a pochodů je zapotřebí mít základní znalosti z teorie oběhů s přesahem na složitější cykly a základy tepelných strojů. Jako odrazový můstek poslouží vysvětlení Carnotova cyklu, přestože není typickým představitelem parního oběhu.

1.1 Carnotův cyklus

Carnotův cyklus stanovil, jakým způsobem může pístový tepelný stroj periodicky pracovat mezi ohřívací a chladicí lázní, aby získal maximální práci z tepla přiváděného pracovní látkou. Stanovení je založeno na Carnotově vratném cyklu skládajícího se ze čtyř po sobě následujících změnách.

1. Izotermická a adiabatická expanze
2. Izotermická a adiabatická komprese



Obr. 1 - Carnotův cyklus - [3]



Na obrázku je znázorněn průběh cyklu [3]:

- a) Izotermická expanze 1-2 – válec s pístem je ve styku s lázní I, ze které přijímá teplo $q_{1,2}$ za konstantní teploty T_1
- b) Adiabatická expanze 2-3 – dno válce je ve styku s tepelně izolovanou vrstvou III. Platí $q_{2,3} = 0$
- c) Izotermická komprese 3-4 – válec je ve styku s lázní II, které předává teplo $q_{3,4}$, za konstantní teploty T_2
- d) Adiabatická komprese 4-1 – dno válce je opět ve styku s tepelně izolovanou vrstvou III. Platí $q_{4,1} = 0$

Aby byl Carnotův cyklus vratný, je nutno dodržet následující podmínky:

1. Pracovní látka je ve stále termodynamické rovnováze s okolím
2. Při sdílení tepla chladící a ohřívací lázně se teplota těchto lázní nemění
3. V cyklu nedochází ke ztrátám mechanickým nebo tepelným

Z výše uvedených podmínek vratnosti je jasné, že je v praxi nemůžeme splnit, pouze se jim přiblížit.

Proto tento cyklus je používán jako kritérium pro hodnocení skutečných cyklů. Hodnotícím kritériem je účinnost Carnotova cyklu, která je vyjádřena pomocí teplot:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad [3]$$

Z tohoto vztahu a kritéria vyplývá, že účinnost závisí pouze na absolutních teplotách a nezávisí ani na druhu pracovní látky, ani na konstrukci stroje. Je tedy maximální dosažitelnou účinností. Pro vyjádření účinnosti reálného tepelného stroje je zapotřebí vzít v úvahu i další efektivitu jednotlivých komponentů. Pro reálnou účinnost tedy slouží vztah:

$$\eta_r = \eta_c \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} \quad [4]$$

η_r ...reálná účinnost tepelného stroje

η_c ...celková termodynamická účinnost vzhledem ke Carnotovu cyklu

η_i ...účinnost stanovená srovnáním skutečného a ideálního cyklu

(stanovena z indikátorového diagramu)

η_m ...mechanická účinnost soustrojí kompresoru

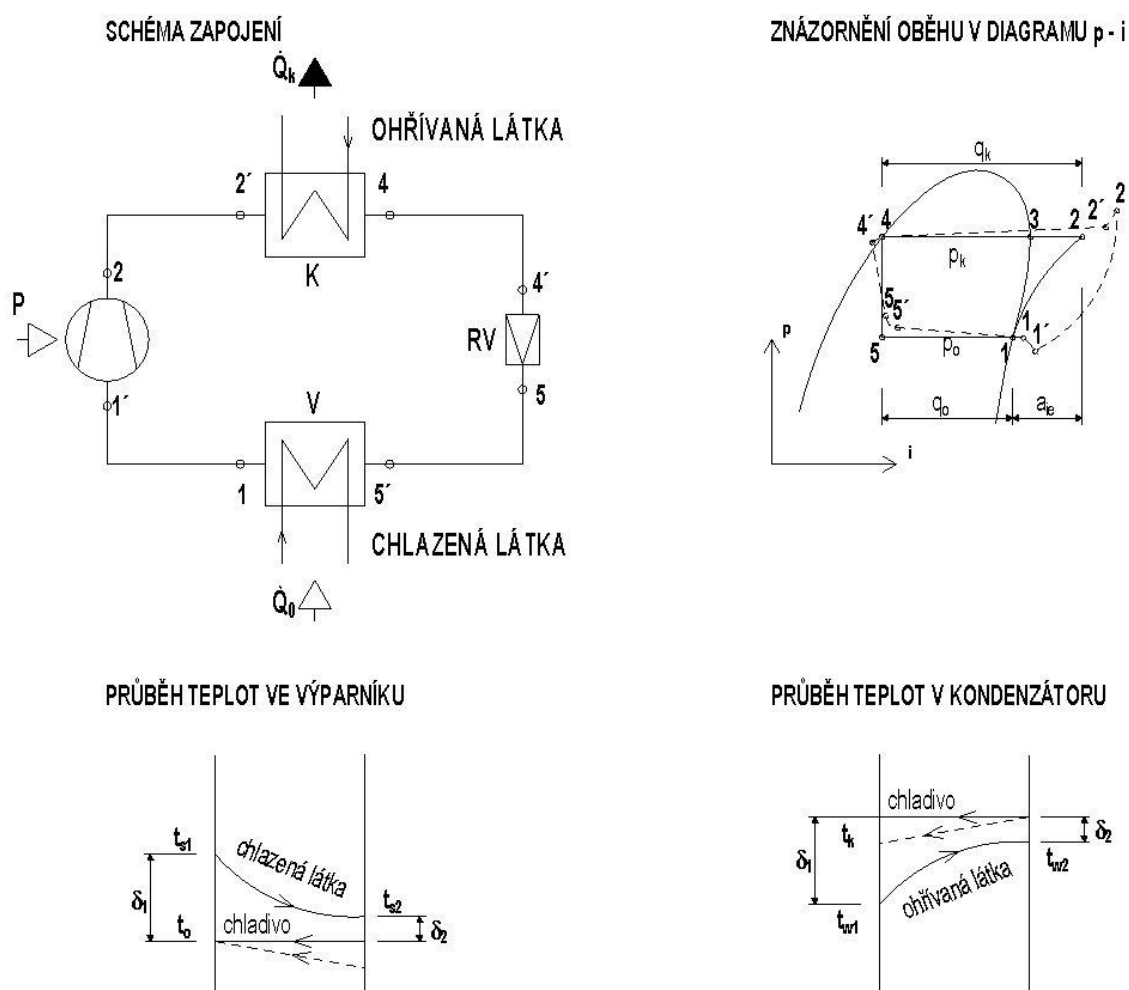
η_{el} ...účinnost elektromotoru

Z výše uvedených informací, lze vidět, že pro tepelné výpočty je Carnotův cyklus příliš zidealizovaný.

Oběh vhodný pro tepelné výpočty uvažuje průběh chování ve větší podrobnosti a je méně idealizovaný. Tento oběh se nazývá Rankinův, resp. Clausiův – Rankinův.

1.2 Clausiův – Rankinův

V tomto zidealizovaném oběhu se od skutečného oběhu neuvažují ztráty ani tepelné ani hydraulické vzniklé v potrubí a v částech oběhu. Dále také neuvažuje výměnu tepla s okolím v průběhu tlakových změn komprese a škrcení a v pomocných aparátech. Rozdílný průběh reálného a zidealizovaného oběhu je vidět na obrázcích níže, kde skutečný průběh je znázorněn čárkovanou čarou a zidealizovaný čarou plnou.



Obr. 2 - Znáznornění parního oběhu, rozdíl skutečného a idealizovaného průběhu [5]

Kromě již zmíněných tepelných a hydraulických ztrát je rozdíl tvořen [2]:

- Nepřesností škrticích a expanzních ventilů, které umožňují chlادivu opouštět výparníky ve stavu mírně přehřáté páry (tento stav je nutný pro funkci elektronických nebo termostatických ventilů), oproti ideálnímu stavu, tj. ve stavu syté páry. U zaplavených systémů, které se řídí výškou hladiny chlادiva, může

chlادivo opouštět expanzní nádobu nebo odlučovač s kapičkami kapaliny, tj. ve stavu mírně mokré páry.

- Stlačování páry není ve skutečnosti izoentropické (bez sdílení tepla), ale obecně polytropické. Ve fázi, kdy kompresor nasává chladivo, dochází k předávání tepla vedením z teplejších stěn kompresoru do kapaliny a ve fázi výfuku přehřátých par chladiva dochází naopak k ohřívání chladnějších stěn kompresoru chladivem. U některých typů kompresorů (např. u šroubových) dochází ještě při stlačování ke vstřiku mazacího oleje do kompresního prostoru. Při tomto míšení dochází také ke chlazení stlačovaného chladiva.

Pro tepelně technické výpočty se vždy vychází z daného schématu zařízení. Jelikož uspořádání jednotlivých aparátů a jejich znázornění v diagramech může být mnoho, bude zde popsán výpočet pro základní jednostupňový oběh s chladičem přehřátých par.

1.2.1 Příklad tepelného výpočtu jednostupňového oběhu

Tepelně technické výpočty pro tepelná čerpadla tedy uvažují s idealizovaným průběhem Rankin – Clausiova cyklu.

K příkladu je uvažované schéma zapojení a znázornění v P–i diagramu na obrázku 2 [5].

- Objemová chladivost, tj. množství tepla odebrané nízko potencionálnímu zdroji energie

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \text{ [J/ m}^3\text{]}$$

- Měrná izoentropická práce

$$a_{i,e} = i_2 - i_1 \text{ [J/ kg]}$$

- Hmotnostní topivost, tj. množství tepla předané sekundárnímu systému v kondenzátoru

$$q_k = i_2 - i_4 \text{ [J/kg]}$$

- Topný faktor

$$\varepsilon_{t,R} = \frac{i_2 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{q_k}{a_{i,e}} \text{ [-]}$$

- Čerpací poměr

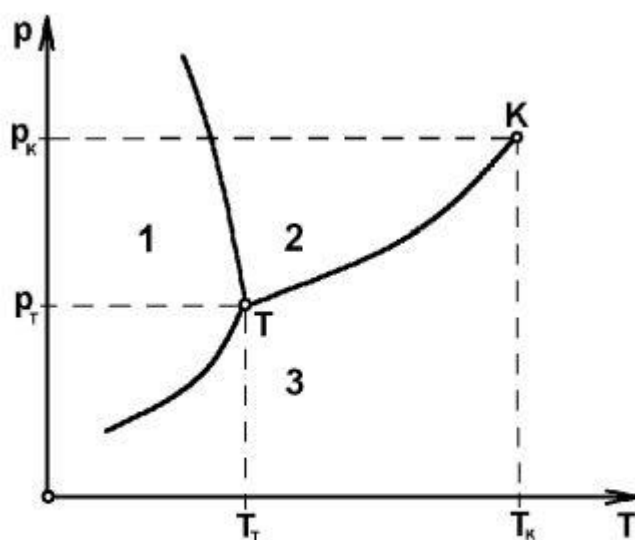
$$\varphi = \frac{i_2 - i_4}{i_1 - i_5} = \frac{q_k}{q_0} = \frac{\varepsilon_{t,R}}{\varepsilon_{t,R} - 1} \text{ [-]}$$

Pro vyčíslení jednotlivých procesů probíhajících v tepelném čerpadle je zapotřebí zjištění hodnot z příslušných tabulek nebo pomocí odečtu z vynesného oběhu do diagramu příslušného chladiva.

2 Pracovní diagramy

Pracovní diagramy jednotlivých chladiv se sestavují pro názorné zobrazení bodů jednotlivých stavů ve formě křivek. Pomocí tohoto zobrazení lze vynášet tepelný oběh a odečítat příslušné hodnoty stavu chladiva, které slouží pro výše popsání výpočetní vztahy.

Aby bylo možné vynést správně jednotlivé pracovní body a jejich příslušné fázové změny, je zapotřebí mít v podvědomí fázové změny dané látky. Fázové změny můžeme jednoduše zobrazit v p - T diagramu, kdy jednotlivým fázím odpovídají vždy příslušné tlakové a teplotní poměry.



Rovnovážný diagram látky

1 – pevná fáze, 2 – kapalná fáze, 3 – plynná fáze

Obr. 3 - p - T diagram látky [6]

Z diagramu vyplývá, že kapaliny mohou změnou teploty nebo tlaku, případně obojím, přecházet mezi svými fázemi vyznačenými mezními křivkami v diagramu.

Důležitým bodem je bod T , který odpovídá trojnému bodu. Za těchto podmínek (T_T a p_T) se látka může nacházet ve všech třech skupenstvích [6].

Dalším důležitým bodem je kritický bod látky K . V tomto bodě se hranice mezi kapalnou a plynnou fází rozptyluje a není jasná. Nad tímto bodem již neexistuje



rozmezí mezi fázemi. Odpovídající kritický tlak a teplota jsou nejvyššími, při kterých může docházet k varu kapaliny látky.

Bodu varu můžeme dosáhnout tedy zvyšováním teploty (snižováním tlaku) kapaliny v určitých mezích. Po dosažení tohoto bodu nastává vypařování, které probíhá v celém objemu kapaliny (nejen na povrchu), pokud se kapalině nemění teplota ani tlak. Povrchové vypařování se nazývá odpařování. To je způsobeno volným prostorem nad kapalinou a nastává za každé teploty.

Při další změně teploty nebo tlaku dochází již k přehřívání páry, a proto dále dělíme páry takto [6]:

- Pára sytá – jedná se o páru, která již neobsahuje rozptýlené kapičky kapaliny, ale je ve stejném tlaku a teplotě jako vroucí (sytá) kapalina. Označení veličin je pomocí horního indexu „'’“, tj. T'' , v'' , i'' , atd.
- Pára mokrá – jedná se o směs syté páry a rozptýlených kapiček syté kapaliny, množství a poměr kapaliny a páry je různý. Označení veličin je pomocí dolního indexu „x“, tj. T_x , v_x , i_x , atd.
- Pára přehřátá – jedná se o páru stejného tlaku jako pára sytá, ale o vyšší teplotě, nebo o páru stejné teploty jako sytá pára, ale nižším tlaku. Také jako pára sytá již neobsahuje rozptýlené kapičky syté páry, rozlišuje se stupeň přehřátí. Označení veličin je bez pomocných indexů, tj. T , v , i atd.
- Sytá kapalina – označení veličin je pomocí horního indexu „'“, tj. T' , v' , i' , atd.

Zobrazovací diagramy, které můžeme nalézt pro příslušné kapaliny:

p - v diagram – vynesena hlavní závislost na tlaku a měrném objemu kapaliny

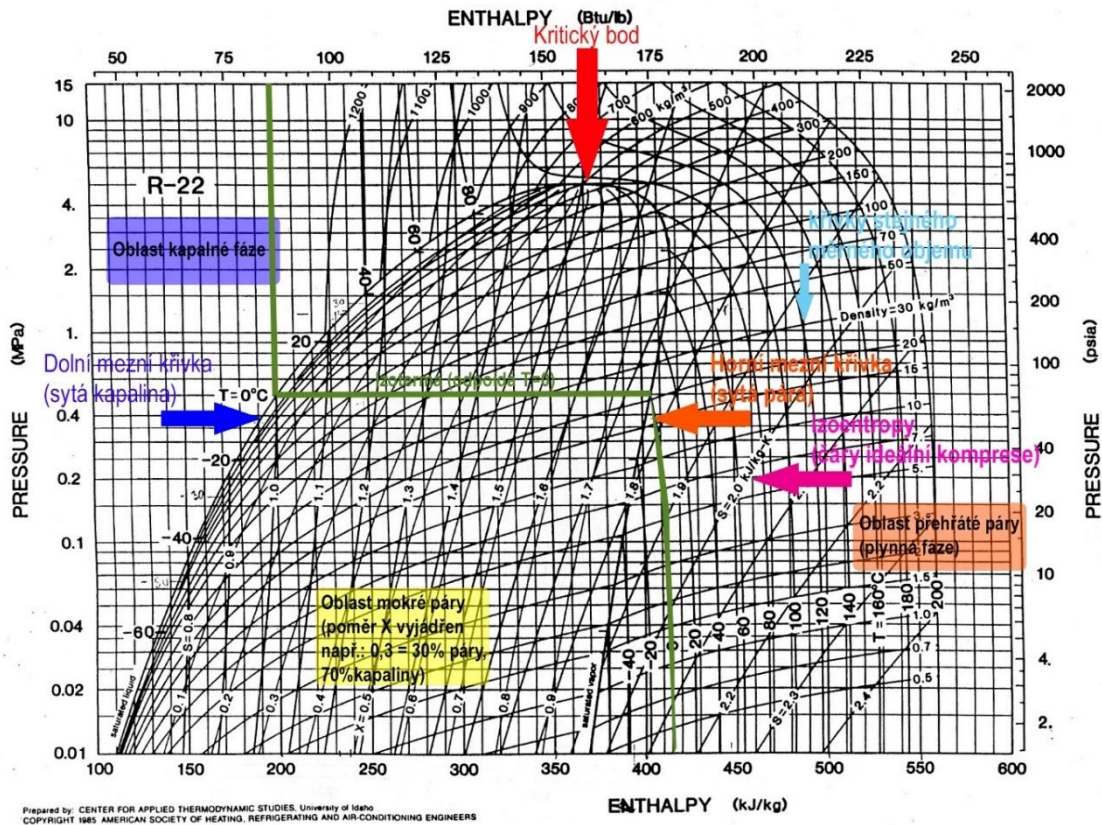
T - s diagram – vynesena závislost teploty na entropii kapaliny

i - s diagram – vynesena závislost entalpie a entropie

p - i diagram – vynesena závislost tlaku a entalpie kapaliny

2.1 Diagram tlakové závislosti a entalpie kapaliny – p–i diagram

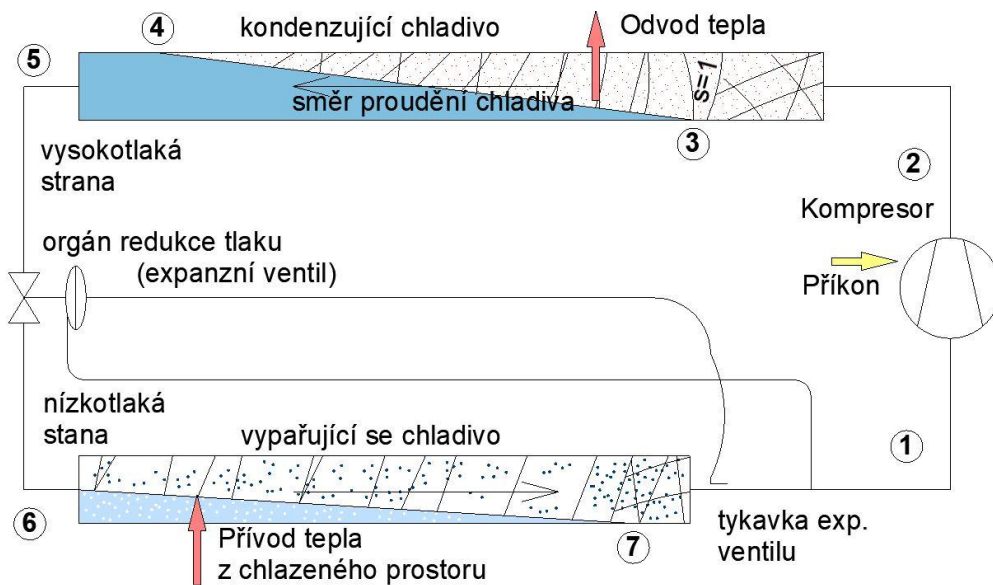
Nejpoužívanějším diagramem pro výpočty spojené s tepelnými čerpadly je z výše uvedených diagramů právě p–i diagram. Zobrazení jednotlivých vlastností kapaliny je názorné na obrázku níže. Zde můžeme vidět oblasti jednotlivých fází a jejich křivky odpovídající fázovým změnám – dolní a horní mez. Dále v grafu nalezneme křivky konstantní teploty, měrného objemu, entropie. Na hlavních osách je zobrazena závislost tlaku a entalpie kapaliny.



Obr. 4 - Znárodnění jednotlivých bodů a oblastí pracovního diagramu p–i

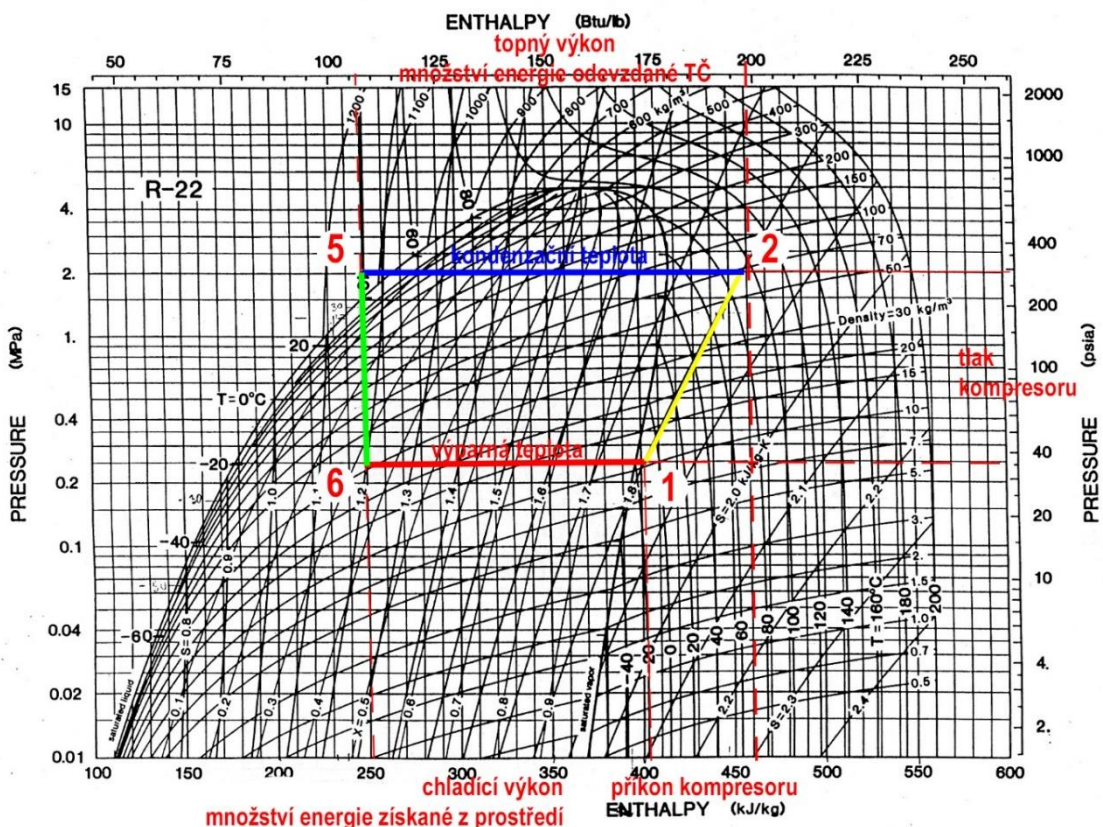
Výpočty tepelných čerpadel tedy probíhají zejména po vynesení jednotlivých cyklů do p–i diagramu. Nejdříve je zapotřebí znát příslušné složení tepelné čerpadla, tj. kolika stupňový oběh využívá, jestli má speciální zařízení zajišťující další výměnu tepla uvnitř cyklu – dochlazovače, přehřívavače apod.

Názornou ukázkou výpočtu tepelných parametrů čerpadla ukáží na jednostupňovém oběhu. Složení tepelného čerpadla odpovídá obrázku.



Obr. 5 - Schéma tepelného čerpadla s jednotlivými pracovními body

Po znalosti daného tepelného čerpadla je zapotřebí znát použité chladivo, případně vybrat vhodné chladivo. Znázornění tohoto cyklu bylo provedeno do pracovního diagramu chladiva R22 (dnes již nepoužívané chladivo).



Obr. 6 - Znázornění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva R 22

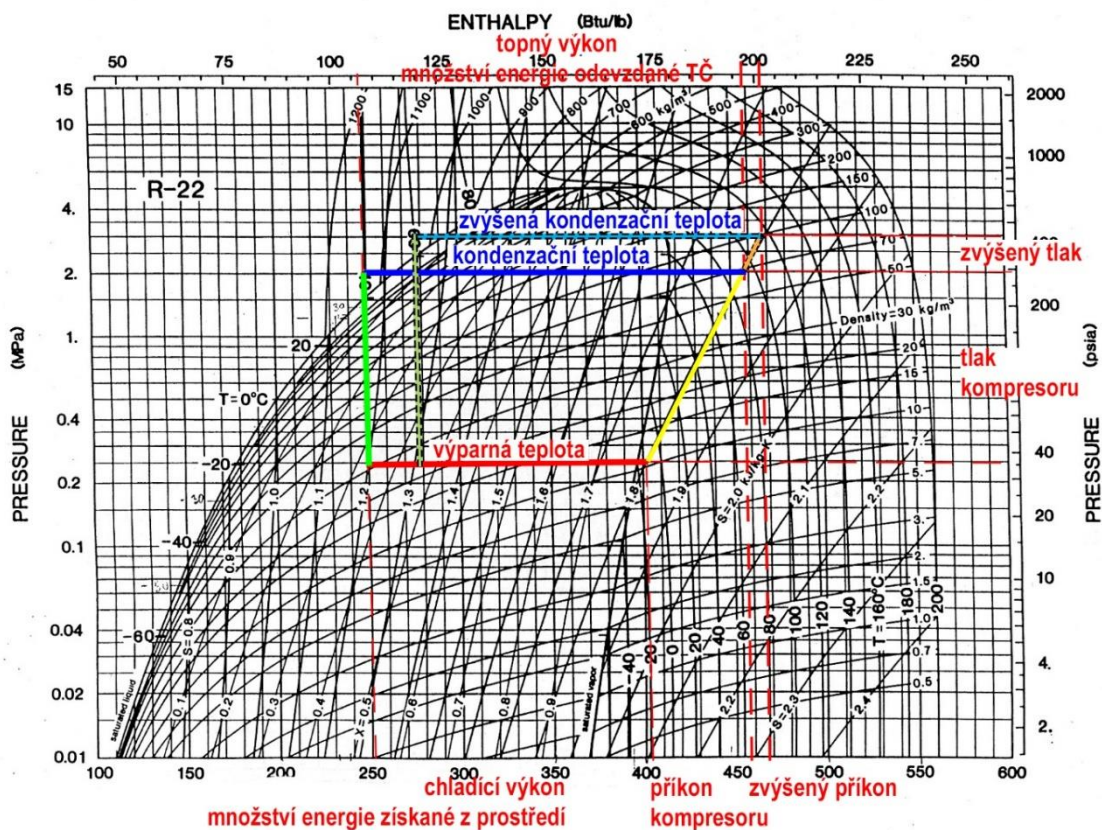
Na názorném příkladu jsou vidět hlavní faktory ovlivňující hospodárnost tepelného čerpadla. Ta je specifikována zejména příkonem kompresoru a následně i použitými materiály pro okruh, které jsou vybírány, aby odolaly odpovídající zátěži – tlakovým poměrům.

Parametr, kterým můžeme jako stavební inženýři ovlivnit hospodárnost tepelných čerpadel je volba kondenzační teploty. Další parametr jako výparná teplota je dána volbou nízko potencionálního zdroje energie. Konstrukce, okruh a chladivo je disciplínou strojních inženýrů, případně výrobců tepelných čerpadel a jejich know-how.

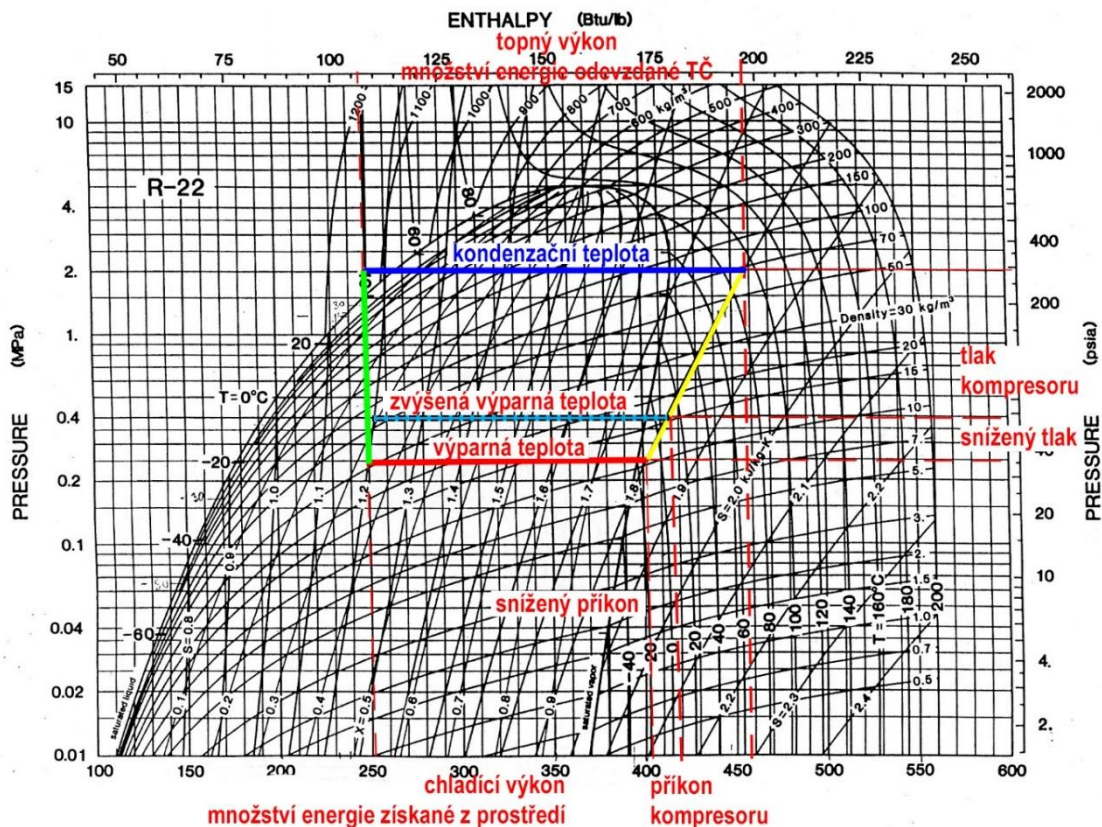
Ve výše popsaných vztazích byl uveden vztah zohledňující efektivitu tepelného čerpadla, tento vztah vyjadřoval topný – COP faktor.

$$\text{topný faktor} = \text{COP} = \varepsilon_{t,R} = \frac{i_5 - i_2}{i_2 - i_1} = \frac{q_k}{a_{i,e}} \quad [-] \quad (\text{indexy odpovídající p-i diagramu}) \quad [2]$$

Takto popsaný vztah topného faktoru nezapočítává energii spojenou s pohonem dalších zařízení, které jsou nutné pro funkčnost tepelného čerpadla. Ovšem pro vysvětlení a pochopení základní charakteristiky, porovnání účinnosti a hospodárnosti tepelného čerpadla je dostačující.



Obr. 7 - Znázornění zvýšení kondenzační teploty v pracovním diagramu chladiva



Obr. 8 - Znárodnění snížení výparné teploty v pracovním diagramu chladiva

Jak lze vidět v diagramech s rozdílnými okrajovými podmínkami, rozevíráním pomyslných nůžek mezi teplotou kondenzátoru a teplotou výparníku se zvyšují nároky na okruh a příkon kompresorového zařízení. Přeneseně můžeme prohlásit fakt: „čím jsou nůžky rozevřenější, tím těžší bude s nimi stříhat [7].“

Dalším důležitým faktorem účinnosti tepelného čerpadla je použití pracovní látky v oběhu neboli chladiva.

3 Chladiva

Současná doba neustále vyžaduje zlepšování účinností a topných faktorů, co nejvyšší výstupní teploty na kondenzátoru a zároveň nejnižší vypařovací teploty. Tyto požadavky jsou nejvíce ovlivňovány právě pracovní látkou nacházející se v oběhu tepelného čerpadla. Jak bylo výše popsáno, jednotlivé fáze cyklu se vynášejí do pracovních diagramů, z nichž se provádějí tepelné výpočty pro dimenzi komponentů a účinnosti stroje. Tyto diagramy jsou sestaveny na základě fyzikálních vlastností právě pracovní látky – chladiva. Z diagramu i ze základního principu tepelného čerpadla můžeme vidět, že se nejedná o prosté látky, nýbrž o speciální kapaliny, které se dokáží při nízkých teplotách vypařovat a přecházet do kapalné fáze při vyšších teplotách.

3.1 Chladiva můžeme rozdělit podle původu vzniku na:

- přírodní látky
 - voda
 - čpavek
 - oxid uhličitý
 - metylchlorid
- přírodní uhlovodíky
 - metan
 - etan
 - propan
 - etylén
 - propylén
- halogenované uhlovodíky – F plyny
 - CFC (chlórfluórcarbon)
 - HCFC (hydrochlórduórcarbon)
 - HFC (hydrofluórcarbon)

Aby bylo možné jednotlivé látky od sebe rozeznat, zavedlo se trojmístné značení dle chemického složení látky, které se postupem času a vývojem těchto chladiv doplnilo o další indexování.

3.2 Značení chladiv

Pro přírodní látky se používá označení jejich obecným názvem, např. vzduch, voda, čpavek apod. nebo název vycházející z jejich chemického složení např. oxid uhličitý CO₂.



Pro ostatní látky bylo zavedeno označení k jednoduššímu vyjádření jejich chemického složení. Označení začíná vždy písmenem „R“ od anglického slova „Refrigerant“ a následuje trojmístné číselné označení.

První číslice udává počet atomů uhlíku v molekule zmenšený o jedna s tím, že pokud je výsledkem číslice nula, v označení se neuvádí. Druhá číslice udává počet atomů vodíku v molekule zvětšený o jedna a třetí číslice udává počet atomů fluoru v molekule. Toto číselné označení bylo dalším vývojem jednotlivých chladiv doplněno o další značení vyjadřující specifické vlastnosti jednotlivých látek [2].

Jak lze již z chemického značení chladiv vyčíst, tyto látky mají vliv na životní prostředí. Jedná se zejména o vliv látek na způsobování globálního oteplování Země a rozklad ochranné ozónové vrstvy Země. Proto je jedním z nejdůležitějších hledisek v současné době charakteristika látek vyjádřená faktorem určujícím míru podílení se na globálním oteplování. Tento faktor je vyjádřen hodnotou GWP – „Global warming potential“.

3.3 Používání chladiv s ohledem na GWP

Tento faktor vyjadřuje potenciál vlivu látky, zde zmiňovaných chladiv, na oteplování klimatického systému Země vztažený k potenciálu oteplování látky CO₂. Tudiž, má-li chladivo R 134a hodnotu GWP = 1430 znamená to, že jeden kilogram látky R134a má stejný vliv na potenciál oteplování klimatu jako vypuštění 1430 kg CO₂ [8]. Tohoto vlivu chladiv na životní prostředí jsou si vědomi nejen provozovatelé a výrobci strojů využívajících tyto látky, ale hlavně zákonodárci. Ti v současnosti výrazně omezují používání škodlivých chladiv v zařízení pomocí zákonů a nařízeních vycházející z mezinárodních dohod. Omezení týkající se používání chladiv na území České republiky vychází z *Nařízení Evropského parlamentu a Rad 517/2014 a 842/2006*, v národní legislativě jsou stanoveny obecné požadavky v zákoně č. 201/2012 Sb. *Zákon o ochraně ovzduší*, kde specifické požadavky na F-plyny jsou uvedeny v zákoně č. 89/2017 Sb. (*nahrazující zákon č. 73/2012 Sb.*) *o látkách, které poškozují ozonovou vrstvu, a o fluorovaných skleníkových plynech*, s prováděcí vyhláškou č. 257/2012 Sb. - *Vyhláška o předcházení emisím látek, které poškozují ozonovou vrstvu, a fluorovaných skleníkových plynů*. Nařízení a legislativa nejenže zakazují používání určitých chladiv, ale také nařizují povinnost provádět pravidelné kontroly těsnosti zařízení, které se týkají také stacionárních tepelných čerpadel. Četnost kontrol je předepsána podle obsahu náplně a pomocných zařízení detekující únik chladiva. Obsah náplně je počítán pomocí ekvivalentní hmotnosti náplně vztažené právě na potenciál globálního oteplování. Přepočet běžně používaných chladiv v tepelných čerpadlech je znázorněn v tabulce. Kdy hodnoty pro jednotlivá chladiva



odpovídají množství náplně vztažené k hraničním hodnotám pro stanovení četnosti kontrol.

Chladivo	GWP	5 tun ekv. CO ₂ [kg]	50 tun ekv. CO ₂ [kg]	500 tun ekv. CO ₂ [kg]
R 410A	2088	2,39	23,9	239
R 407C	1774	2,82	28,2	282
R 134a	1430	3,50	35,0	350
R 32	675	7,41	74,1	741
CO ₂ (R 744)	1	5 000,00	50 000,0	500 000

Tab. 1 - Přehled hodnot GWP pro nejpoužívanější chladiva s jejich ekvivalentní hmotností CO₂ [9]

Z výše uvedené tabulky lze tedy následně zařadit dle ekvivalentní hmotnosti chladiva zařízení a stanovit tak četnost kontroly zařízení odpovídající tabulce níže.

Obsah chladiva [tun ekv. CO ₂]	Systém detekce úniku	Četnost kontrol [měsíce]
5–50	Ne	12
5–50	Ano	24
50–500	Ne	6
50–500	Ano	12
500 a více	Ne	3
500 a více	Ano	6

Tab. 2 - Přehled četnosti povinných kontrol zařízení s chladivem [9]

Výše určené četnosti kontrol je nutno vzít v potaz při zohledňování hospodárnosti jednotlivého zařízení, každá kontrola musí být totiž zpracována osobou s příslušným školením a certifikací.

3.3.1 Zohlednění účinnosti v závislosti na chladivu – ekodesing a TEWI

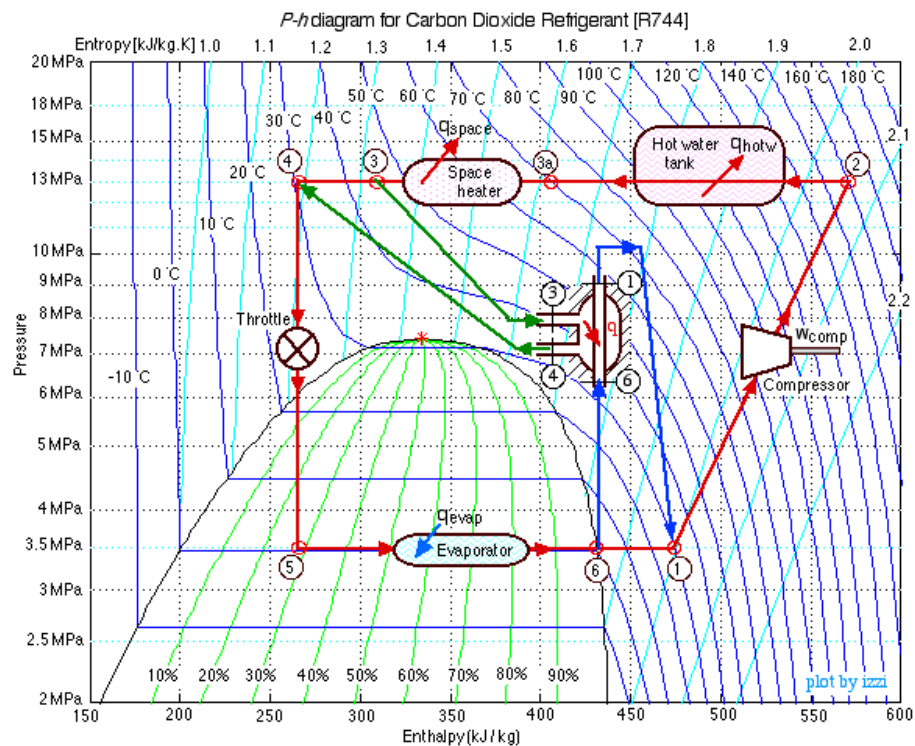
Z výše popsaného faktoru GWP lze nyní soudit, že při použití stroje s chladivem s nižším potenciálem GWP bude zařízení prospěšnější životnímu prostředí a bude vyžadovat méně provozních kontrol na chladivo. Jak bylo zmiňováno v předešlých kapitolách, z pracovní látky a její charakteristiky se odvíjí účinnost a hospodárnost zařízení a v neposlední řadě také použité komponenty zařízení v závislosti na tlakových poměrech. Potenciál GWP je tedy nutno stanovovat a porovnávat na celý životní cyklus zařízení a vyjádřit jím také použité materiály tepelného čerpadla a provozní energie (tyto hodnoty GWP jsou hodnotami nepřímými). Na diagramech níže je zjednodušeně zobrazena rozdílnost použitého tepelného čerpadla s chladivem

R 22 a chladivem CO₂. Pro přibližné porovnání jsem se snažil zachovat alespoň okrajové podmínky, ovšem chladivo s CO₂ má posunutý okruh do nadkritické oblasti a není tudíž úplně možné přímo exaktně docílit stejných okrajových podmínek.

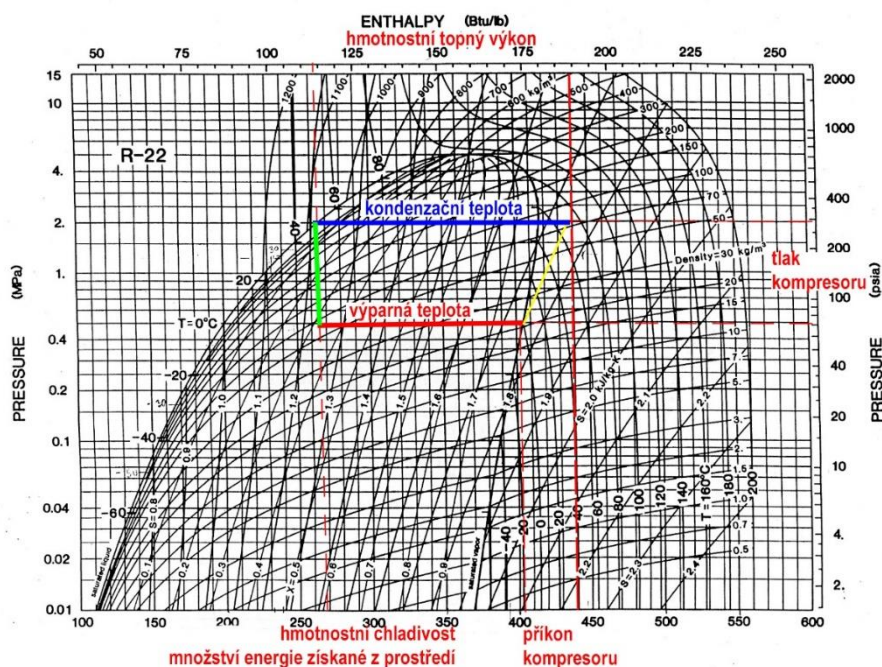
Pro oba okruhy je teplota na výparníku zvolena $T_v = 0\text{ }^\circ\text{C}$. Pro porovnání byla určena teplota kondenzátoru pro chladivo R22 $T_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$ odpovídající střední teplotě okruhu s CO₂ pro ohřev topné vody. Hmotnostní topné výkony byly určeny na:

$$q_{k, \text{CO}_2} = i_{3,a} - i_4 = 410 - 260 = 150 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{k, \text{R22}} = i_2 - i_5 = 440 - 280 = 160 \text{ kJ/kg}$$



Obr. 9 - Znáornění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva CO₂ [10]



Obr. 6 - Znáornění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva R 22

Jak lze vidět z diagramů, při přibližně stejné hmotnostní topivosti je v okruhu s CO_2 dosahováno až 6x vyšší tlakové zátěže a okruh pracuje v jiném teplotním rozsahu než běžná chladiva. Tato vlastnost CO_2 umožňuje dosahovat vyšších teplot na kondenzátoru, což je vhodné zejména pro ohřev teplé vody, ale také proto je toto chladivo náročnější na materiálové součástky z hlediska tlakových a teplotních poměrů dosahovaných v okruhu. Většinou se jedná tedy o používání materiálů z kvalitnějších a ušlechtlejších kovů, které jsou náročnější na výrobu a energetické zpracování, a s tím spojeného potenciálu GWP. Dále při zachování okrajových podmínek je nutné na základě výpočtu určit množství chladiva v okruhu a pomocí potenciálu GWP vyjádřit jeho ekvivalentní hmotnost na CO_2 . A v neposlední řadě je zde vidět rozdíl v účinnosti vyjádřené topným faktorem. Tato účinnost je následně spjatá s provozními energiemi dodávanými u tepelných čerpadel většinou ve formě elektřiny, kterou lze opět vyjádřit pomocí faktoru ekvivalentní hmotnosti CO_2 .

Aby nebylo potřeba toto hodnocení provádět při každé analýze výběru zdroje, jsou stanoveny nařízení pro jednotlivá zařízení uváděná na trh. Tato zařízení mají již vypočtené hodnoty spjaté s výše popsanými faktory a vyjádřené pomocí energetického štítku. Energetický štítek zařízení zohledňuje přímé i nepřímé vlivy chladiva na zařízení a zařadí je na základě Nařízení komise 813/ 2009 (tepelná čerpadla) nebo 814/ 2009 (ohříváče vody – tepelná čerpadla) – ekodesign.

Podobně také můžeme hodnotit zařízení pomocí faktoru TEWI – TotalEquivalent Warming Impact. Tento faktor nám udává součet přímého a nepřímého vlivu chladiva na životní prostředí. Přímý vliv vyjadřuje ekvivalentní hmotnost chladiva

v hmotnosti CO₂, které je ztraceno a regenerováno. Nepřímý vliv vyjadřují emise CO₂ v energii spotřebovávané pro příkon kompresoru [2].

3.4 Účinnosti stroje – SCOP (SPF)

Ve dřívějším textu byl vyjádřen v grafech a pomocí matematických vzorců topný faktor. Tento faktor zohledňuje účinnost jednotlivého zařízení. Účinnost je vyjádřena pomocí tepelné energie, kterou je možné z tepelného čerpadla získat v poměru energie dodané do tepelného čerpadla pro jeho pohon. Na výše uvedených vztazích se jednalo o energii pro pohon kompresoru, ovšem zanedbání ostatní energie potřebné pro správný chod stroje by bylo chybné. Proto vztah výše uvedeného topného faktoru musíme ještě doplnit o člen zahrnující pomocnou energii, zahrnující např. i energii na odtávání výparníku. Doplněný vztah vychází z definice ČSN EN 14 511.

- Topný faktor bez zohlednění pomocné energie: $\varepsilon_{t,R} = \frac{i_2 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{q_k}{a_{i,e}} [-]$
- Topný faktor dle ČSN EN 14 511: $COP = \frac{Q_k}{P_k + P_{aux}} [-]$, kde:

P_k příkon kompresoru

P_{aux} příkon podpůrných zařízení

Z předešlých kapitol věnující se pracovním diagramům a výpočtům tepelného okruhu můžeme říci, že topný faktor vypočítaný těmito vztahy je platný pouze pro konkrétní schéma s danými okrajovými podmínkami – teplota kondenzátoru a teplota výparníku. Ovšem tepelná čerpadla v průběhu své působnosti jako zdroje tepla nemají většinou tyto okrajové podmínky konstantní. V závislosti na tom je potřeba určit průměrný topný faktor zohledňující právě změnu okrajových podmínek v průběhu roku. Takto vypočtený topný faktor se nazývá sezónním topným faktorem s označením SPF z anglického Seasonal Performance Faktor, nebo v naší zemi známý pod zkratkou SCOP.

Výpočet průměrného topného faktoru můžeme provádět pomocí [5]:

- Průměrní roční topný faktor: $\varepsilon_{t,rok} = \frac{Q_{t,rok}}{Q_{e,rok}} [-]$, kde:

$Q_{t,rok}$ celkové množství tepelné energie dodané tepelným čerpadlem za rok

$$= \int_{rok} \dot{Q}_t \cdot dt$$

$Q_{e,rok}$ celková potřeba energie dodaná pro provoz tepelného čerpadla za rok

$$= \int_{rok} P_e \cdot dt$$

Pro technické využití a výpočet sezónního topného faktoru byla vypracována technická norma TNI 73 0351:2014. Tato technická norma stanovuje výpočet sezónní



účinnosti tepelných čerpadel z hodnot topných faktorů a výkonů uváděných výrobcí zařízení. Tyto hodnoty jsou stanoveny závaznými požadavky dle Nařízení Komise (EU) č. 811/2013 a jsou stanoveny na základě ČSN EN 14825 a ČSN EN 14511.

4 Rozdělení tepelných čerpadel dle konstrukce

Tepelná čerpadla mohou pro přečerpávání energie na vyšší potenciál využívat různých pohonů. Nejzákladnějším pohonem jsou konstrukce kompresorové, které díky dodávání mechanické energie stlačují pracovní látku a tím mění její parametry pro získávání tepelné energie. Další způsob, jak dosahovat přečerpávání energie je využívání chemicko-fyzikálních vlastností pracovní látky. Tento způsob díky chemickým procesům a dodávání tepelné energie získává vyšší teplotní potenciál z nízkopotenciálních zdrojů energie.

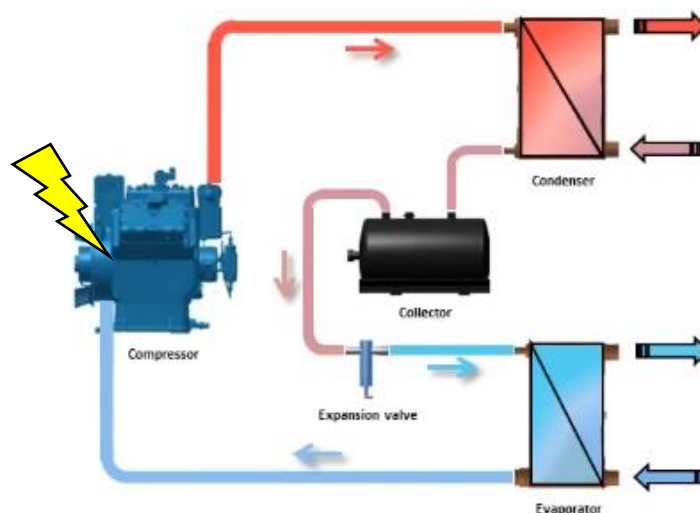
4.1 Kompresorová tepelná čerpadla

Tato tepelná čerpadla fungují na principu parního kompresorového cyklu, který byl výše popsán. Pracovní látka je za pomoci stroje – kompresoru stlačována na tlakové poměry, které umožňují kondenzaci a následné předání tepelné energie. Nevýhodou těchto tepelných čerpadel je velmi často právě onen kompresor. Jedná se o stroj, po kterém jsou vyžadovány vysoké nároky z hlediska vyvíjeného tlaku a dosahovaných účinností. Podobně jako např. motory v automobilech vyžaduje pravidelnou údržbu a servis. Životnost celého tepelného čerpadla je často dána životností právě kompresoru.

Z hlediska konstrukce můžeme kompresory rozdělit na pístové, rotační nebo v dnešní době nejvyužívanější Scroll kompresory. Ve všech zmíněných typech kompresorů dochází při stlačování pracovní látky ke tření mezi mechanickými součástmi kompresoru. Pro zajištění bezpečného a dlouhodobého chodu kompresoru je zapotřebí používat mazivo – olej. Jelikož mazivo slouží k ochraně pohyblivých součástí stroje v pracovním prostoru, není možné úplně vyloučit smíchání maziva s pracovní látkou – chladivem. Přesný poměr smíšení maziva a pracovní látky není možné určit a je nutno na tuto odchylku myslet při výpočtech v pracovním diagramu, které nebudou nikdy odpovídat reálným podmínkám.

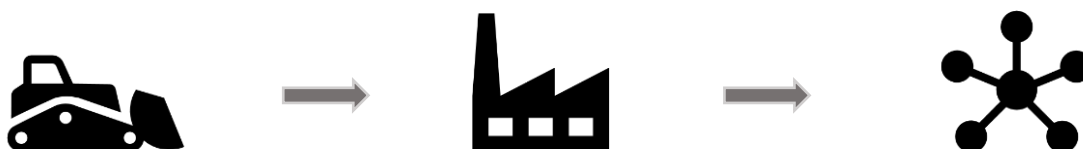
4.1.1 Elektrický pohon

Nejvíce jsou na trhu tepelných čerpadel nabízena právě tato tepelná čerpadla, která mají kompresor poháněný elektrickým motorem.



Obr. 10 - Schéma tepelného čerpadla s elektrickým kompresorem [11]

Takto konstruovaná zařízení umožňují zvýhodňovat elektrickou energii na tepelnou s topným faktorem, který se pohybuje okolo 3 (SCOP, jedná se pouze o názornou hodnotu).



Obr. 11 - Schématický obrázek procesu přeměny energie na elektrickou energii

Pokud ovšem danou elektrickou energii nevyrobíme za pomoci strojů pro výrobu elektrické energie z obnovitelných zdrojů a odebíráme tedy elektřinu přímo ze sítě, musíme si uvědomit, odkud daná elektřina pochází. Na tuto otázku v dnešní energetice nelze jednoduše odpovědět. V současné době je celá síť propojena a dochází k přenosům energie i mezi jednotlivými státy. Zjednodušeně můžeme vyjádřit původ této energie za pomoci národního koeficientu pro převod elektrické energie na energii neobnovitelnou, tj. primární. Tento faktor je částečně stanoven z reálné situace v české energetice a dále je do něho vložena složka energetického směru dané země. V České republice je současný faktor neobnovitelné primární energie na hodnotě nPE 3,0 (faktor primární energie PE 3,2), z čehož vyplývá,



že v současné době je elektřina odebíraná ze sítě z velké části krytá elektrárnami vyrábějící energii z neobnovitelných paliv – uhelné a jaderné.

Proces výroby elektrické energie do sítě je spjat s velmi nevhodným procesem a při zapojení tepelného čerpadla je potřebné zohlednit právě tuto bilanci.

Těžba suroviny Zpracování a přeměna Distribuce soustavou

Jaký je tedy energetický a ekologický přínos tepelného čerpadla poháněného elektrickou energií??

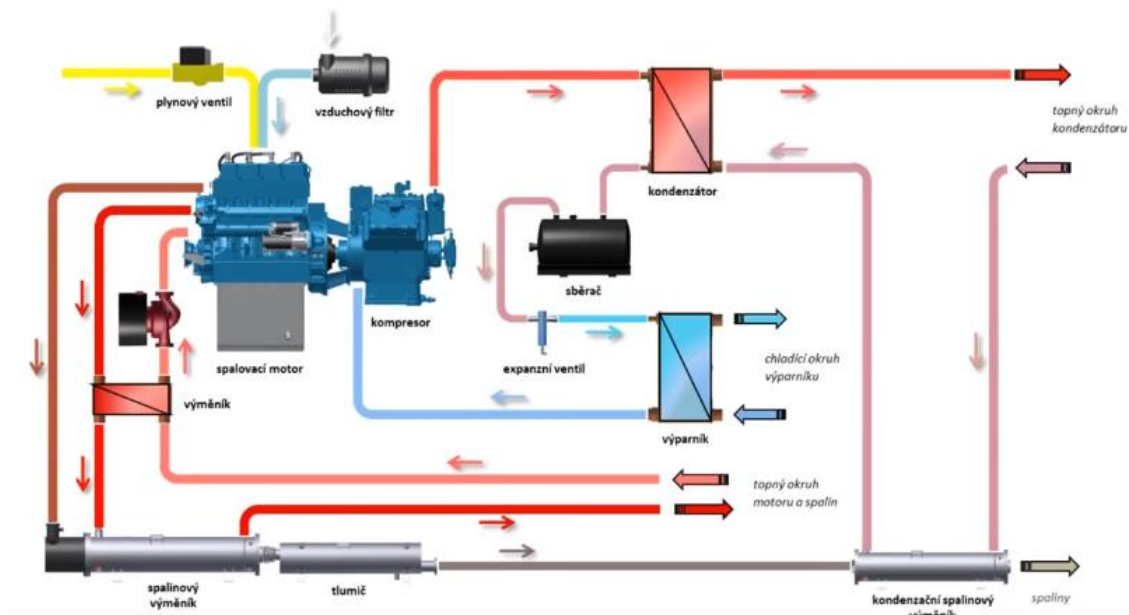
Při zohlednění faktoru výroby energie $nPE = 3,0$ a následném zvýhodnění právě této energie tepelným čerpadlem $SCOP = 3,0$ vychází tato jednoduchá bilance velmi nepříznivě a ve své podstatě se dá říci, že odpovídá spalování primárního paliva na vstupu do elektrárny.

Je zapotřebí si uvědomit, že současné stroje dosahují příznivějšího průměrného topného faktoru než je uvažovaných 3,0 a dále také, že při spalování primárního paliva pro výrobu elektrické energie by bylo zapotřebí vynaložit v místě zdroje mnohonásobně vyšší úsilí pro výrobu tepelné energie – skladovací prostory, dovoz paliva, doplňování paliva. Dále by došlo k lokálnímu zhoršení klimatických podmínek v místě spalování a účinnost zdrojů na tuhá paliva při nízkých výkonech nedosahuje uspokojivých hodnot.

Faktor primární energie, jak bylo výše zmíněno, je stanoven z energetické situace dané země. V západních zemích se od jaderných a uhelných elektráren opouští a jsou stále častěji nahrazovány obnovitelnými zdroji. Přínos elektrických tepelných čerpadel nebude jen ve vyšším topném faktoru, ale i ve spotřebovávání obnovitelné energie s nižším nPE než je současná hodnota.

4.1.2 Plynový pohon

Výše popsané nevýhody elektrického pohonu kompresoru ve formě spotřebovávání energie s vysokým faktorem neobnovitelné primární energie můžeme částečně eliminovat použitím jiné energie pro pohon kompresoru. Elektrickou energii na pohon tepelného čerpadla můžeme nahradit napojením spalovacího motoru na hřídel kompresoru. Vhodným pohonem hřídele je motor spalující plynné palivo. Motor se poté přizpůsobuje výběru paliva, kdy jím může být propan-butan, zemní plyn, CNG, případně bioplyn.



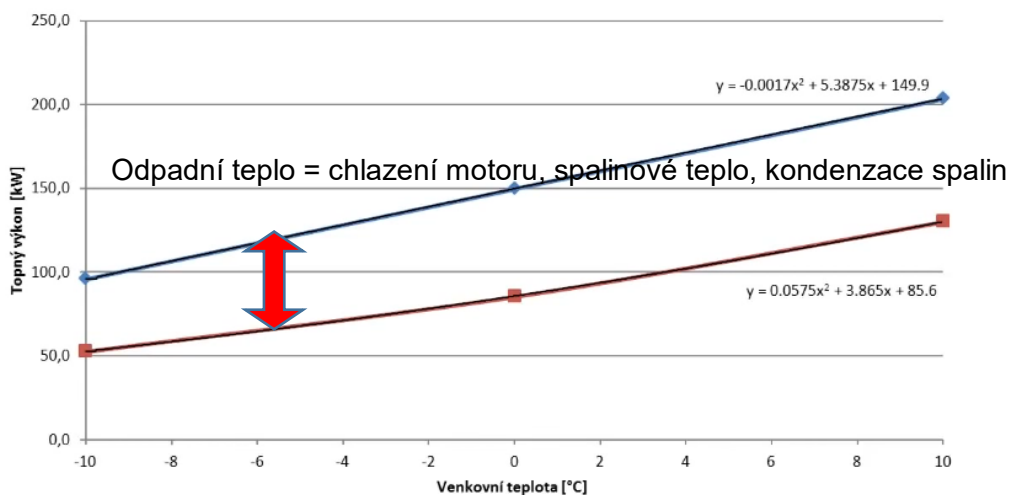
Obr. 12 - Schéma tepelného čerpadla s kompresorem poháněným plynovým motorem [11]

Rozsah tepelného čerpadla je tedy rozšířen o spalovací motor, přívod plynu, přívod vzduchu pro spalování, odvod spalin od motoru a výměníků na chlazení motoru.

Spalovací motor je stejné konstrukce jako motory používané např. v automobilech. Je třeba zajistit přívod kyslíku pro spalování, což vede k nutnosti vybudování a posuzování vzduchové cesty. Dále je nutné motor chladit a odvádět spaliny. V průběhu těchto dvou procesů vzniká odpadní teplo, které je u běžného elektrického tepelného čerpadla odpadním teplem elektráren, s jehož hospodařením je to velmi komplikované.

Odpadní teplo od tepelného čerpadla je napojeno na okruh topné vody, u níž je potřeba dosahovat vyššího teplotního spádu než z běžného kondenzačního okruhu tepelného čerpadla, případně je možnost tyto dva teplotní spády v poměru směřovat a dosahovat teplot mezi těmito limitními hodnotami.

Plynové tepelné čerpadlo (plynový pohon kompresoru) umožňuje na rozdíl od elektrických tepelných čerpadel využívat větší teplotní rozsah bez ohledu na topné faktory strojů, což umožňuje použití zejména pro průmyslové a specifické provozní aplikace. Nehledě na zužitkování primární energie s velkou mírou účinnosti dosahované zejména v kondenzačním provedení. Plynové TČ je také méně omezeno výkonem s ohledem na teplotu nízko potencionálního zdroje.



Obr. 13 - Znázornění rozdílu topného výkonu v závislosti na pohonu kompresoru [11]

Dále není omezeno na elektrickou energii, která z neobnovitelných zdrojů má výše zmíněné nevýhody – dopravu a ztráty spojené s centrální výrobou, v případě obnovitelných zdrojů (solární, větrné, ...) není omezeno na nesoulady výroby a potřeby využívání energie.

Z hlediska dopravy je možnost vytvoření ostrovního systému nebo zásoby pro případy nesouladu, což je u elektrické energie v současnosti docíleno při vysokých investičních nákladech a s velkými ztrátami.

Z hlediska obnovitelnosti může být využíván jako palivo již zmíněný bioplyn.

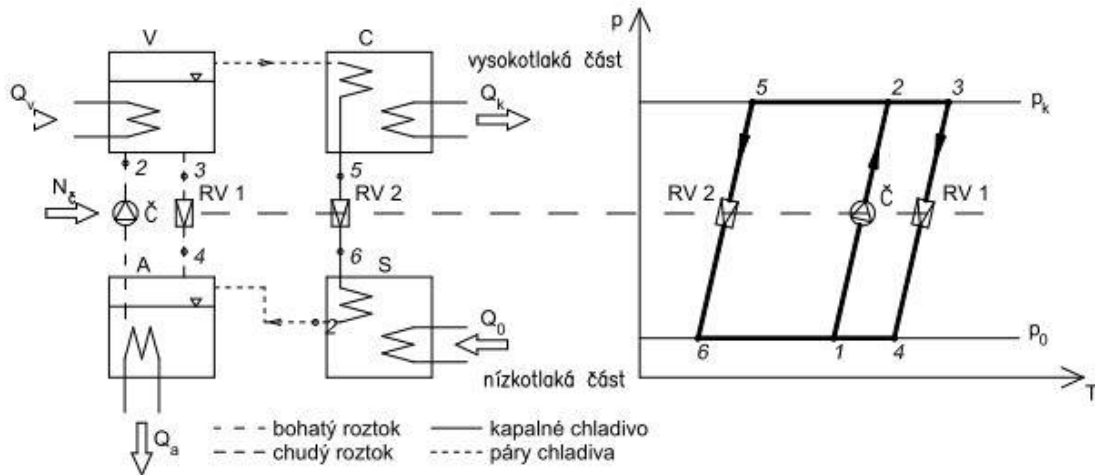
Naopak je nevhodné pro použití v objektech, kde jsou zapotřebí malé výkony a případně pouze nízkoteplotní emisivita topné soustavy.

Zvláště u těchto tepelných čerpadel je potřeba brát ohled na hluk a vibrace spojené s provozem spalovacího motoru, dále také na odvod spalin a přívod čerstvého vzduchu pro spalování.

4.2 Sorpční tepelná čerpadla

Dalším druhem tepelných čerpadel jsou stroje využívající pro zefektivnění tepelné energie chladivové soustavy speciální okruh. Tato tepelná čerpadla již nemají běžný kompresorový cyklus, nýbrž se jedná o zhodnocování tepelné energie za pomoci vypuzování směsí kapalin, tudíž složení tepelného čerpadla je v základním provedení následující:

Výparník S, absorbér A, čerpadlo (klasické čerpadlo) Č, varník V, redukční ventil RV, kondenzátor C, škrtkový ventil RV 2



Obr. 14 - Schéma a pracovní diagram pro sorpční tepelné čerpadlo [2]

Principem tohoto okruhu je pohlcování par chladiva jinou látkou tzv. absorbentem v absorbéru a přečerpávání této směsi tzn. bohatého roztoku za pomoci čerpadla na vyšší tlak do varníku, kde se dodáváním tepelné energie roztok přivádí do varu a chladivo se ze směsi dokáže zpět vypuzovat. Tímto způsobem vypuzené chladivo odevzdává svou energii s vyšším teplotním potenciálem, než je chladivu dodán při vypuzování. Vypuzené páry při odevzdání tepla (Q_k) a snížení tlaku redukčním ventilem opět zkapalní a odvádějí se do výparníku. Zde je již kapalné chladivo upravované teplotou do stavu pro směšování s absorbentem. Absorbent odchází z výparníku po vyloučení par chladiva jako chudý roztok. Ten je upraven před opětovným přivedením do absorbéru redukčním ventilem na tlakovou úroveň pro směšování [3].

Jako dvojice chladivo/ absorbent se v současné době nejvíce využívá čpavek (NH_3) / voda (H_2O). Tato dvojice neobsahuje výše zmiňované F-plyny a s nimi spojené nařízení na kontrolu chladiv, jedná se také o látky příznivé k životnímu prostředí, ovšem čpavek si nese své omezení ve formě nebezpečnosti výbuchu a otravy.

Pohon tohoto oběhu je založený na dodávání množství tepelné energie, která je poté zvýhodňována oběhem a zvyšuje tak množství energie získané (nezpracovává se tak šlechtěná energie – elektřina). Proto je vhodné využívat těchto čerpadel při vzniku odpadního tepla, které je následně možné znovu využít jako plnohodnotné pro další účely. Při absenci odpadního tepla je další variantou možnost vybavení tepelného čerpadla přímo plynovým hořákem, dodávající přes výměník teplo do varníku. Tato varianta je vhodná zejména při zvažování vytápění objektů plynovým zdrojem. Tepelné čerpadlo využívající plynový hořák pro pohon dosahuje vyšších výkonů a účinností než samotný plynový kotel. Navýšení výkonu z okruhu tepelného čerpadla se promítá také do dimenze plynovodní přípojky a následných plateb



za rezervované množství paliva (vhodné pro použití ve stávajících objektech, ve kterých by bylo navyšování plynovodní přípojky nákladné). Účinnost udávaná výrobcem těchto čerpadel je až 169 %, což je až 60% navýšení oproti kondenzačním kotlům [12]. Této účinnosti odpovídá předpokládaný topný faktor, který dosahuje hodnot kolem 1,4 až 1,5 (zbývající procenta jsou dána v závislosti na konstrukčním řešení a kondenzačním teplem plynových hořáků) [3].

Topný faktor je počítán dle bilance:

$$\varepsilon_t = \frac{Q_t}{Q_e} = \frac{Q_k + Q_a}{Q_v + Q_o + P} [-]$$

s ohledem na velikost příkonu oběhového čerpadla $P \sim 0,03Q_t$ se tato energie zanedbává a topný faktor je tedy dán vztahem [3]:

$$\varepsilon_t = \frac{Q_k + Q_a}{Q_v + Q_o} [-]$$

Případová studie – bytový dům

Na základě uvedené teorie bych rád předvedl řešení bytového domu s tepelným čerpadlem jako zdrojem tepla pro vytápění i teplou vodu. Návrh a vyhodnocení tepelného čerpadla bude probráno do různých stupňů podrobnosti. Podrobný výpočet bude proveden na konkrétním bytovém objektu, který se nachází na okraji Hlavního města Prahy. Tento objekt měl v době projekce navrženo tepelné čerpadlo, bohužel při závěrečném vyhodnocení se ukázal tento zdroj jako neekonomický. Proto bych se rád v práci zabýval tímto objektem a zjistil, zdali klasický princip návrhu tepelného čerpadla a jeho ekonomické posouzení neznevýhodnilo tento zdroj. Dále bych se rád zaměřil na problematiku tepelného čerpadla použitého v bytovém domě, kde významnou roli hraje potřeba energie na ohřev teplé vody. Právě tato potřeba je velmi specifická pro vyhodnocení tepelného čerpadla. Jedná se o téměř stálou složku potřeby energie po celý rok, je také významná svou vysokou výstupní teplotou.

1 Popis objektu

Bytový dům je samostatně stojící objekt, který má tvar krychle. Jeho půdorys je téměř čtvercový o rozměrech 18x18m se světlou výškou podlaží 2,62 m, konstrukční výška patra je 2,92 m. Objekt má celkem 5 podlaží, z nichž jsou 4 podlaží nadzemní určené k bytovým účelům a suterén je částečně zapuštěný pod zeminu a je nevytápěný. Ve sklepech se nachází místnosti určené pro skladování – sklepní kóje bytových jednotek, dále parkovací stání a technická místnost. V nadzemních podlažích jsou již bytové jednotky o velikostech 1x 1+ KK, 6x 2+KK, 5x 3+KK, 2x 4+KK. Poslední podlaží disponuje pouze dvěma největšími bytovými jednotkami a je zde oproti čtvercovému půdorysu objektu vytvořen úskok. Tento úskok vytváří v posledním podlaží terasu. Tato terasa je zastřešená pomocí vykonzolované markýzy ploché konstrukce stropu. Z výše stanovených parametrů bytových jednotek byl určen předpokládaný počet obyvatelů, který činí 41 osob. Z těchto parametrů byla stanovena potřeba teplé vody.

Konstrukční systém budovy je stěnový smíšený se železobetonovými monolitickými stropy. Tepelně technické řešení objektu navrženo v souladu s ČSN 730540–2:2011. Obvodové stěny jsou zhotoveny ve spodních patrech (1.PP + 1.NP) pomocí monolitických železobetonových stěn s kontaktním zateplovacím systémem ETICS z EPS 70 F (v podzemní a soklové části je navržen nenasákavý tepelný izolant XPS). Ostatní nadzemní patra jsou zhotovena z děrovaných tepelně izolačních tvárnic tloušťky 250 mm navržených po podlažích ze systému Supertherm



a Porotherm. Střešní konstrukce je zhotovena jako plochá střecha jednoplášťová s klasickým pořadím vrstev s tepelným izolantem z polystyrénových desek, které zároveň tvoří spádovou vrstvu.

Pro zajištění denního osvětlení a přirozeného větrání aerací jsou navrženy okenní otvory, které mají tepelně izolační zasklení zhotovené z izolačních trojskel se součinitelem prostupu tepla celou konstrukcí $U_w = 0,8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Podrobný rozpis jednotlivých konstrukcí s jejich tepelně technickými parametry je součástí přílohy č. 1.

Z hlediska provozu je objekt rozdělen na nevytápěný suterén, temperovaný prostor vnitřní domovní chodby a vytápěné místnosti bytových jednotek. V bytových jednotkách se nachází místnosti, které jsou nepřímo vytápěny – WC, komory a některé bytové chodby.

Objekt je vybaven rozvodem pitné vody. Hlavní rozvody vody jsou vedeny obdobně jako rozvody vytápění, tj. spodní ležatý rozvod pod stropní konstrukcí v podzemním podlaží a následně stoupací potrubí v instalačních šachtách a přípojovací část trasy k výtokovým armaturám je řešena pomocí instalačních předstěn.

V objektu je zajištěna příprava teplé vody centrálním zdrojem tepla. Ten je umístěn v technické místnosti, ve které jsou umístěny také dva zásobníky teplé vody o celkovém objemu 1200 litrů.

Rozvody teplé vody jsou vedeny souběžně s pitnou studenou vodou a hlavní rozvod je doplněn ještě cirkulačním potrubím teplé vody.

Objekt je napojen na veřejný kanalizační řad, za pomoci gravitačního odpadního systému.

Odvod dešťové vody z plochých střech je řešen střešními vpustěmi, které odvádějí dešťovou vodu pomocí samostatných vnitřních svodů a ležatého rozvodu pod stropní konstrukcí 1.NP do oddílné kanalizace – dešťové.

Bytové spotřebiče, osvětlení a uživatelská elektrická energie jsou zajištěny dodávkou elektrické energie z veřejné sítě.

Chlazení v objektu není navrženo a větrání objektu je za pomoci přirozeného větrání s nuceným odtahem vzduchu v místnostech sociálního zařízení (koupelna, WC, kuchyně).



2 Technický návrh otopné soustavy

V rámci analýzy objektu využívající jako zdroj nízko potencionální energii z tepelného čerpadla byl proveden návrh vhodného otopného systému do bytového domu. Podrobný výpočet a návrh otopné soustavy je v příloze č. 2.

V teoretické části byla zmíněna problematika topných faktorů a výkonů tepelných čerpadel závisející na výstupní teplotě ze zdroje (teplota kondenzátoru). Z tohoto důvodu byl zvolen návrh otopné soustavy v závislosti v ekonomickém a technicky rozumném řešení. Pro tepelná čerpadla jsou vhodné ze zmíněných důvodů nízké teploty na kondenzátoru. Tomuto požadavku je možné vyhovět při využívání velkoplošného vytápění v podobě sálavých ploch – podlahové, stropní, stěnové. Tento typ vytápění není vhodný pro objekt bytové výstavby. Jedná se zejména o nemožnost flexibility rozvržení nábytku vzhledem k podlahovým plochám jednotlivých bytů. Z těchto důvodů byl zvolen způsob otopného systému s využitím otopných těles. Tyto tělesa jsou navržena na teplotní spád 55/45°C. Tento spád byl vyhodnocen v závislosti na velikosti otopných ploch a zvolenému zdroji tepla jako nejvhodnější.

Otopná soustava je navržena s nuceným oběhem topné vody k otopným plochám. Potrubní vedení je zajištěno pomocí horizontálního rozvodu pro každou bytovou jednotku, horizontální rozvod je napojen na stoupací potrubí umístěné v instalačních šachtách jednotlivých bytů. V těchto šachtách je zajištěno měření tepelné energie pro dané bytové jednotky s možností dálkového odečtu. Rozvod po bytové jednotce je veden v konstrukci podlahy a je řešen jako větvený systém k jednotlivým otopným tělesům. Propojení stoupacího potrubí je pod stropní částí prvního nadzemního podlaží pomocí spodního rozvodu. Spodní rozvod začíná v technické místnosti, ve které je umístěn zdroj topné vody, a končí poslední stoupací větví. Kompenzace teplotní roztažnosti potrubí je vyřešena trasováním rozvodů a jejich kotvením.

Základní parametry:

Rozvod:	Dvoutrubkový protiproudý rozvod
Teplotní spád:	55/45 °C
Vedení:	Stoupací šachty / podlaha / rozvod v suterénu pod stropem
Materiál:	Měděné potrubí
Spojování:	Potrubí bude spojováno pájením, alt. lisováním Tělesa/armatury budou připojena pomocí šroubení
Izolace:	Mirelon / tloušťka dle umístění potrubí $\lambda \leq 0,040 \text{ W/m. K}$



	<p>V podlahách (kční. hledisko tl. 13 mm) tloušťka tepelné izolace volí podle vnějšího průměru potrubí nejbližšího vnějšímu průměru potrubí řady DN</p> <p>Minerální vlákna s hliníkovou fólií / tloušťka dle potrubí</p> <p>Pro rozvody umístěné v technické místnosti</p> <p>Pro rozvody vedené v přízemním podlaží</p> <p>Dle vyhlášky č. 193/ 2007 Sb.</p>
Regulace teplot:	Termostatické hlavice těles/ ekvitermní kvalitativní regulace
Odvzdušnění:	Odvzdušňovací ventily na akumulčních nádržích. Odvzdušňovací ventily na spodním rozvodu z kotelny. Odvzdušnění na otopných tělesech.
Vypouštění:	Prováděno pomocí vypouštěcí armatury v technické místnosti. Spodní rozvod potrubí bude veden v min. spádu 0,3 %. Každé stoupací potrubí bude uzavíratelné a vypustitelné.

Otopné plochy jsou navrženy z hlediska rovnoměrného rozložení teploty v místnosti a zajištění dostatečného tepelného komfortu v nich. Jsou použity 3 základní typy otopných těles. Převážně se jedná o desková otopná tělesa Korado Radik VK, pod vysoké okenní otvory jsou navrženy stojaté konvektory Korado Koraline LVX s ventilátorem, v koupelnách trubkové otopné žebříky Korado Koralux Linear Max KLM. Výpis a umístění jednotlivých těles je na zobrazen v projektové dokumentaci otopné soustavy, stejně jako jednotlivé přípojovací šroubení (společně s nastavením), regulací a uchycení jednotlivých těles.

3 Dynamická simulace objektu

Pro vyhodnocování a porovnávání jednotlivých tepelných čerpadel závislých na venkovní teplotě vzduchu je zapotřebí určit množství energie potřebné pro provoz objektu ve větší podrobnosti, než je pouze získání roční potřeby energie. Míra podrobnosti je daná závislostí výkonových parametrů tepelných čerpadel na podmínkách okolí. Dostatečné podrobnosti je možné dosáhnout dynamickou simulací. Výhodou dynamické simulace je využívání naměřených klimatických dat v lokalitě budovy a určení rozvrhu budovy tak, aby model odpovídal co nejbližšímu chování skutečné budovy. Výsledkem je možnost získání potřebných dat pro jednotlivé potřeby s odpovídající podrobností. Z těchto důvodů byla vytvořena dynamická simulace sledovaného bytového domu. Simulace byla vytvořena v programu Desing Builder a pro tepelná čerpadla vyhodnocena v podrobnosti hodinového kroku.

3.1 Podklady k simulaci

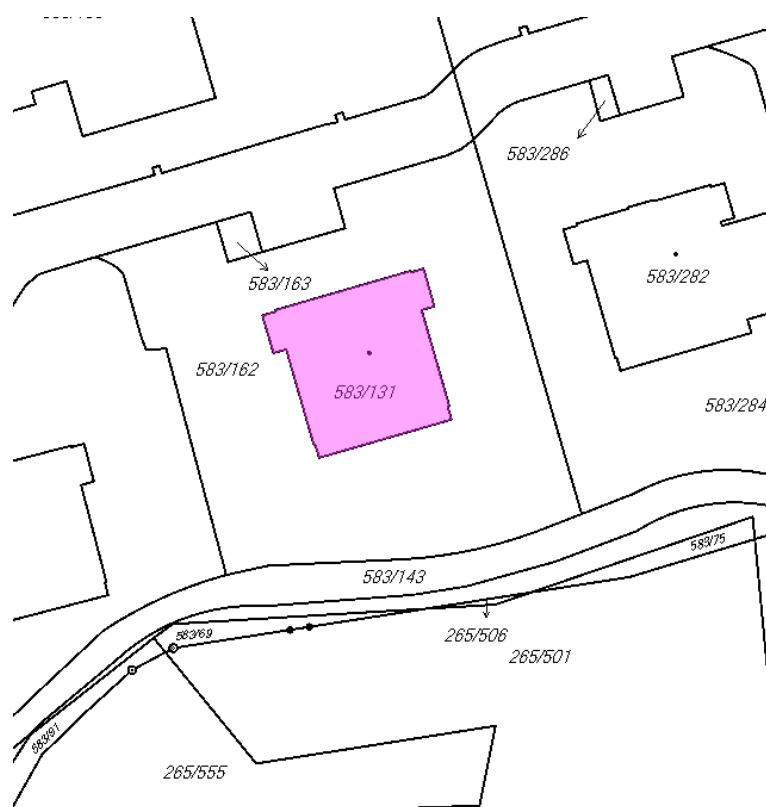
3.1.1 Klimatická data

Objekt se nachází v městské části obce Praha – Háje. Z dostupných klimatických dat nacházejících se v databázi programu Design Builder byla data specifikována pro lokalitu – Czech Republic, Praha – Kbely. Klimatická data odpovídají zeměpisné šířce $50,10^\circ$, zeměpisné délce $14,28^\circ$ z meteorologické stanice s IČ.: 115180.

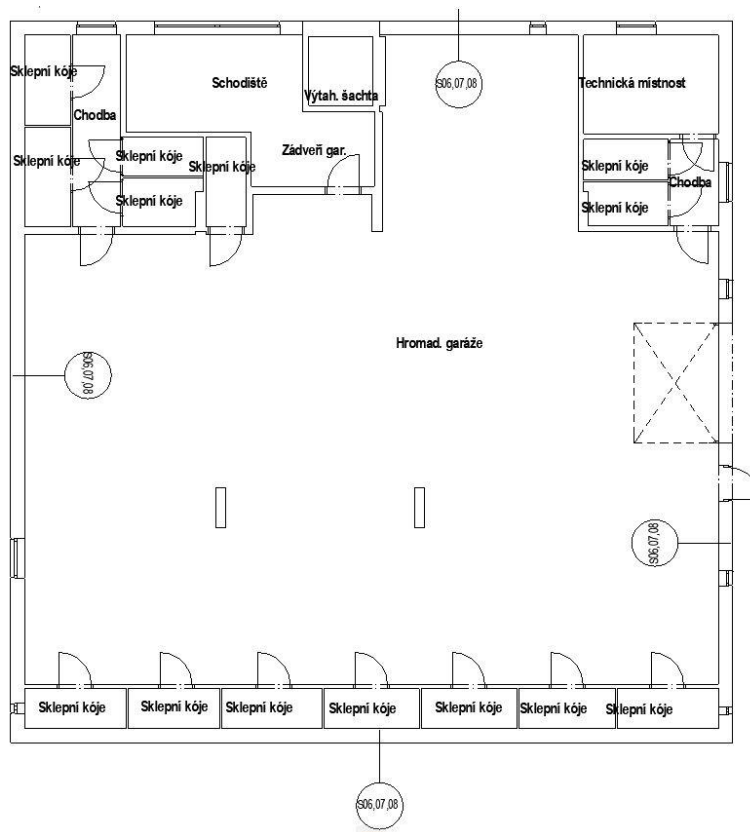
3.1.2 Popis technických zařízení, systémů a budovy

Popis samotného objektu je uveden v samostatné kapitole 1. Otopná soustava objektu odpovídá návrhu otopné soustavy provedeného v kapitole 2.

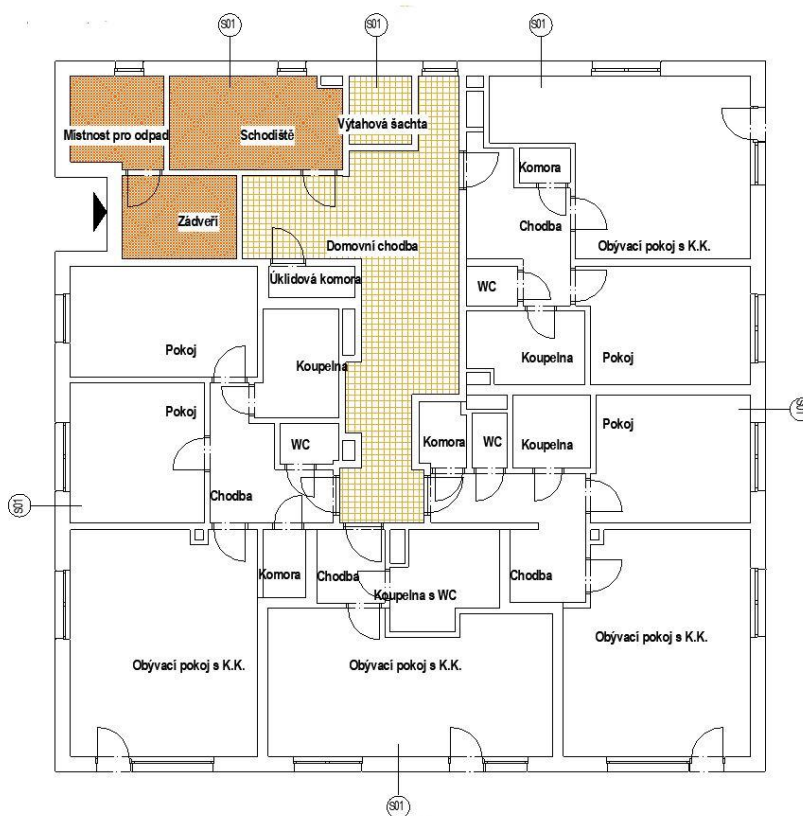
3.1.3 Situační plán a půdorysy budovy



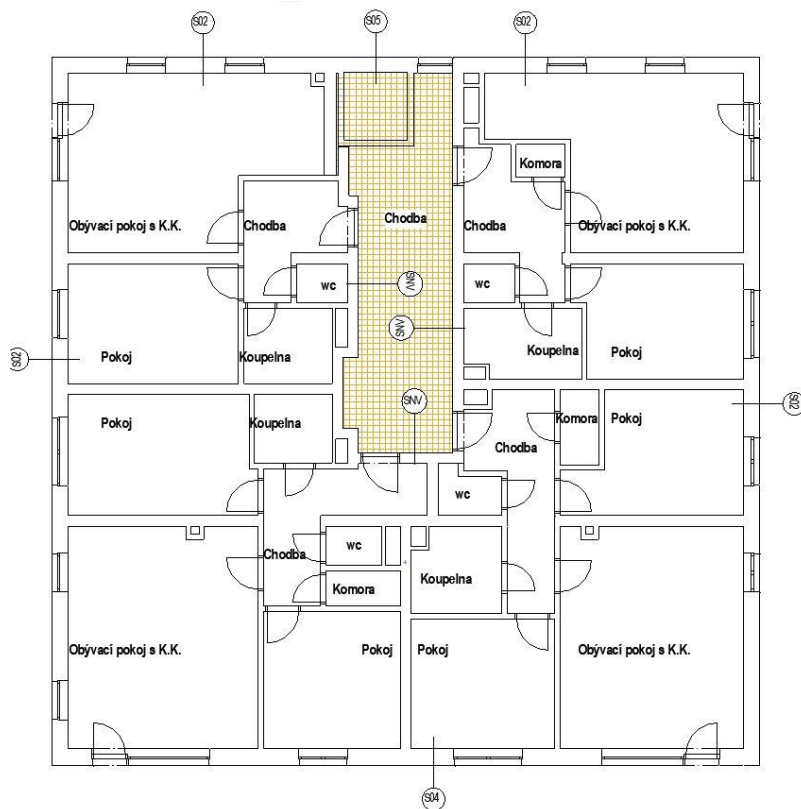
Obr. 15 - Situační plán budovy, katastrální mapa [13]



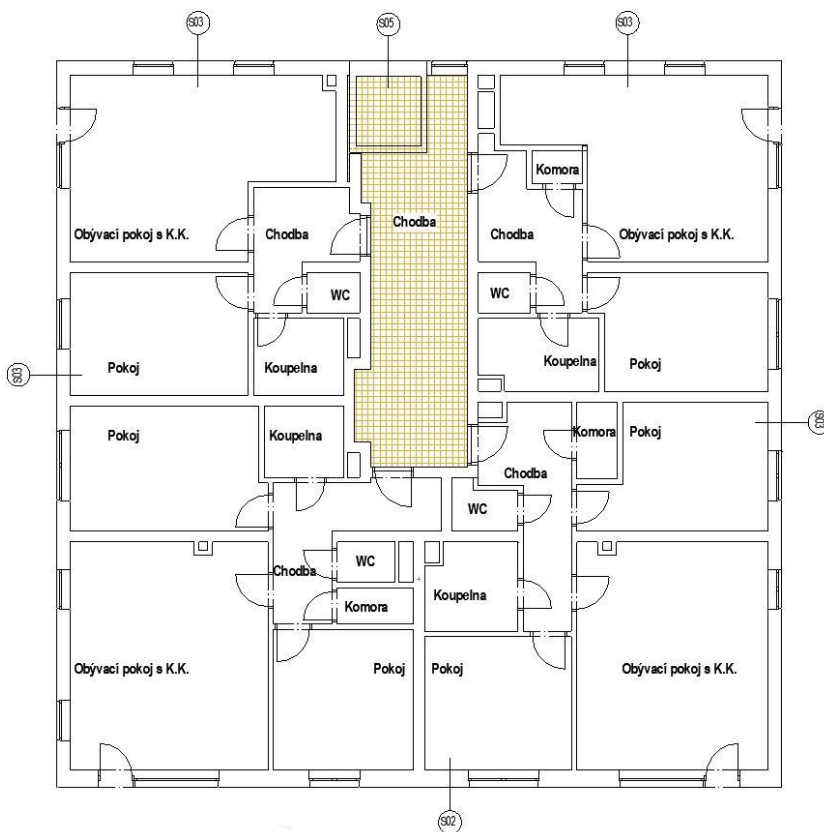
Obr. 16 - Půdorys 1.PP



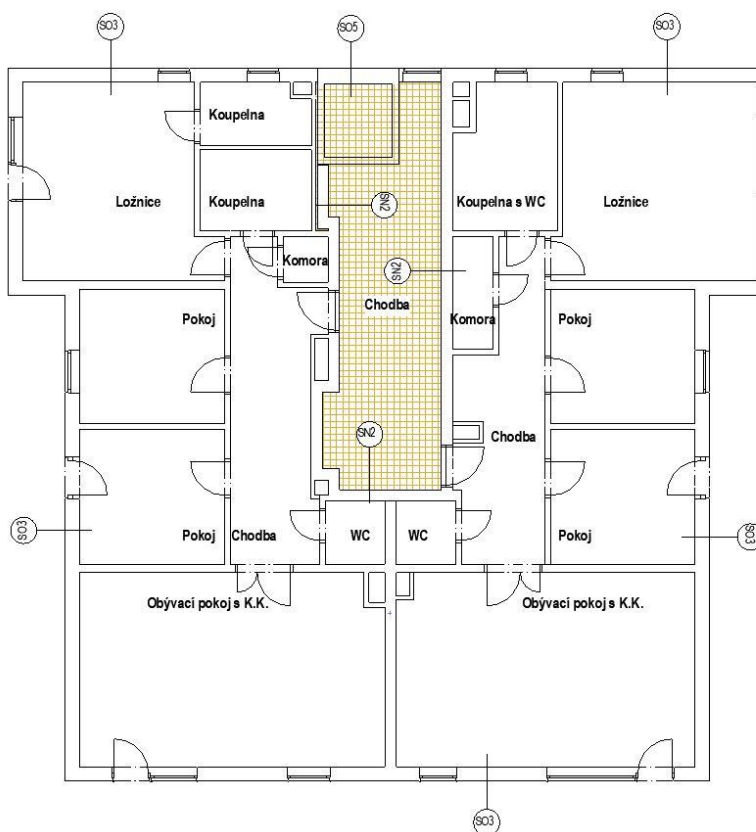
Obr. 17 - Půdorys se znázorněním zónování 1.NP



Obr. 18 - Půdorys se znázorněním zónování 2.NP



Obr. 19 - Půdorys se znázorněním zónování 3.NP



Obr. 20 - Půdorys se znázorněním zónování 4.NP

3.2 Tvorba modelu

Model budovy byl vytvořen pomocí také programu Design Builder. Tvorba obálky budovy v modelovém prostředí vznikla za pomoci DWG souborů půdorysů jednotlivých pater. Ve výše uvedených půdorysech jsou označeny použité skladby – výpis skladeb konstrukcí je uveden v textu níže.

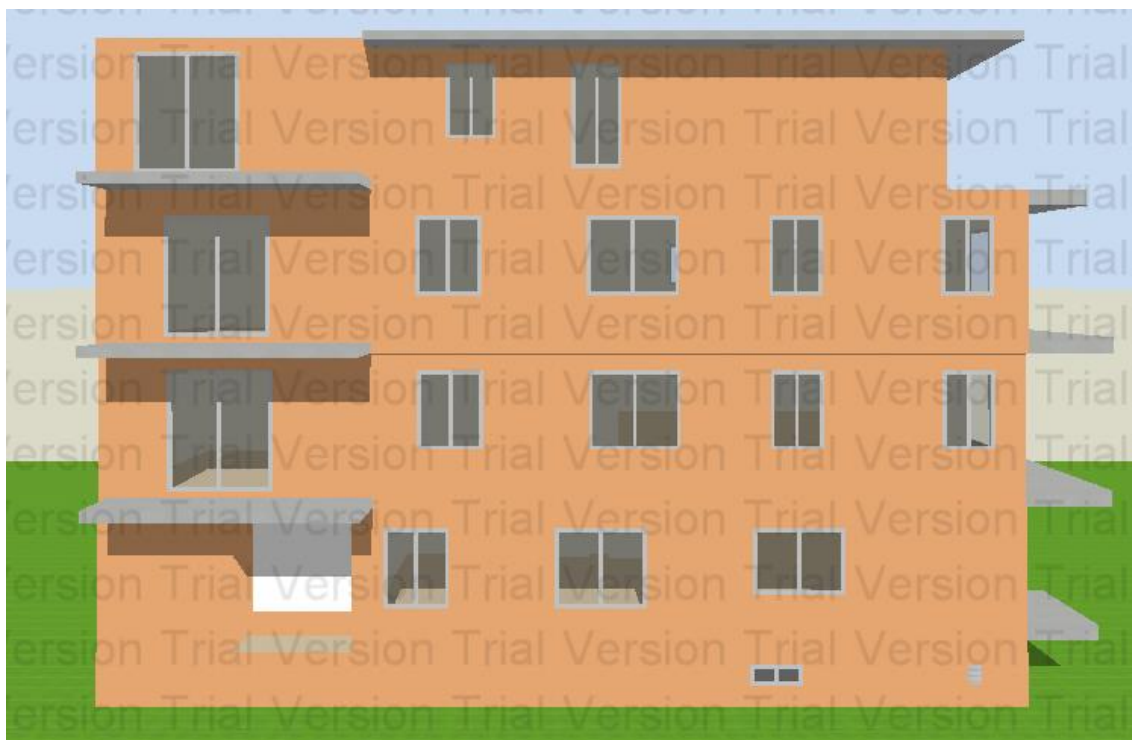
Objekt je částečně zapuštěný do terénu, proto bylo potřeba modelovat dvojí rovinu terénu s využitím pomocných bloků. Bloky zeminy jsou nastaveny jako adiabatické hranice se vzdáleností 20 m od hranice objektu, aby již nebyl ovlivňován transport tepla z objektu.

Model budovy je rozdělen po jednotlivých podlažích – 0.PP, 1.NP, 2.NP, 3.NP, 4.NP. Ve sklepních prostorech se nachází nevytápěná zóna se svým samostatným profilem užívání. V 1.NP se nacházejí 3 zóny. První z nich je nevytápěné zádveří a místnosti pro provoz budovy, dále druhá zóna – temperované chodby na 16°C a třetí zónu tvoří obytné místnosti s vnitřní návrhovou teplotou vzduchu 22°C. Zóny temperovaných chodeb a obytných místností jsou dále použity i v ostatních podlažích budovy (viz. šrafované části půdorysů).

Budova má definované pevné stínící prvky, které byly modelovány jako samostatný blok tvořící adiabatickou zónu. Zadané rozměry odpovídají rozměrům z projektové dokumentace.



Obr. 21 - Axonometrie budovy z modelu dynamické simulace – jižní a západní stěny



Obr. 22 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – západní pohled



Obr. 23 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – východní pohled



Obr. 24 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – severní pohled



Obr. 25 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – jižní pohled

3.2.1 Údaje o konstrukcích budovy

Označené konstrukce ve výše uvedených půdorysech byly zadány pomocí materiálových charakteristik do programu Design Builder společně s odpovídajícími součiniteli prostupu tepla. Po zadání všech konstrukcí byly jednotlivé sklady přiřazeny daným prvkům. Podrobný rozpis skladeb s odpovídajícími tloušťkami vrstev konstrukcí je v příloze č. 1 – Sklady konstrukcí. Zde je uveden pouze výpis s výslednými hodnotami součinitele prostupu tepla.

Název konstrukce	Umístění	Součinitel prostupu tepla
Obvodové stěny SO1	1.NP	U= 0,218 W/m².K
Obvodové stěny SO2	2.NP + 3.NP	U= 0,239 W/m².K
Obvodové stěny SO3	3.NP + 4.NP	U= 0,250 W/m².K
Obvodové stěny SO4	2.NP	U= 0,236 W/m².K
Obvodové stěny SO5	CHODBY 2. – 4.NP	U= 0,198 W/m².K
Obvodové stěny SO6	1.PP nad terénem	U= 0,442 W/m².K
Obvodové stěny SO7	1.PP pod terénem (do hloubky 1 m)	U= 0,350 W/m².K
Obvodové stěny SO8	1.PP pod terénem (od hloubky 1 m)	U= 0,603 W/m².K



Podlaha nad garáží	strop nad nevytápěným suterénem	U=	0,235	W/m².K
Podlaha	mezi běžnými patry	U=	0,557	W/m².K
Podlaha na terénu	nevytápěných prostor	U=	0,564	W/m².K
Střecha plochá		U=	0,218	W/m².K
Střecha plochá	/podlaha terasy	U=	0,160	W/m².K
Okna a dveře				izolační trojsklo
		$U_w =$	0,8	W/m ² K
		$g =$	0,55	-
	procento zasklení		0,7	
	plastový rám UPVC šířky		0,08	m

Tab. 3 - Přehled tepelně technický hodnot obálky budovy



3.3 Profily užívání objektu

Jak bylo výše zmíněno v objektu se nacházejí tři zóny užívání. Pro každý prostor rozdílného účelu je sestaven samostatný profily užívání. Každý profil je specifický z hlediska osvětlenosti, vytápění, obsazenosti, teplé vody a tepelného komfortu.

3.3.1 Obytné prostory

První zónou a profilem užívání jsou prostory obytné. Tyto prostory v objektu převažují a oproti ostatním zónám v objektu jsou specifické především svým využitím, obsazeností a technologiemi.

Hodnota	Podklad pro určení hodnoty	Nastavení
Obsazenost	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	31 m ² /os.
Všechny zisky	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	2+3=5 W/m ²
Vybavení – PC		3 W/m ²
Rozvrh používání PC		16–22 h
Pracovní profil		0–24 h
Metabolické teplo	Stání/ relaxace	
Zastoupení osob	Děti, ženy, muž (1x;1x;1x)	0,87 -
Umělé svícení		6–22 h
Příprava teplé vody	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	35 l/ (os. den)
Osvětlenost v zóně	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	200 lux
Světelná hustota		0,5 W/m ²
Profil osvětlení	v pracovní den nastaveno (dle denního světla)	6–22
	o víkendy nastaveno (dle denního světla)	6–22
Nastavený bod vytápění	Teplota vzduchu	22 °C
Přirozené větrání	Nastaveno dle obsazenosti	0,5 1/h
HVAC	Vytápění otopnými plochami, zásobník TV, přirozené větrání	
Vytápění	Elektřina ze sítě – TČ	

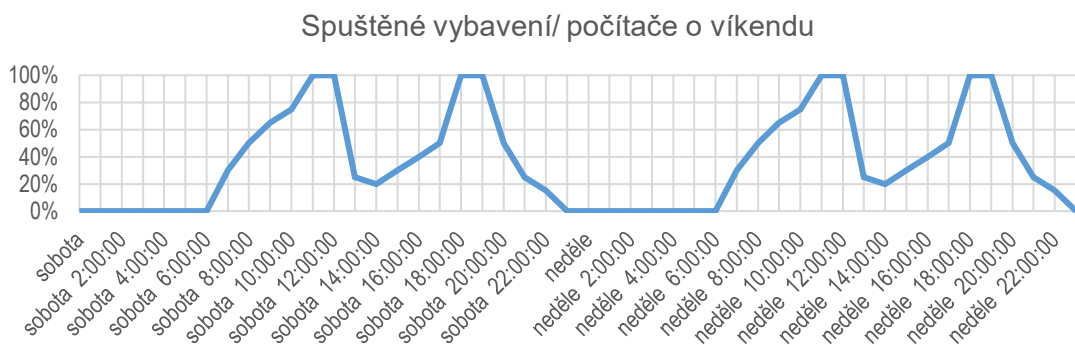
Tab. 4 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání obytných prostor objektu



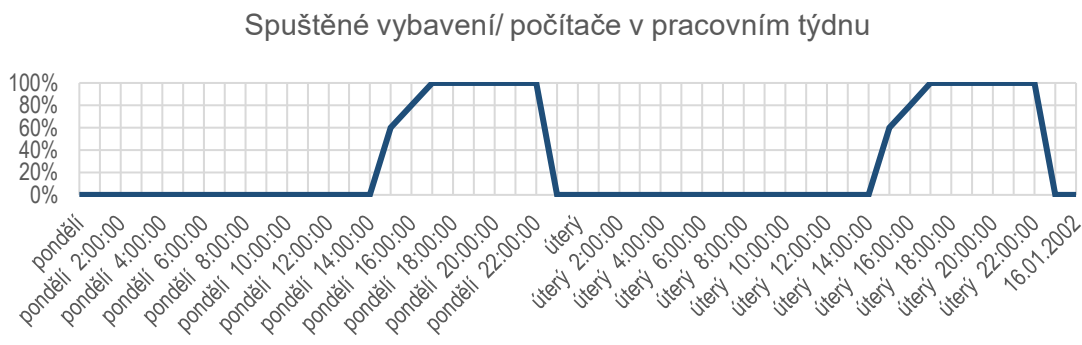
Graf 1 - Obsazenost obytné zóny o víkendu



Graf 2 - Obsazenost obytné zóny v pracovním týdnu



Graf 3 - Profil spuštěných spotřebičů obytné zóny o víkendu



Graf 4 - Profil spuštěných spotřebičů obytné zóny v pracovním týdnu

3.3.2 Společné prostory – temperované chodby

Druhou zónou v objektu jsou prostory využívané jako chodby a temperované prostory uvnitř budovy. V půdorysech je tato zóna zobrazena žlutou sítí.

Hodnota	Podklad pro určení hodnoty	Nastavení
Obsazenost	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	0 m ² /os.
Všechny zisky	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	0 W/m ²
Vybavení		0 W/m ²
Pracovní profil		0–24 h
Metabolické teplo	Stání/ relaxace	
Zastoupení osob	Děti, ženy, muž (1x;1x;1x)	0,87 -
Umělé svícení		0–24 h
Příprava teplé vody	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	0 l/ (os. den)
Osvětlenost v zóně	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	50 lux
Světelná hustota		0,1 W/m ²
Nastavený bod vytápění	Teplota vzduchu	16 °C
Přirozené větrání	Nastaveno na trvalé větrání	0,1 1/h
HVAC	Vytápění otopnými plochami, přirozené větrání	
Vytápění	Elektřina ze sítě – TČ	

Tab. 5 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání temperovaných prostor (chodby) objektu

3.3.3 Nevytápěné prostory – garáže

Třetí zónou v budově jsou nevytápěné prostory, které se nacházejí v přízemí objektu – prostory sklepních kójí a garáží. Dále v prvním nadzemním patře se jedná o prostor vstupu, schodiště do garáží a místnosti pro odpad. Tato zóna je v půdorysech zobrazena oranžovou barvou.

Hodnota	Podklad pro určení hodnoty	Nastavení
Obsazenost	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	0 m ² /os.
Všechny zisky	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	0 W/m ²
Vybavení		0 W/m ²
Pracovní profil		0–24 h
Metabolické teplo	Stání/ relaxace	
Zastoupení osob	Děti, ženy, muž (1x;1x;1x)	0,87 -
Umělé svícení		4–24 h

Příprava teplé vody	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331.	0 l/ (os. den)
Osvětlenost v zóně	EN 882; EN ISO 13790; TNI 730331	50 lux
Světelná hustota		0,98 W/m ²
HVAC	Nastaveno na trvalé větrání, NEVYTÁPĚNO	0,1 1/h
	pro garáže je udržována hodnota větrání	1,0 1/h

Tab. 6 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání nevytápěných prostorů objektu

3.4 Výstupní data z dynamické simulace

Po spuštění simulace byly zkontrolovány výsledky, jestli dané obsazenosti a profily užívání souhlasí v jednotlivých zónách objektu se zadáním. Následně byla exportována data z dynamické simulace a esteticky upravena pro požadovaný výstup. Tato data jsou součástí přílohy č.2 výstupu tohoto dokumentu.

Jedná se o data:

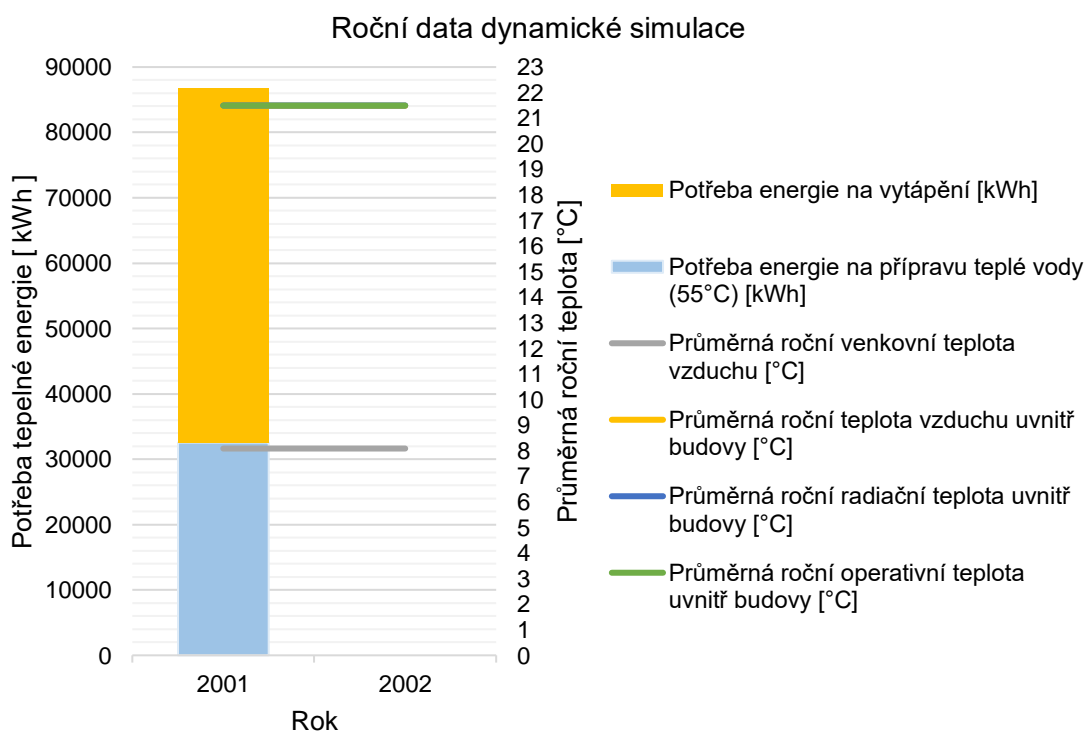
Hodinová/denní/měsíční/roční data dynamické simulace

Průběh venkovních teplot vzduchu

Průběh potřeby tepla na vytápění objektu

Průběh potřeby energie pro ohřev TV

(informativní výsledky: průměrné teploty v budově)



Graf 5 - Výsledné potřeby energie z dynamické simulace pro budovu v intervalu jednoho roku

4 Návrhové přístupy pro tepelná čerpadla

4.1 Návrh zdroje a výpočet potřeby tepla dle ČSN EN 12 831

V projektové dokumentaci jsou pro návrh otopné soustavy vypočítány tepelné ztráty objektu podle ČSN EN 12 831. Celková vypočtená tepelná ztráta objektu činí 44 302 W. V projektové dokumentaci byla také stanovena odběrová křivka teplé vody pro bytový dům sestavená podle ČSN 06 0320. Křivka byla sestavena podle počtu osob v objektu, kterých je podle dispozičního řešení bytů odhadováno na 41. Měrná potřeba teplé vody pro návrhu zásobníku byla stanovena podle normové hodnoty pro bytové domy 82 l / (os. den) a 40 l / (os. den) pro výpočet bilance teplé vody.

4.1.1 Výpočet výkonu

Výkon potřebný na vytápění:

$$Q_c = Q_{VYT,h} + Q_{VET,h} = 44302 \text{ W}$$

Návrh zásobníku pro přípravu teplé vody:

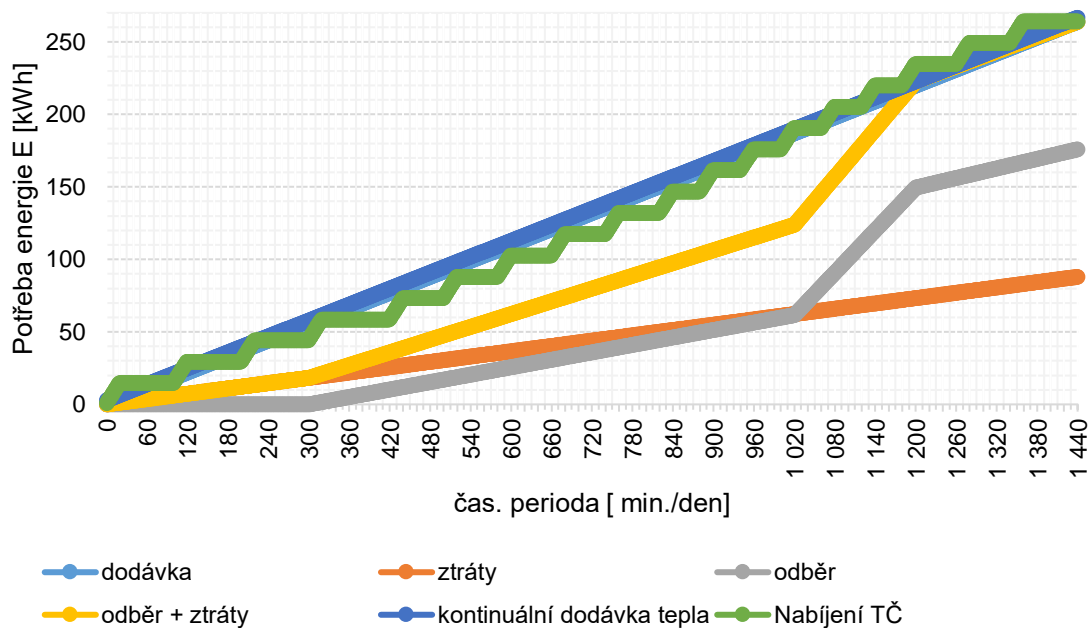
Teoretické teplo pro ohřátí množství V_{2p}

$$E_{2,t} = V_{2,p} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) = (0,082 \cdot 41) \cdot 1,163 \cdot 1000 \cdot (55 - 10) = 175,95 \text{ kWh/den}$$

V_{2p}	Potřeba TV za časovou periodu	3,362	m ³ /den
c	měrná tepelná kapacita vody	1,163	Wh/ (kg. K)
t_1	teplota studené vody	10	°C
t_2	teplota teplé vody	55	°C
ρ	hustota vody	1000	kg/m ³

Přirážka na ztrátu tepla dopravou a při ohřevu je $z = 50 \% = 0,5$, tedy:

$$E_{2,z} = E_{2,t} \cdot 0,5 = 175,95 \cdot 0,5 = 87,975 \text{ kWh/den}$$

Křivka odběru a dodávka tepla přípravy teplé vody podle
ČSN 060320

Pro dimenzi zásobníku teplé vody je uvažováno, že výkon tepelného čerpadla na pokrytí tepelné ztráty tj. 44,3 kW se přepne do režimu ohřevu zásobníku teplé vody v plném výkonu v intervalu 20 min. Tento interval byl zvolen z hlediska charakteristiky objektu, a jeho tepelné akumulace a použití akumulčních zásobníků na topnou vodu.

Návrh velikosti zásobníku teplé vody:

$$V_z = \frac{\Delta E_{\max}}{c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{66,91}{1,163 \cdot 1000 \cdot (55 - 10)} = 1,279 \text{ m}^3$$

ΔE_{\max} Potřeba naakumulované energie teplé vody 66,91 kWh
(maximální rozdíl odběru a dodávky v čase 1020 min)

Volba zásobníku o velikosti 1200 litrů (2x 600 litrů).

Zásobník teplé vody je zvolen nižší než požadovaná velikost zásobníku, rozdíl v objemu činí 79 litrů. Tento rozdíl je zanedbatelný v porovnání s nejistotou odběru chování reálného objektu a modelu odběru podle ČSN 060320. Lze předpokládat, že tento rozdíl nebude bránit v provozu objektu a zhoršení komfortu bydlení.

Výkon potřebný na přípravu teplé vody:

$$Q_{TV,h} = \frac{V_{zn} \cdot y \cdot \rho \cdot c \cdot X_p}{\tau_a} = \frac{1,2 \cdot 0,94 \cdot 4175 \cdot 994 \cdot 10}{1200} = 39\,010 \text{ W} = 39,0 \text{ kW}$$

V_{zn}	Objem navrženého zásobníku	1,2	m ³
y	korekční faktor odběru tepla ze zásobníku TV pro vertikální zásobník	0,94	
X_p	spínací diference pro ohřev TV	10	K
ρ	hustota vody pro střední teplotu 32,5 °C	994	kg/m ³
c	měrná tepelná kapacita vody 32,5 °C	4175	J/(kg·K)
τ_a	doba potřebná pro nabití – 20 minut	1200	s

Výpočet potřebného výkonu tedy odpovídá maximální hodnotě stanovené:

$$Q_{PRIP,1} = A \cdot Q_{VYT,h} + B \cdot Q_{VET,h} + C \cdot Q_{TV,h} = 0 \cdot 44,3 + 1 \cdot 39,0 = 39,0 \text{ kW}$$

A	koeficient současnosti tep. ztráty prostupem	0
B	koeficient současnosti tep. ztráty větráním	0
C	koeficient současnosti přípravy teplé vody	1

Koeficienty A, B pro návrh zdroje součinného na vytápění a přípravu teplé vody jsou voleny 0 z důvodu přepnutí celého výkonu zdroje do jednoho ze systémů. Nabíjení zásobníku teplé vody je vždy pouze v krátkém intervalu a zároveň je zde zohledněna akumulace tepla těžké konstrukce budovy a použití akumulčních nádrží pro zdroj tepla.

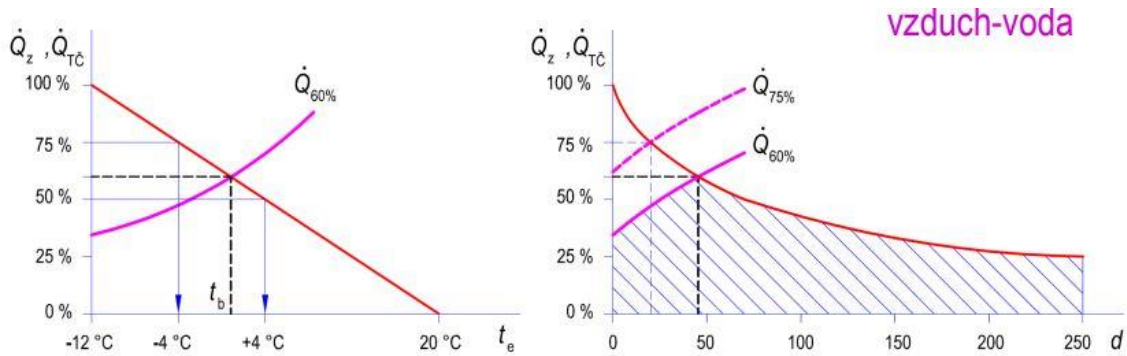
$$Q_{PRIP,2} = Q_c = 44,3 \text{ kW}$$

Podle výpočtového postupu výše uvedené normy by zdroj měl mít výkon alespoň 44,3 kW.

4.1.2 Návrh tepelného čerpadla dle projekční praxe

Volba výkonu tepelného čerpadla se v projekční praxi nejčastěji provádí na návrh 70 % potřebného výkonu objektu. V našem případě se jedná o návrh zdroje odpovídajícího alespoň $0,7 \cdot 44,3 = 31,01 \text{ kW}$. Pro tuto případovou studii a ukázkou rozdílnosti vyhodnocujících metod je zvolena za zdroj energie kaskáda dvou tepelných čerpadel od společnosti Stiebel – Eltron. Konkrétně navrhuji 2x TČ Stiebel – Eltron WPL 34, která odpovídají při kaskádovém zapojení a výpočtové teplotě -13 °C výkonu okolo 30 kW, tj. přibližně 70 % vypočtené tepelné ztráty objektu.

Při volbě zdroje pokrývajícího tepelnou ztrátu 70 % a využití tepelného čerpadla závislého na venkovních podmínkách (vzduch – voda), bude roční potřeba energie krytá tepelným čerpadlem z 92 % [14].



Obr. 26 - Závislost výkonu tepelného čerpadla na pokrytí roční potřeby energie [14]

4.1.3 Tepelná roční bilance

Z výše vypsanych hodnot je poté pomocí denostupňové metody vypočtena tepelná roční bilance.

Výpočet roční potřeby tepla na přípravu teplé vody

$$Q_{TV,r} = Q_{TV,d} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{TV,d} \cdot \frac{55-t_{svl}}{55-t_{svz}} \cdot (N-d) = 128,75 \cdot 225 + 0,8 \cdot 128,75 \cdot \frac{55-15}{55-7} \cdot (365-225) =$$

$$Q_{TV,r} = 40983,54 \text{ kWh/rok}$$

$Q_{TV,d}$	denní potřeba energie na přípravu TV	128,75	kWh/den
d	počet dní za rok s teplotou <math> < 13 \text{ }^\circ\text{C}</math> (Praha)	225	dní
0,8	součinitel zohledňující snížení potřeby TV v létě		
t_{svl}	teplota studené vody v létě	15	$^\circ\text{C}$
t_{svz}	teplota studené vody v zimě	7	$^\circ\text{C}$
N	počet pracovních dní soustavy v roce	365	dní

Teoretické teplo pro ohřátí množství V_{2p}

$$E_{2,t} = V_{2,p} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) = (0,040 \cdot 41) \cdot 1,163 \cdot 1000 \cdot (55 - 10) = 85,83 \text{ kWh/den}$$

V_{2p}	Potřeba TV za časovou periodu	1,64	m^3/den
c	měrná tepelná kapacita vody	1,163	$\text{Wh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
t_1	teplota studené vody	10	$^\circ\text{C}$
t_2	teplota teplé vody	55	$^\circ\text{C}$
ρ	hustota vody	1000	kg/m^3

Přirážka na ztrátu tepla dopravou a při ohřevu je $z = 50 \% = 0,5$, tedy:

$$E_{2,z} = E_{2,t} \cdot 0,5 = 85,83 \cdot 0,5 = 42,92 \text{ kWh/den}$$

Denní potřeba energie na přípravu teplé vody

$$Q_{TV,d} = E_{2,t} + E_{2,z} = 85,83 + 42,92 = 128,75 \text{ kWh/den}$$



Výpočet roční potřeby tepla na vytápění

$$Q_{VYT,r} = 24 \cdot Q_c \cdot \varepsilon \cdot \frac{D}{t_{i,s} - t_e} = 24 \cdot 44302 \cdot 0,805 \cdot \frac{3330}{20 - (-13)} = 86397,803 \text{ kWh/rok}$$

Q_c	tepelná ztráta objektu	44302	W
$t_{i,s}$	průměrná vnitřní výpočtová teplota	20	°C
t_e	vnější výpočtová teplota	-13	°C
D	počet denostupňů	3330	K. den
	$D = (t_{i,s} - t_{e,s}) \cdot d$		
$t_{i,s}$	průměrná teplota v budově	19,1	°C
$t_{e,s}$	prům. vnější teplota v otop. období (Praha)	4,3	°C
d	počet denostupňů	225	K. den
ε	opravný součinitel snížení teplota, TZ infiltrací zkrácení doby na vytápění, nesoučasnosti		
	$\varepsilon = \varepsilon_i \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_d / (\eta_0 \cdot \eta_r) =$	0,805	-
ε_i	nesoučasnost tep. ztráty infiltrací a prostupem	0,85	-
ε_t	snížení teploty v místnosti během dne, resp. noci	0,9	-
ε_d	zkrácení doby na vytápění u objektů s přestávkami (pro BD)	1,0	-
η_0	účinnost obsluhy, resp. možností regulace soustavy	1,0	-
η_r	účinnost rozvodů vytápění	0,95	-

Výpočet roční potřeby tepla pro bytový objekt

$$Q_r = Q_{VYT,r} + Q_{TV,r} = 86397,803 + 40983,54 = 127381,34 \frac{\text{kWh}}{\text{rok}} = 458,57 \frac{\text{GJ}}{\text{rok}}$$

Z výše uvedené bilance a návrhu tepelného čerpadla provedené běžným postupem a zvolením zdroje odpovídajícího 70 % tepelné ztráty, by roční potřeba energie krytá tepelným čerpadlem odpovídala 92 % potřeby tepla. Zbývající potřeba energie by byla doplněna bivalentním zdrojem. Potřeba energie krytá tepelným čerpadlem odpovídá

$$0,92 \cdot 127,381 = 117,190 \text{ MWh / rok}$$

Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem tepla

$$(1 - 0,92) \cdot 127,381 = 10,191 \text{ MWh / rok}$$

4.2 Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie dle TNI 730531:2014

Podle metodiky TNI 73 0531:2014 byla vypočtena potřeba energie, která má být krytá tepelným čerpadlem. Tato potřeba energie byla vypočtena na základě tepelné ztráty objektu (vycházející z předešlého výpočtového postupu), na základě vnitřní a vnější návrhové teploty a teplotního spádu otopné soustavy. Ve výpočtu potřeby je dále zohledněna přírážka na tepelné ztráty a korekční součinitel vycházející dle energetického standardu budovy (zde se jedná o běžný standard). Výpočet potřeby energie zahrnuje i výpočet potřeby energie na přípravu teplé vody, který byl proveden na základě níže uvedených vstupních údajů.

4.2.1 Výpočet potřeby energie

Q_c	tepelná ztráta objektu	44302	W
t_{is}	průměrná vnitřní výpočtová teplota	20	°C
t_e	vnější výpočtová teplota	-13	°C
t_{inp}	teplota přívodní vody	55	°C
t_{exp}	teplota vratné vody	45	°C
z	přirážka na tepelné ztráty	5	%
K	korekční součinitel (běžný STD) TNI 730302	0,75	-

Potřeba energie na přípravu teplé vody byla vypočtena podle těchto vstupních údajů:

n	počet osob	41	osob
$Q_{tv, i}$	potřeba teplé vody dle TNI 73 0331	40	l/os. den
t_{sv}	teplota studené vody	10	°C
t_{tv}	teplota teplé vody	55	°C
K	letní snížení potřeby dle TNI 73 0302	25	%
z	přirážka na tepelné ztráty dle TNI 73 0302 (centrální zásobníkový ohřev s neřízenou cirkulací)	0,3	

Celková potřeba energie pro krytí zdrojem je tedy $Q_p = 139,5$ MWh / rok

4.2.2 Návrh tepelného čerpadla

Tato metodika nestanovuje přímo návrh výkonu tepelného čerpadla. Pomocí iteračního výpočtu lze z metodiky docílit výběru ideálního zdroje tepla – tepelného čerpadla. Metodika totiž počítá s proměnnými topnými faktory a topnými výkony dle hodnot výrobců, které musí výrobce při uvádění výrobku na trh stanovit dle zkušební metodiky ČSN EN 14511.



Hodnoty odpovídající provedenímu bilančnímu výpočtu jsou pro zvolené tepelné čerpadlo WPL 34:

WQA [°C]	Topný výkon			
	35 °C	45 °C	55 °C	60 °C
-7	15,50	16,00	16,20	16,30
2	19,20	19,80	18,40	17,70
7	21,70	20,50	19,00	18,30
15	26,00	24,80	23,20	22,40

Tab. 7 - Charakteristika tepelného čerpadla STE WPL 34 – topný výkon [15]

WQA [°C]	Topný faktor			
	35 °C	45 °C	55 °C	60 °C
-7	2,80	2,40	2,10	1,90
2	3,30	2,90	2,30	2,10
7	3,90	3,20	2,60	2,40
15	4,60	3,80	3,10	2,80

Tab. 8 - Charakteristika tepelného čerpadla STE WPL 34 – topný faktor [15]

Při provedení výpočtu pro kaskádu dvou tepelných čerpadel s parametry uvedenými výše v tabulce vychází pokrytí potřeby tepla tepelným čerpadlem na 100 %. Potřeba dodaného tepla krytého záložním zdrojem vychází dle této metodiky na 0,6 MWh / rok, tato hodnota neodpovídá ani 1 % části na celkové potřebě tepla dodaného do budovy. Potřeba elektrické energie na pohon tepelného čerpadla je pomocí bilančního nástroje vypočtena na 51,366 MWh/rok, při vypočteném sezónním faktoru SPF 2,7. Počet motohodin tepelného čerpadla je stanoven výpočtem na 3615 h/rok.

4.3 Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie dle návrhového programu Stiebel Eltron

Dalším nástrojem, jak optimalizovat výběr tepelného čerpadla, je použití výpočtových programů přímo od výrobce. Stiebel – Eltron disponuje výpočtovým nástrojem v programu Excel. Pro provedení bilančního výpočtu v tomto programu jsou zapotřebí vstupní údaje o budově, které pro řešený objekt jsou:

tepelná ztráta objektu	44302	W
průměrná vnitřní výpočtová teplota	20	°C
vnější výpočtová teplota	-12	°C
volba z přednastavené nabídky – pro Prahu		
typ zvoleného tepelného čerpadla	WPL 34	
počet tepelných čerpadel	2	
výpočtová teplota topné soustavy	55	°C
teplotní spád soustavy	10	K
koeficient útlumu, doporučená hodnota	0,68	-
denní spotřeba TUV	1640	l/den
odpovídající 41 osobám v objektu s potřebou	40	l / (os.den)

Pozn.: Výhodou nástrojů pro výpočet bilancování tepelných čerpadel přímo od výrobců je, že vstupní údaje o tepelných čerpadlech jsou často součástí programu a výpočet je proveden na základě výběru konkrétního výrobku. Většina výrobců nemá často dostupná data potřebná pro provedení bilančních metod veřejně přístupná.

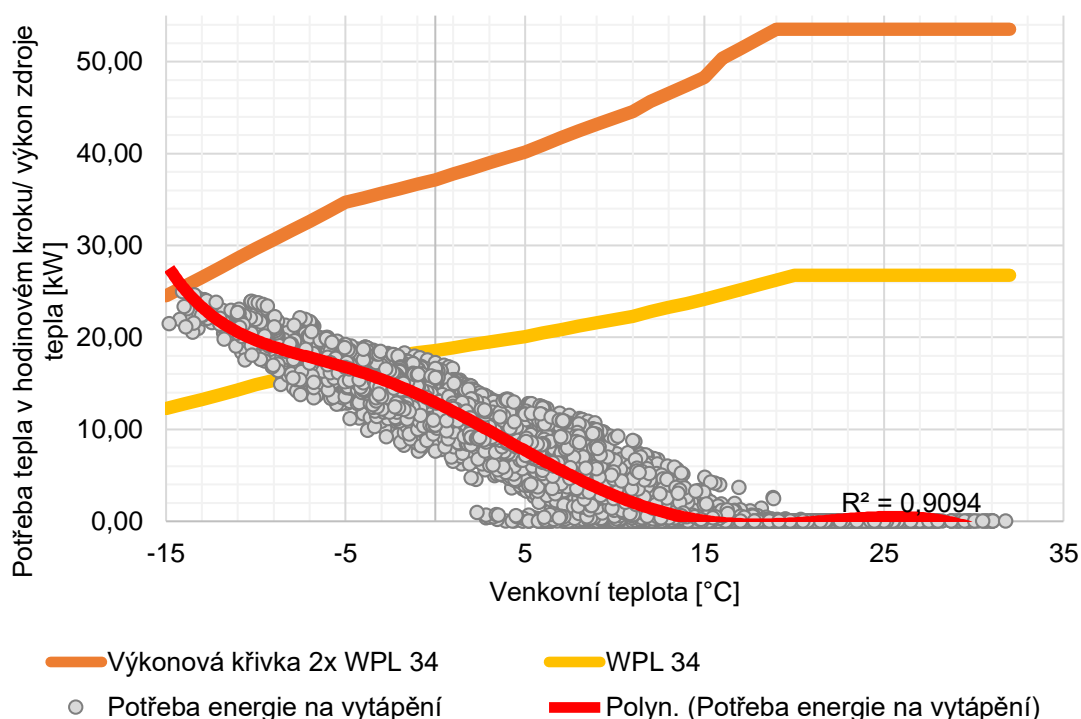
4.3.1 Tepelná roční bilance

Z výše uvedených vstupních údajů výpočtový program spočítá bilanci tepelného čerpadla pro jeho provoz.

Roční potřeba energie pro vytápění	92,658	MWh / rok
	334	GJ / rok
Roční potřeba energie pro TV	34,809	MWh / rok
	125	GJ / rok
Roční potřeba energie celkem	127,467	MWh / rok
Spotřeba kompresorů pro topení a TUV	39,070	MWh / rok
Spotřeba bivalentních zdrojů – topných přírub a vestavěného elektrokotle	7,324	MWh / rok
Spotřeba energie celkem	46,394	MWh / rok
Podíl bivalentních zdrojů	15,8	%

4.4 Vyhodnocení navrženého zdroje a výpočet potřeby energie intervalovou metodou dle výsledků dynamické simulace objektu

Jak již bylo zmíněno v předcházející kapitole, pro bytový objekt byl vytvořen model dynamická simulace. Z vytvořeného modelu bytového domu je vypočtena tepelná ztráta 40,71 kW. Tato tepelná ztráta se blíží hodnotě vypočtené v kapitole 4.1. Pro zjištění bilancí navrženého zdroje byla použita intervalová metoda na základě postupu ČSN EN 15316-4-2 s využitím hodinových dat získaných z dynamické simulace a výkonových parametrů navržených tepelných čerpadel v kapitole 4.1. Hodnoty potřeby energie na vytápění stanovené pro jednotlivé intervaly jsou zobrazeny v grafu v závislosti na venkovní teplotě. Do grafu je zobrazena také výkonová závislost navrženého zdroje tepla (Stiebel Eltron WPL 34) na venkovní teplotě. Hodnoty průběhu potřeby energie na vytápění získané z dynamické simulace nejsou lineárně závislé na venkovní teplotě. Proto je mračno bodů odpovídající dané potřebě energie v jednotlivých intervalech a venkovní teplotě proloženo křivkou. Křivka s odpovídajícím průběhem je z důvodu dosažení nejvyššího možné hodnoty spolehlivosti, zvolena polynomiální se šestým stupněm polynomu.

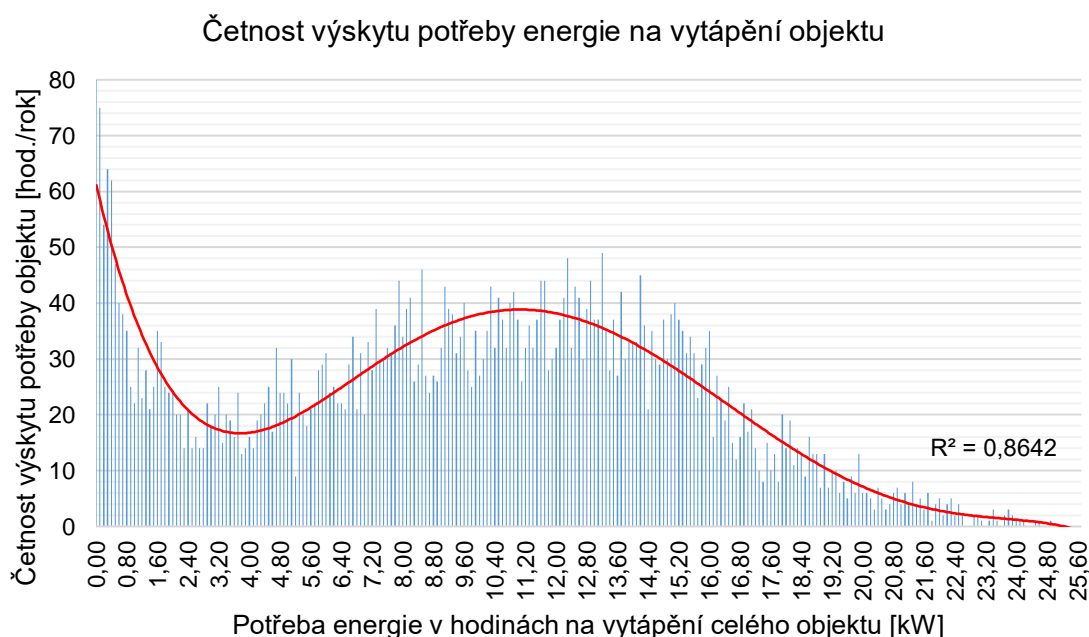


Graf 6 - Potřeba energie na vytápění odpovídající venkovní teplotě, výkon tepelného čerpadla STE WPL 34

Na výše zobrazeném grafu lze vidět vzniklý bod bivalence. Jedná se o průsečík křivky potřeby energie na vytápění a výkonu tepelného čerpadla. Od tohoto průsečíku může být potřeba energie na vytápění kryta doplňkovým zdrojem – alternativní

bivalencí, anebo může tepelné čerpadlo paralelně fungovat s doplňkovým zdrojem tepla – paralelní bivalencí. Teplota bivalentního bodu vychází pro tepelné čerpadlo WPL 34 okolo $-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ venkovního vzduchu, pro kaskádu dvou tepelných čerpadel 2x WPL 34 je pokryta celá potřeba energie objektu na vytápění (průsečík vychází sice do bodu $-14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale výskyt potřeb energie na vytápění se vyskytuje pod křivkou výkonů tepelných čerpadel). Na základě dat z dynamické simulace dokáže kaskáda 2 tepelných čerpadel STE WPL 34 pokrýt celou potřebu energie na vytápění řešeného bytového domu.

Z množiny jednotlivých bodů odpovídajících hodinové potřebě objektu na vytápění byla sestavena četnost vyskytujících se hodnot potřeb v průběhu hodnocení jednoho roku.



Graf 7 - Četnost potřeby energie na vytápění za celý rok

Výše prezentované hodnoty odpovídají potřebám energie na vytápění a potřebě energie na přípravu teplé vody ve zvoleném intervalu. Nejedná se o vyjádření hodnot dodávky zdroje energie do objektu.

Z prezentovaných grafických výstupů lze tedy ověřit správné nastavení bodu bivalence, který by měl při bivalentním provozu vycházet do teplotního rozmezí mezi $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ověření vhodnosti navrženého zdroje je možné z odečtení průsečíku (bodu bivalence) a následném vynesení odpovídajícího výkonu bodu bivalence do grafického znázornění četností vyskytujících se potřeby energie pro objekt. Pro příklad tepelného čerpadla WPL 34 odpovídá teplota bivalence okolo $-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a výkonu tepelného čerpadla zhruba 17 kW. Po vynesení hranice odpovídající tomuto výkonu

do druhého grafického výstupu „Četnosti výskytu potřeby energie na vytápění“, získáme integrací plochy pod křivkou levé části energii krytou tepelným čerpadlem a části vpravo energii potřebnou pro bivalentní zdroj (jedná-li se o alternativní bivalenci).

Pomocí intervalové metody je pak možné vypočítat množství energie dodané jednotlivými zdroji, případně, je-li to nutné, navrhovat a optimalizovat velikost akumulačních zásobníků. Jedná se ovšem o stav pouze stacionární. Dynamické chování zásobníků (zahrnutí vybíjení a nabíjení apod.) v systému je pro účel této práce a získání bilancí nepřínosné. Z bilančního výpočtu vychází model přímého propojení systému vytápění a přípravy teplé vody se zdrojem. Výsledky intervalové metody s využitím hodinových dat z dynamické simulace jsou prezentovány níže v tabulce. Hodnocení systému je provedeno na jeden kalendářní rok odpovídající 8760 intervalům. Data jsou prezentována v hodnotách intervalu odpovídajícímu jedné hodině.

Shrnutí výsledků z analýzy dat dynamické simulace objektu:

Parametr / hodnota	Tepelné čerpadlo WPL 34	Tepelná čerpadla 2x TČ WPL 34
Doba, kdy je potřeba energie objektu na vytápění rovna 0	3114 hodin / rok	3114 hodin / rok
Doba, kdy je potřeba energie objektu na přípravu teplé vody rovna 0	1460 hodin / rok	1460 hodin / rok
Doba, kdy potřeba energie na vytápění a přípravu teplé vody je rovna 0	451 hodin / rok	451 hodin / rok
Doba, kdy navržený zdroj dokáže pokrýt celkovou potřebu tepelné energie objektu	7107 hodin / rok	8296 hodin / rok
Doba, kdy navržený zdroj nedokáže pokrýt celkovou potřebu tepelné energie objektu	1202 hodin / rok	13 hodin / rok
Množství energie, které dokáže navržený zdroj pokrýt	82,47 MWh / rok	86,76 MWh / rok
Množství energie nepokryté TČ	4,31 MWh / rok	14,43 kWh / rok
Procentuální vyjádření pokrytí potřeby navrženým zdrojem	95,04 %	99,98 %
Procentuální vyjádření nepokryté potřeby navrženým zdrojem	4,96 %	0,02 %

Tab. 9 - Vyhodnocení TČ jako zdroje energie na základě dat z dynamické simulace ve dvou provedeních

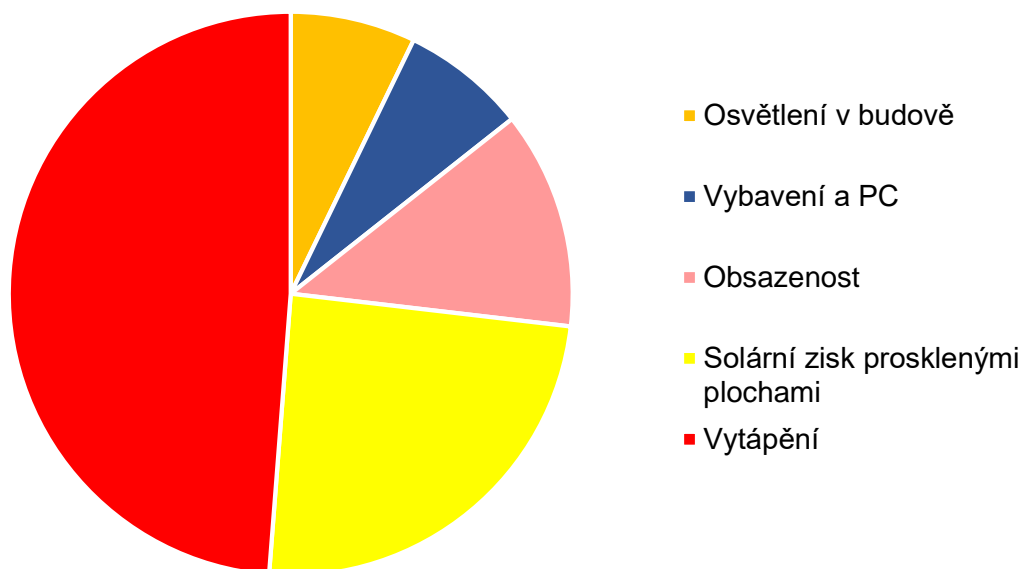
4.5 Diskuze a zhodnocení jednotlivých bilančních přístupů

Hodnoty návrhu / Návrhová metoda	ČSN EN 12 831	TNI 73 0531:2014	Firemní software Stiebel Eltron	Intervalová metoda – data z dynamické simulace objektu
Tepelná ztráta objektu [kW]	44,3	44,3	44,3	40,71
Roční potřeba energie na vytápění [MWh]	86,40	100,50	92,66	54,27
Roční potřeba energie na přípravu teplé vody [MWh]	40,98	39,00	34,81	32,51
Roční potřeba energie na vytápění a TV [MWh]	127,38	139,50	127,47	86,78
Potřeba energie dodaná tep. čerpadlem [MWh]	117,19	138,9	120,15	82,47
Potřeba energie bivalentního zdroje [MWh]	10,19	0,6	7,32	4,31
Podíl bivalentního zdroje [%]	8,0	0	5,74	4,96

Tab. 10 - Výsledná data z návrhových přístupů pro tepelná čerpadla

Dle výsledků ve výše uvedené tabulce můžeme porovnat jednotlivé bilanční přístupy. Při použití metodiky TNI 73 0531:2014 vychází bilance roční potřeby tepla na vytápění nejvyšší. Při použití intervalové metody založené na datech potřeb energie z dynamické simulace vychází bilance tepla skoro poloviční. Hodnoty z bilance vypočtené podle ostatních přístupů se blíží k hodnotám vypočteným podle TNI 73 0531:2014. Zjednodušené metody výpočtu potřeby energie na vytápění neuvažují zejména s reálným užíváním budovy a vnitřními zisky od uživatelů, vybavení, osvětlení. Dále nejsou zohledněny solární zisky prosklenými plochami, které v případě naší budovy jsou výrazné. V neposlední řadě, dynamická simulace využívá naměřená klimatická data a bere v potaz hmotu a akumulaci budovy, díky které je potřeba energie na vytápění nepřímo úměrná teplotám venkovního vzduchu.

Poměr energických zisků v budově



Graf 8 - Poměrové vyjádření energií v hodnoceném objektu podle původu

V následující části praktické práce jsem využíval pro hodnocení navržených systémů intervalovou bilanční metodu s daty z dynamické simulace. Tento výpočetní model jsem zvolil zejména z důvodu snahy přiblížit se reálnému chování budovy.



5 Parametrická studie pro návrh tepelného čerpadla

V dalším textu budou navrženy 4 varianty systému zdroje tepelné energie pro řešený objekt, bude vytvořeno porovnání a následné vyhodnocení výhodnosti jednotlivých variant. Pro porovnání se standardním zdrojem tepla v objektu je jednou z variant i návrh plynového kondenzačního kotle. Výběr jednotlivých modifikací zdroje tepla pro objekt je zhodnocován z pohledu uživatele/správce domu, kterého zajímá zejména ekonomická výhodnost jednotlivých zdrojů v době životnosti záměru.

Z pohledu developera je nejčastější volbou při výstavbě podobných komplexů jako je řešený objekt zřízení okrskové kotelny a napojení jednotlivých budov pomocí objektových předávacích stanic. Tato varianta je výhodná zejména z důvodu rychlé návratnosti investice pro investora/developera, kdy je vystavěná centrální kotelna následně prodána provozovateli energetických služeb, který ji v rámci svého záměru dále provozuje. Investice vložené developerem mají rychlou návratnost. Provozovatel této kotelny následně dodává energii do jednotlivých objektů za smluvených podmínek, kdy jsou v cenách zohledněny veškeré služby a servis jednotlivých zařízení a rozvodů. Tato varianta nebude dále rozebírána z důvodu komplikovanosti vstupních parametrů, zejména těch smluvních.

Potřeby energie dodané do objektu, vstupující do dalších výpočtů, jsou z výsledných dat vytvořeného modelu dynamické simulace. V datech použitého modelu je uvažována teplota teplé „užitkové“ vody 55 °C (teplota odpovídající srovnání z předchozích kapitol). Pro níže uvedené porovnání jednotlivých návrhů byla hodnota potřeby energie pro teplou vodu upravena na teplotu 60 °C, aby bylo dosaženo požadované teploty na výtoku podle vyhlášky č. 252/2004 Sb. Vypočtena je i hodnota doplňkové energie na termickou dezinfekci zásobníků teplé vody na 75°C. Perioda provádění této dezinfekce je uvažována v 30minutovém intervalu, opakující se každý týden.

Zvýšení potřeby energie pro ohřev na 60 °C:

$$E_{60^{\circ}\text{C}, \text{TV}} = E_{55^{\circ}\text{C}, \text{TV}} \cdot (60-10)/(55-10) = 32505,94 \cdot (60-10)/(55-10) = 36\,117,71 \text{ kWh}$$

$E_{55^{\circ}\text{C}, \text{TV}}$	Potřeba energie teplé vody o teplotě 55 °C	32505,94	kWh
-------------------------------------	--	----------	-----

Potřeba energie na termickou dezinfekci:

$$E_{\text{dez,TV}} = m \cdot c \cdot \Delta T \cdot \tau = 1194,27 \cdot 4180,5 \cdot 15 \cdot (53 \cdot 0,5) = 551,27 \text{ kWh}$$

m	hmotnost vody v zásobnících (1200 litrů)	1194,27	kg
c	měrná tepelná kapacita vody (T = 32,5 K)	4180,5	J/(kg.K)
ΔT	rozdíl teplot pro přídatný ohřev	15	K

τ počet hodin přehřívání za rok (53 týdnů, 30 min.) 26,5 h

Pro bilanční výpočty je zanedbána pomocná energie (např. pro oběhová čerpadla), rozdíl této energie mezi jednotlivými varianty je uvažován velmi malý. Z tohoto důvodu nebude ve výpočtech tato energie zahrnuta.

5.1 Varianta 1 – plynový kotel

Pro srovnání byla vybrána i varianta plynového kondenzačního kotle. Výhody této varianty jsou především v jednoduchosti jejího návrhu. Plynové kondenzační kotle dosahují často vysokých výkonů a lze tedy navrhnout pouze jeden kotel na celý objekt. Pro objekt je tedy navržen jeden plynový kotel typu Vaillant VU 466/ 4–5 A ecoTech plus s rozsahem tepelného výkonu od 12,5 – 45 kW. Tento plynový kotel byl navržen zejména proto, že se jedná o typ odběrného plynového zařízení, který ve smyslu ČSN 07 0703 a vyhlášky č. 91/1993 Sb. nemusí být umístěn v místnosti plynové kotelny, ale pouze v místnosti s odběrným plynovým zařízením dle ČSN EN 1775 a TPG 704 01.

Schéma umístění jednotlivých prvků a zapojení plynové kotle je zobrazeno v samostatné příloze č. 4. Propojení s otopnou soustavou a soustavou pro ohřev teplé vody je řešeno přes termohydraulický rozdělovač.

5.1.1 Návrh zdroje otopné soustavy

Plynový kondenzační kotel slouží současně jak pro vytápění, tak i přípravu teplé vody v objektu. Velikost plynového kotle je vypočtena podle již výše popsaného způsobu využití zdroje v objektu, tj. plynový kotel má regulací udanou prioritu pro přípravu teplé vody. Zásobníky teplé vody jsou v této variantě navrženy jako nepřímotopné. Pro vhodnost použitých zásobníků je nutné konzultovat s výrobcem velikost výměníků, aby byl zajištěn odpovídající přenos tepelné energie do teplé vody. Tato podmínka musí být splněna pro maximální výkon plynového kotle.

Po dobu dodávání energie do zásobníků teplé vody je omezena dodávka topné vody do systému. Tato varianta vychází ze stavebně technického řešení budovy, tj. budova má těžkou konstrukci a krátkou přerušovanou dodávkou topné vody není ohrožen tepelný komfort obytných prostor.

$$Q_{PRIP,1} = A \cdot Q_{VYT,h} + B \cdot Q_{VET,h} + C \cdot Q_{TV,h} = 0 \cdot 44,3 + 1 \cdot 39,0 = 39,0 \text{ kW}$$

A	koeficient současnosti tep. ztráty prostupem	0
B	koeficient současnosti tep. ztráty větráním	0
C	koeficient současnosti přípravy teplé vody	1

$$Q_{PRIP,2} = Q_c = 44,3 \text{ kW}$$



Navrhují plynový kotel Vaillant VU 466/4-5 ecoTEC plus, s tepelným výkonem 12,5 – 45 kW (při 60/40 °C). Více viz. technický list, který je v příloze č. 4.

5.1.2 Návrh technické místnosti s odběrným plynovým zařízením

Plynový kondenzační kotel bude umístěn v technické místnosti, která se nachází v částečně zapuštěném suterénu objektu. Plynový kotel je navržený v provedení C, tedy s odvodem spalin do venkovního prostředí a přívodem vzduchu pro spalování z exteriéru bez závislosti na vnitřním prostředí. Toto řešení je navrženo v souladu s výrobkem, který má nucený odvod spalin pomocí ventilátoru v těle kotle. Spalinová cesta je navržena typovým koncentrickým odkouřením (tj. vnitřní průměr potrubí slouží pro odvod spalin a meziprostor s vnějším průměrem pro přívod spalovacího vzduchu) $\varnothing 80/125$. Potrubí je vyvedeno do venkovního prostoru pomocí vyústění nad střechu dle ČSN 73 4201, TPG 941 01 a pokynů výrobce kotle. Dále je potřeba dodržet platnou ČSN EN 73 4201:2008 Komíny a kouřovody – Navrhování, provádění a připojování spotřebičů paliv. Navržený systém odkouření je ze systémových prvků od výrobce kotle – Vaillant.

Návrh odvodu spalin od zdroje:

vstupními parametry pro návrh koncentrického odkouření od plynového spotřebiče je délka a geometrie spalinové trasy.

L	celková délka spalinové trasy	14,45 m
	délka odkouření k připojení k šachtě	1,3 m
	délka spalinové cesty v šachtě – po střešní plášť	12,6 m
	výstup nad střešní plášť (dle výrobce)	0,55 m

$L_{k,max}$ základní max. délka pro VU 466/4-5; $\varnothing 80/125$ 19,0 m

v délce zahrnut oblouk 87° a opěrný oblouk, maximálně 5 m v chladné oblasti

$L_{d,max}$ navržená max. délka pro VU 466/4-5; $\varnothing 80/125$ 16,5 m

od základní délky je odečteno 2,5 metru pro připojení revizního T-kus

Navržená spalinová cesta pro plynový spotřebič vyhoví.

$$L = 14,5 \text{ m} < L_{d,max} = 16,5 \text{ m}$$

5.1.3 Ekonomické vyhodnocení systému

Na základě výše navržených komponentů a zařízení jsem provedl ocenění tohoto systému z hlediska provozních nákladů i z hlediska investičního.



Investiční náklady

Do nákladů jsou zahrnuty ceny za technologii a vybavení spojené s pořízením tohoto zdroje. Do investičních nákladů není započtena otopná soustava celého bytového objektu, protože se v rámci jednotlivých variant předpokládá stejný otopný systém. Z důvodu přehlednosti textové části jsou dále zobrazeny pouze konečné ceny s DPH. Podrobná tabulka je součástí přílohy č. 4 - varianta č.1 – plynový kotel.

Název prvku	Typ prvku	KS	MJ	Cena s DPH
Zdroj tepla – plynový kotel				
Zdroj tepla	Vaillant VU 466/4-5 ecoTEC plus	1	ks	85 668,00 Kč
Celkem za zdroje				85 668,00 Kč

Technické zařízení kotelny				
Termohydr. rozdělovač	Vaillant WH 40	1	ks	7 381,00 Kč
Zásobníky TV	Dražice OKC 750 NTR/BP	2	ks	161 118,76 Kč
Regulační řídicí jednotka	Vaillant	1	ks	6 050,00 Kč
Směšovací armatury	Obecný typ s motorem	2	ks	10 890,00 Kč
Expanzní nádoba	Reflex NG 100/6	1	ks	4 416,50 Kč
Oběhové čerpadlo	GRUNDFOS ALPHA2 25-80 130	1	ks	10 072,04 Kč
Oběhové čerpadlo	GRUNDFOS UPS 40-50 FN 250	1	ks	33 471,02 Kč
Oběhové čerpadlo	WILO YONOS MAXO 25/30/0,5-12	1	ks	19 105,90 Kč
Oběhové čerpadlo	cirkulace TV	1	ks	14 520,00 Kč
Potrubní systém	5% z ceny technologie	1	kpl	16 452,73 Kč
Celkem za technologii				280 377 Kč

Odvod spalin od kotle				
Kouřovod systém Vaillant	Svislé odkouření vč. střešního nástavce	1	kpl	4 452,80 Kč
	Prodlužovací kus 2,0 m	5	ks	17 061,00 Kč
	koleno 87°	1	ks	1 306,80 Kč
	koleno 87° s reviz. otvorem	1	ks	3 581,60 Kč
	trubkový upevňovací třmen	3	kpl	3 630,00 Kč



	(5ks)			
	držák odstupu (7 ks)	1	ks	1 185,80 Kč
Montáž kouřovodu	(cena odhadována ceně materiálu)	1	kpl	15 149,20 Kč
Obezdění šachty	zdící systém s omítkou a prací	6	m ²	8 712,00 Kč
Celkem za odvod spalin				55 079 Kč

Plynofikace objektu				
Pilíř pro měřicí skříň z bet. tvárnic, 1,5x0,4x1,5m	1	ks		14 467,00 Kč
Plynovodní přípojka do DN 50, hloubka 1,2 m	25	m		24 006,25 Kč
Příplatek za trasu v komunikaci asfaltbetonové	2	m		2 511,60 Kč
Potrubí ocelové černé svařované DN 32	10	m		5 295,75 Kč
Regulátor středotlaký, bez armatur	1	ks		3 605,25 Kč
Kohout kulový pro flexigas přímý IVAR.G2T DN 15	3	s.		2 094,15 Kč
Přípojka k plynoměru, závitová bez ochozu G 2	1	s.		3 593,75 Kč
Rozpěrka přípojky plynoměru G 2	1	s.		371,45 Kč
Oprava – montáž plynoměru PS-100	1	ks		406,53 Kč
Celkem za plynofikaci				59 292 Kč

Tab. 11 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 1

V rekapitulaci rozpočtu je vyčíslena investice do této technologie i vč. služeb spojených s touto investicí.

Rekapitulace investice		
Projektová dokumentace	5 %	20 102 Kč bez DPH
Inženýrský činnost, technický dozor	1 %	4 020 Kč bez DPH
Zdroje tepla		70 800 Kč bez DPH
Technologie kotelny		231 716 Kč bez DPH
Stavební úpravy budovy	(DPH 15%)	5 000 Kč bez DPH
Ostatní vybavení (odvod spalin)		45 520 Kč bez DPH
Ostatní vybavení (plynofikace)	(DPH 15%)	49 002 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		426 160 Kč
	DPH 15 %	8 100 Kč
	DPH 21 %	78 153 Kč
Celkem s DPH		512 413 Kč

Tab. 12 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 1



Ekonomické porovnání variant bude vyjádřeno pomocí toku peněz v průběhu udržitelnosti systému. Proto je potřeba vypočítat i reinvestici do systému v průběhu jeho udržitelnosti. Reinvestice je vyjádřena poměrem k počáteční investici a je sestavena v současných cenách (u cen reinvestice není zohledněn růst, případně snížení cen a služeb). Pro plynový kotel je uvažována životnost zařízení 10 let (nejedná se o technickou životnost, ale o ekonomickou životnost).

Rekapitulace reinvestice	interval	10 let
Projektová dokumentace	5 %	11 696 Kč bez DPH
Inženýrský činnost, technický dozor	1 %	2 339 Kč bez DPH
Zdroje tepla		70 800 Kč bez DPH
Technologie kotelny		115 858 Kč bez DPH
Ostatní vybavení (odvod spalin)		22 760 Kč bez DPH
Ostatní vybavení (plynofikace)	(DPH 15%)	24 501 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		247 954 Kč
	DPH 15 %	3 675 Kč
	DPH 21 %	46 925 Kč
Celkem s DPH		298 554 Kč

Tab. 13 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 1

Provozní náklady

Náklady na provoz plynové kotelny jsem sestavil z nákladů na jednotlivé servisní a revizní prohlídky spojené s plynovým spotřebičem. Dále jsem do ekonomického hodnocení zahrnul náklad spojený s prací dozoru kotelny vč. odvodu mzdy, pojištění nemovitosti v závislosti na investiční ceně formou 0,5 %. Procentuální roční cena byla stanovena také na zajištění pohotovostní a havarijní služby 0,2 %. Dále jsou do provozních nákladů stanoveny náklady na režie ostatní, kterými jsou např. zpracování hlášení, statistické údaje apod.



Soupis revizí a kontrol:

Technická místnost – s odběrným plynovým zařízením do 50 kW

Nutné revize u PK	Legislativní ukotvení	Orientační ceny za 1 prohlídku [Kč bez DPH]	Počet revizí ročně	Četnost revizí X let	Počet revizí za 30 let celkem
Revize plynového zařízení	ČSN 07 0703/ vyhláška č. 85/1978 Sb./ TPG 704 01	1 200	1	3	10
Kontrola plynového zařízení	Vyhláška č. 85/1979 Sb.	760	1	1	30
Obsluha plynových zařízení – zaškolení do 50 kW	Vyhláška č. 91/1993 Sb.	250	1	3	10
Revize detektoru úniku plynu	ČSN 07 0703	600	1	1	30
Obsluha tlakových nádob – přezkoušení	ČSN 69 0012	200	1	3	10
Servis plynového spotřebiče do 50 kW	Servisní prohlídka	500	1	3	10
Revize elektrických instalací – podle druhu prostředí – normální	ČSN 33 1500, 33 2000–1 ed.2	2 800	1	5	6
Revize hasících přístrojů / ks	Vyhláška č. 246/ 2001 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 221/2014 Sb.	50	1	1	30
Kontrola spalinových cest	Vyhláška č. 34/2016 Sb.	250	1	1	30
Čištění spalinových cest	Vyhláška č. 34/2016 Sb.	250	1	1	30
Revize tlakových nádob – provozní	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	1	30
Revize tlakových nádob – vnitřní a těsnost	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	5	6



Revize tlakových nádob – zkouška těsnosti	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	480	1	9	4
Kontrola kotle a rozvodů tepelné energie 20–100 kW výkonu kotle	Vyhláška č. 194/2013 Sb.	6 000	1	10	3
Náklady celkem na revize za 30 let bez DPH		116 560 Kč			
Náklady celkem na revize za 30 let s DPH		141 038 Kč			

Tab. 14 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 1

Pozn.: Podrobnější rozpis jednotlivých položek revizí v příslušných letech pozorované životnosti je součástí přílohy č. 4 - varianta č. 1 – plynový kotel.

Roční provozní náklady kotelny		Kč vč. DPH
Opravy a údržba - % z pořizovací ceny technologie	0,50 %	2432,00
Dozor kotelna vč. odvodu mzdy		5 000,00
Pohotovostní / havarijní služba z pořizovací ceny	0,20 %	973,00
Pojištění – dle stávající pojistky nemovitosti	0,50 %	2 432,00
Režie ostatní – zpracování hlášení, statistika, ...		2 000,00
Revize a kontroly		viz. tab. výše
Roční provozní náklady celkem s DPH		12 838 Kč

Tab. 15 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 1

Náklady za spotřebované palivo

Z roční potřeby energie získané pomocí dynamické simulace byla vypočtena potřeba paliva v objektu. Teplota teplé „užitkové“ vody je nyní již nastavena na 60 °C pro běžný provoz. Na základě zásobníkového ohřevu teplé vody byla do potřeby energie připočtena i energie na termickou dezinfekci zásobníků. Jako palivo je použit zemní plyn. Technické parametry plynu jsou uvedeny níže stejně jako sezónní účinnost zdroje tepla. Cena paliva byla vybrána dle nejruznějších nabídek dodavatelů energie a je zde reprezentována střední hodnotou z cenových nabídek. Při dodání roční energie ve výši 90 941,85 kWh se cenové nabídky pohybují od 9,0 Kč/ kWh až po 16,6 Kč/ kWh.



Předpokládané náklady na spotřebované palivo dle výsledků dat z dynamické simulace		
Roční potřeba energie na vytápění	54272,87	kWh
Roční potřeba energie na vytápění	195,38	GJ
Roční potřeba energie na přípravu TV	36668,98	kWh
Roční potřeba energie na přípravu TV	132,01	GJ
Výhřevnost paliva, převod jednotek	34	MJ/m ³
Koeficient spalného tepla plynu	0,9	-
Sezónní účinnost spalování za dobu životnosti	93	%
Roční spotřeba paliva – zemního plynu	11504,35	m ³
Cena paliva – zemního plynu (vč. fixních poplatků)	13,5	Kč/ m ³ s DPH
Roční náklady na spotřebované palivo	155 309	Kč s DPH

Tab. 16 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 1

5.2 Varianta 2 – centrální zdroj z elektrických tepelných čerpadel

V této variantě jsou navržena dvě elektrická tepelná čerpadla Stiebel Eltron WPL 34. Tento model odpovídá monovalentnímu zdroji tepla, kdy tepelná čerpadla by měla zajistit samostatně přípravu teplé vody i vytápění v otopné sezóně. Navržené zdroje jsou zapojeny v kaskádovém provedení a přes řídicí jednotku posílají svůj celý špičkový výkon do systémů otopné soustavy nebo na přípravy teplé vody. Příprava teplé vody je upřednostněna před režimem vytápění. Systém je vybaven akumulací nádobou pro otopnou vodu, která pokrývá přerušování dodávky energie do otopné soustavy v době přípravy teplé vody, tj. přibližně 10minutových intervalech (výpočet je zobrazen níže v tabulce s dobou potřebnou pro pokrytí potřeby přípravy teplé vody). Akumulační nádrž slouží především pro překlenutí výpadku dodávky otopné vody tepelným čerpadlem v době nabíjení zásobníků teplé vody („užitkové“), ale také v době, kdy je potřeba zajistit odmrazování výparníku tepelného čerpadla. Dříve mohly být akumulací nádrže navrhovány i pro zvýhodnění provozu na základě odběrného tarifu. Pro tepelná čerpadla platily určené dvoutarifové sazby, a to D55d a D56d. Tyto sazby umožňovaly využívat nízkého tarifu až 22 hodin denně s podmínkou, že odběratel zajistí technické blokování topných elektrických spotřebičů v době platnosti vysokého tarifu. Po datu 1. 4. 2016 je pro nové zákazníky určena pouze sazba D57d, která má v podmínkách blokace výjimku pro kompresory TČ. Ty je možné nechat pracovat i v dobách platnosti vysokého tarifu. Rozdíl cen mezi nízkým a vysokým tarifem je v současné době velmi nízký, zvýšená investice s řízením tepelného čerpadla podle tarifu (např. E-ON distribuce NT 120,10 Kč bez DPH/ MWh a VT 141,60 Kč bez DPH / MWh [16]) se finančně nevyplácí. Navíc nový tarif D57d má minimální dobu nízkého tarifu určenou pouze 20 hodinami denně

5.2.1 Návrh zdroje otopné soustavy

V kapitole 4.1.2 je znázorněna v grafu potřeba energie na vytápění a výkonová křivka tepelného čerpadla. Návrh tepelného čerpadla byl proveden tak, aby zdroj tepla pokryl úplnou potřebu energie na vytápění. Navrhuji 2x TČ STE WPL 34.

5.2.2 Příprava teplé vody

Pro přípravu teplé vody jsou použity výše vypočtené zásobníky teplé vody. Navržené zásobníky teplé vody jsou nepřímotopné s vnitřním výměníkem napojeným na tepelná čerpadla. Výměník v navrženém zásobníku teplé vody je podle technických údajů výrobce určený pro použitý typ tepelného čerpadla. Výkon výměníku je ovšem schopný teplou vodu ohřát pouze na teplotu 50°C. Tepelné čerpadlo je z hlediska ekonomiky provozu nastaveno na výstupní topnou vodu na kondenzátoru na 55°C.



Použitá výstupní teplota pro přípravu teplé vody je se zohledněním přestupu tepla výměníku uvažována $t_{TV} = t_k - 5 \text{ °C} = 55 \text{ °C} - 5 \text{ °C} = 50 \text{ °C}$. Z tohoto důvodu jsou do akumulčních zásobníků navrženy přímotopné elektrické patrony Stiebel Eltron FCR 21/120, které zajistí dohřívání teplé vody na požadovanou teplotu (s přihlédnutím k faktu, že topné patrony dohřívají na požadovanou výstupní teplotu pouze horní třetinu zásobníku). Výstupní teplota teplé vody je stanovena na 60 °C . Roční množství energie dodané tepelným čerpadlem bylo tedy upraveno na výstupní teplotu teplé vody 50 °C . Teplotní rozdíl 10 K na požadovanou výstupní teplotu teplé vody zajistí ohřev topnou patronou. Tento rozdíl činní navýšení roční potřeby energie o $7223,54 \text{ kWh}$. Dále budou topné patrony zajišťovat navýšení teploty na termickou dezinfekci, toto navýšení potřeby energie bylo vyčísleno na $551,27 \text{ kWh}$ za rok.

Návrh výkonu topné patrony:

$$Q_{TV,E} = m \cdot c \cdot \Delta T / \tau_a = 197,01 \cdot 4177,4 \cdot 10 / 1200 = 6,86 \text{ kW}$$

m	hmotnost vody v zásobnících (600/3=200 litrů)	197,01	kg
c	měrná tepelná kapacita vody (T = 55 K)	4177,4	J/(kg.K)
ΔT	rozdíl teplot pro přídatný ohřev (z 50 °C na 60 °C)	10	K
τ_a	doba ohřevu zásobníku	1200	s

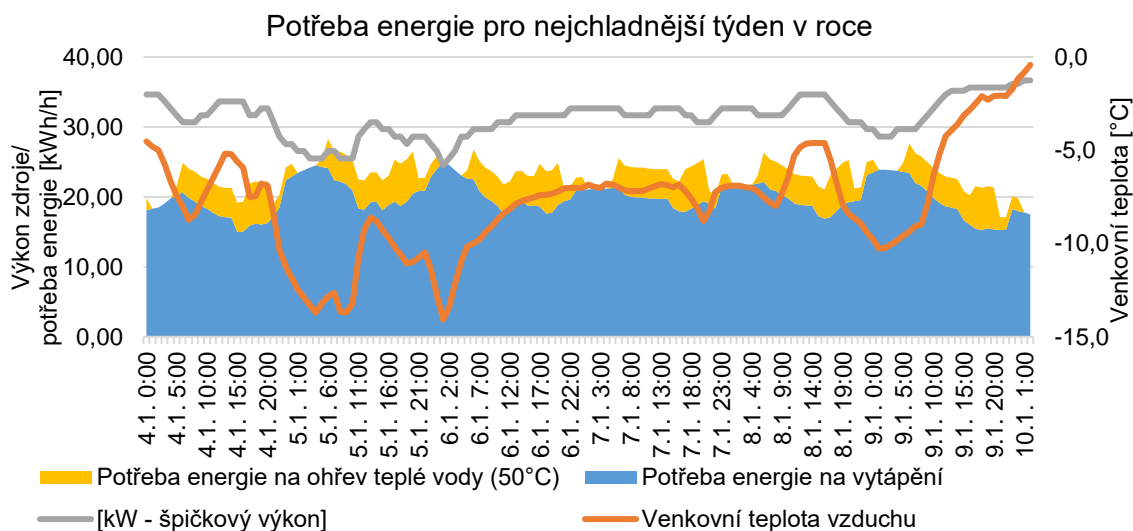
Spínací interval 1200 sekund ohřevu topné patrony je zde uvažován proto, aby byl výkon synchronizovaný s periodou TČ a nedocházelo ke kontinuální dodávce tepla topnou patronou, a také z důvodu ovládání tohoto spotřebiče již HDO spínačem.

Navržená je topná patrona **STE FCR 21/120 s výkonem 8 kW**.

5.2.3 Návrh akumulční nádrže

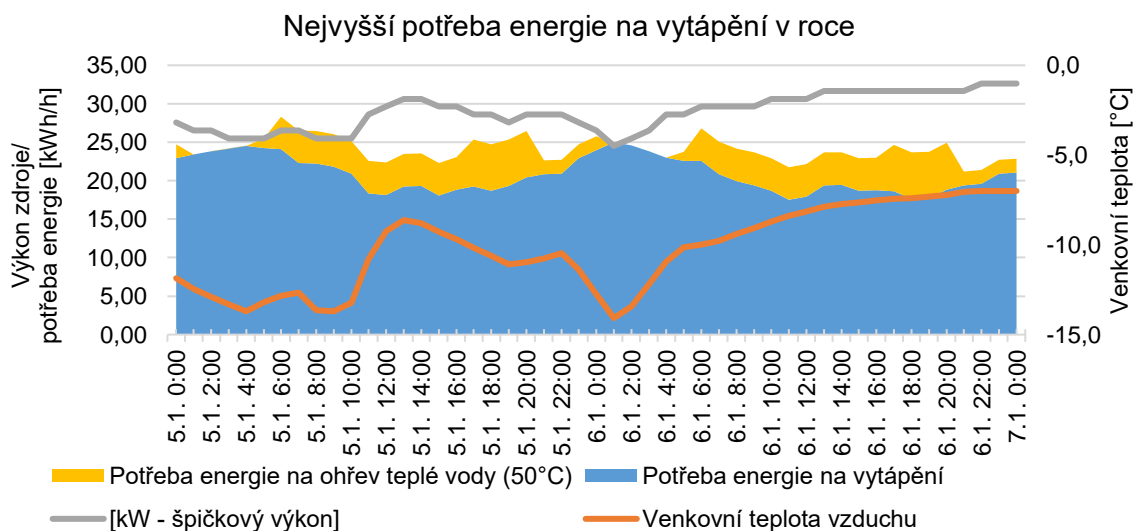
Použití akumulčních nádrží na vytápění objektu tepelným čerpadlem má několik důvodů. Jednak je soustava hydraulicky oddělena od systému zdroje tepla a nedochází k přímému ovlivňování při změnách průtoku v jednotlivých okruzích. Dále je zajištěna plynulá dodávka topné vody i v době, kdy zdroj tepla slouží pro přípravu teplé vody, anebo v době, kdy dochází k reverzaci a odmrazování výparníku tepelných čerpadel.

Pro návrh nádrží na akumulaci topné vody jsem vybral nejméně příznivou situaci a tou je navržení v nejchladnějším týdnu v roce. Pro tento týden byla sestavena data potřeb energie na vytápění a ohřev teplé vody. Tato data byla porovnána s možným špičkovým výkonem tepelného čerpadla, která jsou závislá na venkovní teplotě vzduchu. Z níže uvedeného grafu vyplývá, že nejméně příznivá situace nastane 05.01. v 6:00 hodin.



Graf 9 - Závislost potřeby energie na výkonu zdroje a venkovní teplotě v nejvíce kritickém týdnu

Při podrobnějším pohledu je vidět, že celková potřeba energie objektu převyšuje dodávku tepelnými čerpadly. Potřeba energie, kterou není možné pokrýt tepelnými čerpadly, je velmi malá. V intervalu odpovídajícímu 5.1. 6:00 potřeba objektu převyšuje výkon zdroje o 1,78 kWh/hod. Překročení potřeby energie objektu je dosaženo i v následujících 3 intervalech. Celková potřeba energie v této kritické části, kterou nedokáže zdroj dodat, je 3,29 kWh. Návrh akumulace bude tedy proveden na pokrytí této energie. Pozn.: Tuto energii by bylo možné pokrýt i bivalentním zdrojem, eventuálně při zohlednění akumulační schopnosti budovy by nebylo zapotřebí akumulační nádobu navrhovat. Z důvodů, jako je nesoulad ohřevu přípravy teplé vody, rozmrazovacích cyklů a případné rozdílné chování uživatelů oproti modelu budovy je akumulační nádrž navržena.



Graf 10 - Závislost potřeby energie na výkonu zdroje a venkovní teplotě v pro návrh akumulační nádrže



Návrh akumulční nádrží na vytápění

$$V_{AN,60} = E_{AN} / (c \cdot \rho \cdot \Delta t) = 3,29 \cdot 3600 / (4,177 \cdot 987,5 \cdot 10) = 0,287 \text{ m}^3$$

E_{AN}	potřebné množství naakumulované energie	3,29 kWh
c	měrná tepelná kapacita vody (50°C)	4,177 kJ/ (kg.K)
Δt	rozdíl teplot, totožný s teplotním spádem OS	10 K
ρ	měrný objem vody (50°C)	987,5 kg/ m ³

Objem akumulční nádrže je vypočtený na 287 litrů. Podkladní technické informace udávají pro tepelné čerpadlo STE WPL 34 doporučenou akumulční nádrž o velikosti 700 litrů.

Navrhuji akumulční nádrž **SBP 700 E**, o celkovém objemu 700 litrů.

Doba potřebná pro nabití akumulčních nádrží:

$$T_a = \frac{V_{z,n} \cdot y \cdot \rho \cdot c \cdot X_p}{Q_{vyt,T\check{C}}} = \frac{0,7 \cdot 0,94 \cdot 4177 \cdot 987,5 \cdot 5}{26320} = 515,6 \text{ s} = 8,6 \text{ min.}$$

V_{zn}	Navržený zásobník	0,7 m ³
y	korekční faktor odběru tepla ze zásobníku pro vertikální zásobník	0,94
X_p	spínací diference	5 K
ρ	hustota vody pro střední teplotu 50 °C	994 kg/m ³
c	měrná tepelná kapacita vody 50 °C	4175 J/ (kg. K)
$Q_{vyt,T\check{C}}$	dostupný špičkový výkon pro kritický bod	26320 W

Akumulční zásobník slouží také pro omezení četnosti spínání tepelného čerpadla. Z tohoto důvodu je vhodné ověřit dobu chodu kompresoru pro nejnižší vyskytnutou potřebu energie. Akumulční zásobník musí pokrýt zbytek časového úseku – běžně je udáván minimální chod 10 minut. Nejméně příznivou dobou pro splnění podmínky minimální doby chodu je letní období, kdy tepelné čerpadlo má vysoký výkon a potřeba energie je potřebná pouze na přípravu teplé vody. V letním období je příprava teplé vody zajištěna pouze jedním tepelným čerpadlem, tj. výkon pro výpočet odpovídá max. možné letní hodnotě 26,76 kW a spotřeba energie je nejnižší potřebou energie vyskytující se v letním období.

Čas pro nabíjení akumulčního zásobníku

$$\tau_{z,n} = (V_{z,n} \cdot y \cdot \rho \cdot c \cdot X_p) / Q_{max,L}$$

$$\tau_{z,n} = (0,7 \cdot 0,94 \cdot 994 \cdot 4175 \cdot 5) / 26760 = 510,21 \text{ s} = 8,5 \text{ min.}$$

Čas potřebný pro ohřev potřeby energie teplé vody

$$\tau_{tv} = Q_{tv} / Q_{max. T\check{C}, L} = 1,21 / 26,76 = 0,045 \text{ hod.} = 2,71 \text{ min.}$$

Celkový čas přesáhne interval 10 minut. Objem zásobníku tedy vyhovuje podmínce pro omezení častého spínání kompresoru.

5.2.4 Bilance tepelného čerpadla

Na základě dat z dynamické simulace a parametrů zvoleného tepelného čerpadla byla vypočtena potřeba energie dodaná tímto zdrojem a jeho účinnost. Bilancování bylo provedeno pomocí intervalové metody. Zvolený interval odpovídá získaným datům z dynamické simulace, tj. jedné hodině.

Výstřižek z výpočetní tabulky bilancování:

sl. (1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Datum/ čas (výpočetní interval)	Potřeba energie na vytápění [kWh/h]	Potřeba energie na přípravu teplé vody (50 °C) [kWh/h]	Potřeba energie na přípravu teplé vody 60 °C [kWh/h]	Potřeba energie na vytápění a TV, krytá tepelným čerpadlem [kWh/h]	Venkovní teplota vzduchu [°C]	Venkovní teplota hranice (pomocné hodnoty pro COP) [°C]	TČ 2x WPL 34 Špičkový výkon [kW]	COP – TČ WPL 34 [-]	Elektrický příkon – TČ 2x WPL 34 [kWh/h]
01.01. 1:00	12,74	0,00	0,00	12,74	1,8	1,0	37,77	2,55	5,00
01.01. 2:00	12,29	0,00	0,00	12,29	2,8	2,0	38,37	2,60	4,73
01.01. 3:00	12,35	0,00	0,00	12,35	2,7	2,0	38,37	2,60	4,75
01.01. 4:00	12,47	0,00	0,00	12,47	2,4	2,0	38,37	2,60	4,80
01.01. 5:00	12,68	1,21	1,51	13,89	2,1	2,0	38,37	2,60	5,34
01.01. 6:00	12,85	4,23	5,29	17,08	1,9	1,0	37,77	2,55	6,70
01.01. 7:00	11,56	4,23	5,29	15,79	1,3	1,0	37,77	2,55	6,19
...
05.01. 4:00	24,51	0,00	0,00	24,51	-13,7	-14,0	25,52	1,99	12,31
05.01. 5:00	24,25	1,21	1,51	25,46	-13,2	-14,0	25,52	1,99	12,80
05.01. 6:00	24,08	4,23	5,29	28,31	-12,9	-13,0	26,53	2,03	13,95
05.01. 7:00	22,33	4,23	5,29	26,56	-12,7	-13,0	26,53	2,03	13,08
05.01. 8:00	22,23	4,23	5,29	26,46	-13,7	-14,0	25,52	1,99	13,29
...

Tab. 17 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 2

Ve výpočtu jsou určeny časy potřebné pro pokrytí potřeby energie. Ty jsou závislé na špičkovém výkonu tepelného čerpadla, který odpovídá výstupní teplotě 55°C a příslušné venkovní teplotě. Tyto časy jsou určeny pro každý interval podle vztahu:

$$\tau_{tv,i} = \frac{Q_{TV,50^\circ C,i}}{\Phi_{T\check{c},i}} = \frac{sl.(3)}{sl.(8)} [hod.]$$

Jelikož je priorita nastavena pro přípravu teplé vody, čas dostupný pro vytápění je doplňkem do celého intervalu (v našem případě interval jedné hodiny).

$$\tau_{vyt,i} = \tau_i - \tau_{tv,i} = 1 - \tau_{tv,i} [hod.]$$

Časy vypočtené pomocí vztahů výše jsou následně pokládány za motohodiny tepelného čerpadla potřebné pro pokrytí energie objektu (v reálném stavu se budou motohodiny lišit z důvodu omezovače spínání – tj. zejména pro letní provoz ohřevu teplé vody).

Z výše uvedené tabulky je vidět, že v některých hodinách špičkový výkon tepelného čerpadla (sl. 8) nedokáže pokrýt potřebu energie objektu na vytápění a přípravu teplé vody (sl. 5). Pro pokrytí potřebné energii byla v předchozí kapitole navržena akumulční nádrž. Tato energie je připočtena k energii pokryté tepelným čerpadlem, a ne bivalentnímu zdroji. V opačném případě by model odpovídal systému bez použité akumulční nádrže. Energie dodaná bivalentním zdrojem je energií na dohřívání teplé vody a na termickou dezinfekci teplé vody.

Výsledky dat z intervalové metody za celý rok jsou shrnuty v tabulce.

Období [rok]	Potřeba energie dodané TČ [kWh]	Potřeba energie pro pohon TČ [kWh]	Provozní hodiny kaskády TČ (zdrojů) pro režim ohřevu TV [hod.]	Provozní hodiny kaskády TČ (zdrojů) pro režim vytápění [hod.]	SCOP – tepelného čerpadla	Potřeba energie naakumulované v zásobníku topné vody [kWh]	Potřeba energie krytá bivalencí na dohřívání TV [kWh]	Potřeba energie krytá bivalencí na termickou dezinfekci [kWh]	SCOP – technického systému
1	83167,0	31423,94	682,10	1482,32	2,65	9,01	7223,54	551,27	2,12

Tab. 18 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 2



5.2.5 Ekonomické vyhodnocení systému

Na základě výše navržených komponentů a zařízení jsem provedl ocenění tohoto systému z hlediska provozních nákladů a z hlediska investičního.

Investiční náklady

Do těchto nákladů jsou zahrnuty ceny za technologii a vybavení spojené s pořízením tohoto zdroje. Do investičních nákladů není započtena otopná soustava celého bytového objektu, jelikož se v rámci jednotlivých variant se předpokládá stejný otopný systém. Z důvodu přehlednosti textové části jsou zobrazeny pouze konečné ceny s DPH. Podrobná tabulka je součástí přílohy č. 5 - varianta č.2.

Název prvku	Typ prvku	KS	MJ	Cena s DPH
Zdroj tepla				
Zdroj tepla	Stiebel - Eltron WPL 34	2	Ks	973 808,00 Kč
Celkem za zdroje				973 808,0 Kč

Technické zařízení technické místnosti				
Regulace TČ	STE WPM 3 international	1	Ks	16 528,60 Kč
Zásobník topné vody	STE SBP 700 E	1	Ks	37 994,00 Kč
Topná patrona	STE FCR 21/120	2	Ks	20 164,80 Kč
Zásobníky TV	STE SBB 600 WP	2	Ks	188 590,6 Kč
Zásobníky TV tep. izolace	STE WDH 600 WP	2	Ks	34 557,60 Kč
Přídavná čidla pro zařízení	AVF 6 - příložné teplotní čidlo	10	M	3 872,00 Kč
Přídavná čidla pro zařízení	TF 6 - ponorné teplotní čidlo	20	M	7 502,00 Kč
Směšovací trojcestné ventily	Obecný typ s motorem	1	Ks	5 445,00 Kč
Expanzní nádoba	Reflex NG 100/6	1	Ks	4 416,50 Kč
Oběhové čerpadlo	GRUNDFOS ALPHA2 25-80 130	2	Ks	20144,08 Kč
Oběhové čerpadlo	GRUNDFOS UPS 40-50 FN 250	1	Ks	33 471,02 Kč
Oběhové čerpadlo	WILO YONOS MAXO 25/30/0,5-12	1	Ks	19 105,90 Kč
Oběhové čerpadlo	cirkulace TV	1	Ks	14 520,00 Kč



Potrubní systém	5% z ceny technologie	1	Kpl	20 315,60 Kč
Celkem za technologii				426 627,70 Kč

Stavební připravenost a připojení TČ			
Sejmutí ornice, naložení, odvoz a uložení	4,5	m3	1 216,13 Kč
Hloubení nezapaž. rýh šířky do 60 cm v hornině 1-4, odvoz do 1 km, uložení na skládku	1,7	m3	1 045,21 Kč
Hloubení nezapažených jam v hornině 1-4	4,8	m3	1 633,92 Kč
Zásyp jam, rýh, šachet se zhutněním	1,5	m3	163,53 Kč
Základová deska ŽB z betonu C 16/20, vč. bednění, výztuž 90 kg/m3, štěrkopískový polštář 25 cm	3,0	m3	24 753,75 Kč
Osazení záhon. obrubníků do lože z C 12/15 s opěrou	17,0	M	2 394,88 Kč
Obrubník parkový betonový 80x250x1000 mm, přírodní	22,1	Kus	3 126,05 Kč
Oplocení z poplastovaného pletiva, ocelové sloupky, vrata, vrátka, ostnatý drát, výška 2 m	0,16	100 M	15 717,28 Kč
Těsnění prostupů těsnicí manžetou FERMACELL	2,0	Kus	317,40 Kč
Manžety prostupové pro trubky do DN 50	2,0	Kus	537,05 Kč
Potrubí předizolované PIP 130 "A" DN 50/125	6,5	M	3 651,54 Kč
Montáž předizolovaného potrubí DN 50 mm	6,0	M	2 949,75 Kč
Kabel topný Deviflex 18T-dvoužilový, 12m,230W	1,0	Ks	1 399,55 Kč
Potrubí z PP připojovací v lab. stolech D 50 x 1,8	8,0	M	2 764,60 Kč
Celkem za připravenost			61 670,62 Kč

Tab. 19 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 2

V rekapitulaci rozpočtu je vyčíslena investice technologie vč. potřebných služeb.

Rekapitulace investice	
Projektová dokumentace	5% 60 551 Kč bez DPH
Inženýrská činnost, technický dozor	1% 12 110 Kč bez DPH
Zdroje tepla	804 800 Kč bez DPH
Technologie technické místnosti	352 585 Kč bez DPH
Stavební úpravy budovy (DPH 15%)	53 627 Kč bez DPH
Celkem bez DPH	1 283 672 Kč
DPH 15%	8 044 Kč
DPH 21%	258 310 Kč
Celkem s DPH	1 550 026 Kč

Tab. 20 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta zdroje č. 2



Ekonomické porovnání variant bude vyjádřeno pomocí toku peněz v průběhu udržitelnosti systému. Z tohoto důvodu je potřebné započítat i reinvestici do systému v průběhu jeho udržitelnosti. Reinvestice je vyjádřena poměrem k počáteční investici a je sestavena v současných cenách (u cen reinvestice není zohledněn růst cen a služeb, případné jejich snížení). Životnost zařízení je udávána 15 let při ročních motohodinách stroje okolo 3000 hodin.

Rekapitulace investice	interval	15 let
Projektová dokumentace	5%	49 055 Kč bez DPH
Inženýrský činnost, technický dozor	1%	9 811 Kč bez DPH
Zdroje tepla		804 800 Kč bez DPH
Technologie kotelny		176 292 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		1 039 958 Kč
	DPH 15%	0 Kč
	DPH 21%	218 391 Kč
Celkem s DPH		1 258 349 Kč

Tab. 21 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 2

Provozní náklady

Náklady na povinnou kontrolu těsnosti se odvíjí od množství chladiva v tepelných čerpadlech, resp. jeho ekvivalentní hmotnosti CO₂. Tepelná čerpadla STE WPL34 mají chladivo typu R 407 C s množstvím chladiva 6,7 kg /ks. Faktor GWP pro chladivo R 407 C je 1774 [-]. Ekvivalentní hmotnost chladiva odpovídá $2 \times 6,7 \times 1774 = 23\,772$ kg ekv. CO₂. = 23,77 tun ekv. CO₂. Podle vyhlášky č. 257/2012, zákona č.73 /2012 Sb. zařízení odpovídá 2. kategorii, tj. od 5–50 tun ekv. CO₂. Kontrola těsnosti zařízení musí být prováděna v intervalech 12 měsíců pro systém bez detekce úniku chladiva.



Soupis revizí:

Tepelné čerpadlo 2x STE WPL 34

Nutné revize u TČ	Legislativní ukotvení	Orientační ceny za 1 prohlídku [Kč bez DPH]	Počet revizí ročně	Četnost revizí X let	Počet revizí za 30 let celkem
Kontrola těsnosti – revize úniků chladiva, vč. roční prohlídky stroje a vyčištění. Jedno zařízení 2500,- Kč	Zákon č. 73/2012 Sb., NV č. 257/2012	5 000	1	1	30
Revize elektrických instalací – podle druhu prostředí – venkovní pod přístřeškem	ČSN 33 1500, 33 2000–1 ed.2	2 800	1	4	8
Revize hasících přístrojů / ks	Vyhláška č. 246/ 2001 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 221/2014 Sb.	50	1	1	30
Revize tlakových nádob – provozní	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	1	30
Revize tlakových nádob – vnitřní a těsnost	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	5	6
Revize tlakových nádob – zkouška těsnosti	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	480	1	9	4

Náklady celkem na revize za 30 let bez DPH

184 460 Kč

Náklady celkem na revize za 30 let s DPH

223 197 Kč

Tab. 22 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 2

Pozn.: Podrobnější rozpis jednotlivých položek revizí v příslušných letech životnosti je součástí přílohy č. 5 - Varianta č.2.



Roční provozní náklady kotelny		Kč vč. DPH
Opravy a údržba - % z pořizovací ceny technologie	0,50 %	7 326,62
Dozor kotelna vč. odvodu mzdy		5 000,00
Pohotovostní / havarijní služba z pořizovací ceny	0,20 %	2 930,65
Pojištění – dle stávající pojistky nemovitosti	0,50 %	7 326,62
Režie ostatní – zpracování hlášení, statistika, ...		2 000,00
Revize a kontroly		viz. tab. výše
Roční provozní náklady celkem s DPH		24 584 Kč

Tab. 23 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 2

Náklady za spotřebované palivo

V kapitole bilance tepelného čerpadla je v tabulce Tab. 18 - vypočtena roční spotřeba elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla a pro bivalentní zdroj.

Pro pohon zdroje energie je použita elektrická energie ze sítě. Nově je tarifní sazba pro tepelná čerpadla D57d, která se dělí na nízký tarif a vysoký tarif. Nízký tarif je v této sazbě udržován minimálně 20 hodin denně a rozdíl oproti ceně vysokého tarifu je velmi malý. Proto bude dále uvažováno s průměrnou cenou mezi vysokým a nízkým tarifem za odebrané množství energie.

Cena paliva byla vybrána dle nejrůznějších nabídek dodavatelů energie a je zde reprezentována hodnotou, na kterou jsou ochotni dodavatelé energie přistoupit při předložení ostatních – konkurenčních nabídek. Cena se skládá z ceny pevné měsíční složky a ceny za odebrané množství. Pro stanovení platby pevné složky tarifu je zapotřebí stanovit velikost jističe, který je pro objekt s tepelnou ztrátou 44 kW a pro vytápění tepelným čerpadlem 3x 80 A pro třífázové připojení.

Předpokládané náklady na spotřebované palivo z výsledků bilance intervalové metody		
Roční potřeba elektrické energie	39 198,75 kWh	
Roční potřeba elektrické energie	141,12 GJ	
Jednotková cena za odebrané množství energie	1,64	Kč (s DPH)/ kWh
Stálý měsíční plat za jistič a rezervovaný příkon atd.	4213,44	Kč (s DPH)/ měsíc
Roční náklady na spotřebované palivo	114 687	Kč s DPH

Tab. 24 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 2

5.3 Varianta 3 – Bivalentní provoz tepelné čerpadla na vytápění a samostatné tepelné čerpadlo na přípravu teplé vody

Další alternativou využití tepelných čerpadel je použití samostatného stroje na vytápění v bivalentním provozu a dalšího samostatného tepelného čerpadla pro ohřev teplé vody. Tepelné čerpadlo na vytápění již zde nedokáže pokrývat ztrátu objektu svým topným výkonem, a proto je doplněno bivalentním zdrojem energie – navrženy jsou topné patrony do akumulčních zásobníků. Přípravu teplé vody zajišťuje samostatný systém se svým tepelným čerpadlem. Příprava teplé vody bude jako v předchozí variantě řešena ohřevem výstupu teplé vody na 50 °C a zbývající potřeba energie na dohřívání bude pokryta bivalentním zdrojem. Z výsledků dat z dynamické simulace může být systém přípravy teplé vody uskutečněn celoročně pouze tepelným čerpadlem a bivalentní zdroj bude zajišťovat pouze dohřívání na požadovanou výstupní teplotu a termickou dezinfekci zásobníků. Jelikož systém vytápění bude zde oddělený od systému přípravy teplé vody, může tepelné čerpadlo pracovat v kontinuálním ohřevu zásobníku teplé vody s nižším výkonem (termín kontinuální ohřev je zde použit pro tepelné čerpadlo ve smyslu dodávky energie v takových časových úsecích, které se při vzdálenějším pohledu jeví jako kontinuální zdroj tepelné energie).

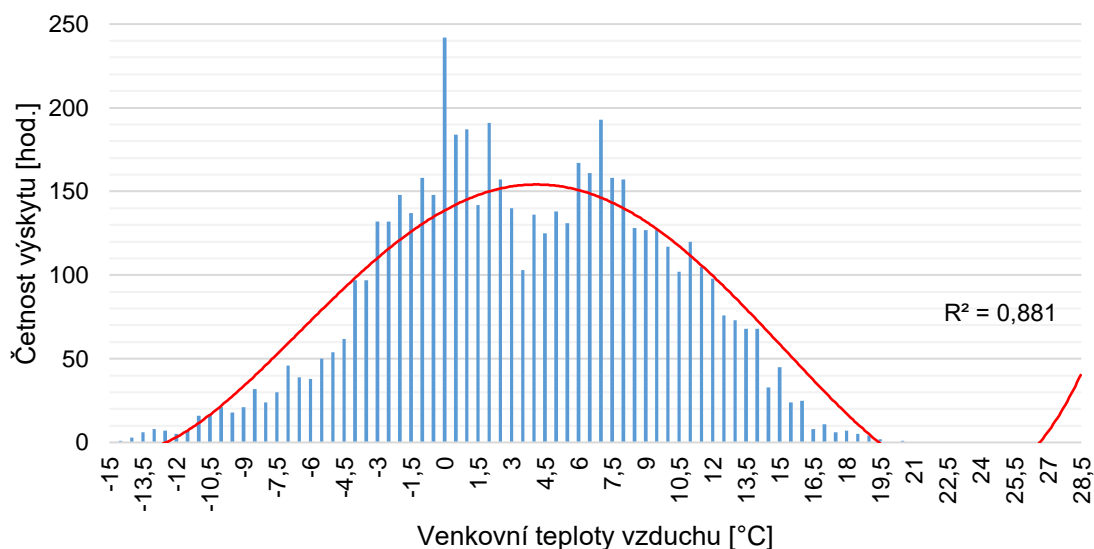
Systém vytápění má navrženou akumulční nádobu. Akumulační nádoba pro systém vytápění slouží pro překlenutí výpadku dodávky tepelné energie tepelným čerpadlem zejména od teplot nižších než 5 °C, kdy slouží také jako zdroj tepelné energie pro odmrazování výparníků, dále je zde pro zajištění plynulého chodu tepelného čerpadla a hydraulického oddělení topné soustavy od soustavy tepelného čerpadla. Akumulační nádoba pro systém vytápění je navržena také z důvodu bivalentního zdroje. Ten bude z ekonomických důvodů navržen pouze jako topná patrona v akumulčním zásobníku. Pro tento zdroj jsou v podmínkách tarifu D57d vyžádány blokace v dobách vysokého tarifu. Připojení elektrických přímotopných spotřebičů musí být přes HDO spínač, který následně ovládá spínání, resp. odpojuje tyto spotřebiče.

5.3.1 Návrh zdroje otopné soustavy

Zdroj tepla na vytápění je v této variantě jedno tepelné čerpadlo STE WPL 34. Návrh bivalentního bodu a následně bivalentního zdroje je proveden z vyhodnocených dat dynamické simulace. Pro ověření bivalence je sestavena analýza hodnot vyskytujících se venkovních teplot v místě objektu v závislosti na četnosti odpovídající době, kdy objekt vyžaduje potřebu energie na vytápění. Z takto sestavených dat

získáváme představu pro prvotní odhad bodu bivalence. Četnost těchto venkovních teplot je výrazně nižší od hodnoty venkovní teploty $-4,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Četnost výskytu potřeby energie na vytápění
s odpovídající venkovní teplotou vzduchu



Graf 11 - Četnosti potřeby energie na vytápění odpovídající venkovním teplotám vzduchu

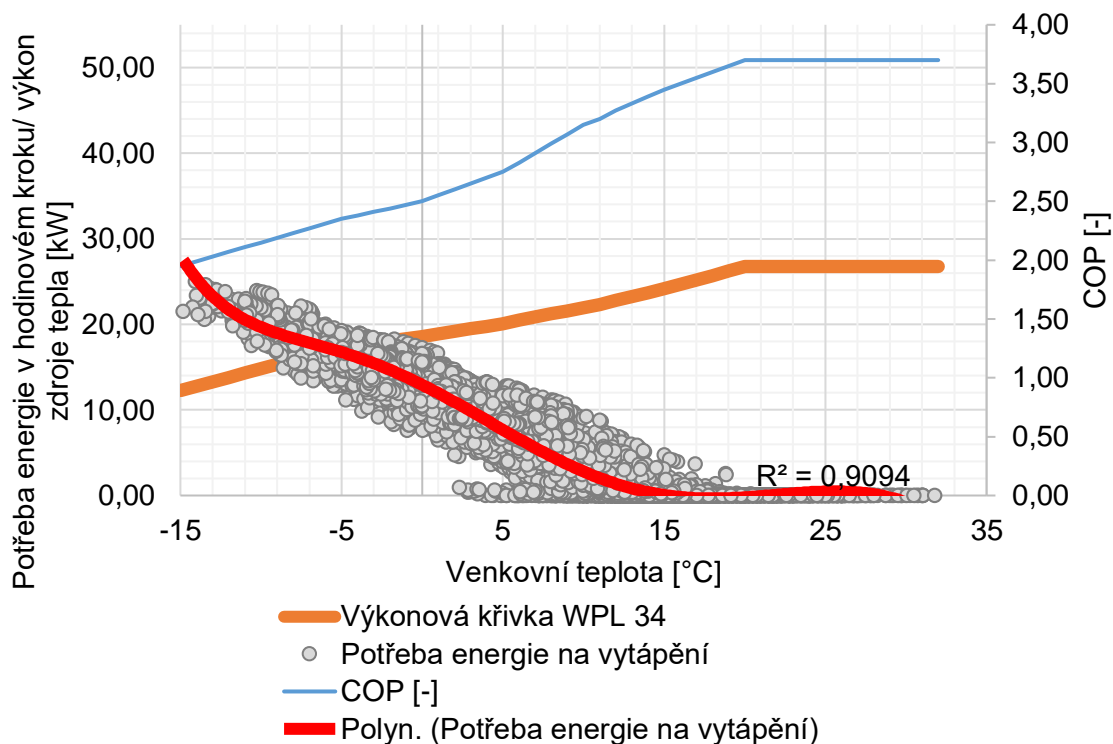
Procentuálně je vyjádřena četnost výskytu venkovních teplot v tabulce.

Venkovní teplota vzduchu	Četnost výskytu [hod.]	Procentuální zastoupení	Venkovní teplota vzduchu	Četnost výskytu [hod.]	Procentuální zastoupení
-15	0	0,00 %	-7	46	0,81 %
-14,5	1	0,02 %	-6,5	39	0,69 %
-14	3	0,05 %	-6	38	0,67 %
-13,5	6	0,11 %	-5,5	50	0,89 %
-13	8	0,14 %	-5	54	0,96 %
-12,5	7	0,12 %	-4,5	62	1,10 %
-12	5	0,09 %	-4	97	1,72 %
-11,5	7	0,12 %	-3,5	97	1,72 %
-11	16	0,28 %	-3	132	2,34 %
-10,5	17	0,30 %	-2,5	132	2,34 %
-10	21	0,37 %	-2	148	2,62 %
-9,5	18	0,32 %	-1,5	137	2,43 %
-9	21	0,37 %	-1	158	2,80 %
-8,5	32	0,57 %	-0,5	148	2,62 %

-8	24	0,43 %	0	242	4,29 %
-7,5	30	0,53 %

Tab. 25 - Četnosti potřeby energie na vytápění pro jednotlivé venkovní teploty vzduchu, pro teploty nižší než 0 °C

Procentuální zastoupení hodnot potřeby energie na vytápění s teplotou nižší než -4,0 °C je v součtu 8,94 %. Z hlediska ekonomiky provozu tepelného čerpadla a zejména volby jeho výkonové řady je tedy vhodné, aby se bod bivalence nacházel v blízkosti této teploty, což tepelné čerpadlo WPL 34 splňuje.



Graf 12 - Nastavený bod bivalence pro tepelné čerpadlo STE WPL 34

Při použití tepelného čerpadla WPL 34 vychází bod bivalence na teplotu - 5,5°C (průnik proložené křivky potřeby energie na vytápění a výkonové křivky STE WPL 34).

Zbývající potřeba energie na vytápění bude pokryta bivalentním zdrojem (topnými patronami), který bude doplňovat tepelné čerpadlo – jedná se o provoz paralelní bivalence. Maximální rozdíl mezi potřebou objektu a výkonem tepelného čerpadla WPL 34 je 12,72 kW. Jako doplňkový zdroj bude tedy použita topná patrona do akumulárního zásobníku **STE FCR 28/180–18 kW**.

5.3.2 Potřeba energie na vytápění a nastavení bodu bivalence

Pro rozdělení potřeby energie na vytápění mezi tepelné čerpadlo a bivalentní zdroj byla sestavena výpočetní tabulka. Vstupní data pro potřebu energie na vytápění jsou data z dynamické simulace objektu. Ukázka z výpočtu bilance zdroje na vytápění pomocí intervalové metody je v tabulce uvedené níže.



sl. (1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Datum/ čas (výpočetní interval)	Potřeba energie na vytápění [kWh/h]	Venkovní teplota vzduchu [°C]	Venkovní teplota hranice (pomocné hodnoty pro COP) [°C]	TČ WPL 34 Špičkový výkon [kW]	Doba provozu tepelného čerpadla pro pokrytí potřeby energie na vyt. [min./h]	COP – TČ WPL 34 [-]	Elektrický příkon – TČ WPL 34 [kWh/h]	Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem [kWh/h]
01.01. 1:00	12,74	1,8	1,0	18,88	40,5	2,55	5,00	0,00
01.01. 2:00	12,29	2,8	2,0	19,19	38,4	2,60	4,73	0,00
01.01. 3:00	12,35	2,7	2,0	19,19	38,6	2,60	4,75	0,00
01.01. 4:00	12,47	2,4	2,0	19,19	39,0	2,60	4,80	0,00
01.01. 5:00	12,68	2,1	2,0	19,19	39,7	2,60	4,88	0,00
01.01. 6:00	12,85	1,9	1,0	18,88	40,8	2,55	5,04	0,00
01.01. 7:00	11,56	1,3	1,0	18,88	36,7	2,55	4,53	0,00
01.01. 8:00	10,98	1,4	1,0	18,88	34,9	2,55	4,31	0,00
01.01. 9:00	10,33	1,9	1,0	18,88	32,8	2,55	4,05	0,00
01.01. 10:00	10,36	1,6	1,0	18,88	32,9	2,55	4,06	0,00
...
04.01. - 11:00	17,72	-6,5	-7,0	16,32	60,0	2,27	7,19	1,40
04.01. - 12:00	17,25	-5,9	-6,0	16,82	60,0	2,31	7,28	0,43
04.01. - 13:00	17,08	-5,2	-6,0	16,82	60,0	2,31	7,28	0,26
04.01. - 14:00	17,05	-5,2	-6,0	16,82	60,0	2,31	7,28	0,22
04.01. - 15:00	14,97	-5,6	-6,0	16,82	53,4	2,31	6,48	0,00
04.01. - 16:00	15,06	-5,9	-6,0	16,82	53,7	2,31	6,52	0,00
04.01. - 17:00	15,88	-7,5	-8,0	15,82	60,0	2,23	7,09	0,07
04.01. - 18:00	16,17	-7,5	-8,0	15,82	60,0	2,23	7,09	0,35
04.01. - 19:00	16,02	-6,8	-7,0	16,32	58,9	2,27	7,06	0,00
04.01. - 20:00	16,23	-6,9	-7,0	16,32	59,7	2,27	7,15	0,00
...	

Tab. 26 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na vytápění v provozu paralelní bivalence

Níže je také ukázka rozdělení potřeb energie v případě, že by se jednalo o alternativní bivalentní provoz tepelného čerpadla, tj. od určité teploty bivalence by byla potřeba energie kryta doplňkovým zdrojem. Výsledek rozdělení potřeb energií mezi jednotlivé zdroje a účinnost systému s nastavenými body alternativní bivalence tepelného čerpadla by pro hodnocený objekt odpovídal hodnotám v tabulce.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Období [rok]	Bod bivalence [°C]	Potřeba energie dodané TČ [kWh]	Potřeba energie pro pohon TČ [kWh]	Provozní hodiny TČ pro vytápění [hod.]	SCOP – tepelného čerpadla	Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem [kWh]	Potřeba elektrické energie na vytápění objektu (sloupec 4. + 7.) [kWh]	SCOP – systému vytápění
1	-4,0	43350,82	16714,87	2275,20	2,59	10922,05	27636,9	1,57
1	-4,5	44847,58	17349,57	2361,20	2,58	9425,29	26774,9	1,67
1	-5,0	45839,85	17771,81	2418,44	2,58	8433,02	26204,8	1,75
1	-5,5	46709,72	18147,33	2469,90	2,57	7563,15	25710,5	1,82
1	-6,0	47513,14	18495,13	2517,66	2,57	6759,73	25254,9	1,88
1	-6,5	48129,78	18765,51	2555,15	2,56	6143,09	24908,6	1,93
1	-7,0	48749,95	19038,72	2593,16	2,56	5522,92	24561,6	1,98
1	-7,5	49481,59	19365,27	2639,04	2,56	4791,28	24156,6	2,05
1	-8,0	49948,22	19574,52	2668,55	2,55	4324,65	23899,2	2,09
1	-8,5	50317,28	19742,53	2692,51	2,55	3955,59	23698,1	2,12
1	-9,0	50807,19	19966,23	2724,48	2,54	3465,68	23431,9	2,17

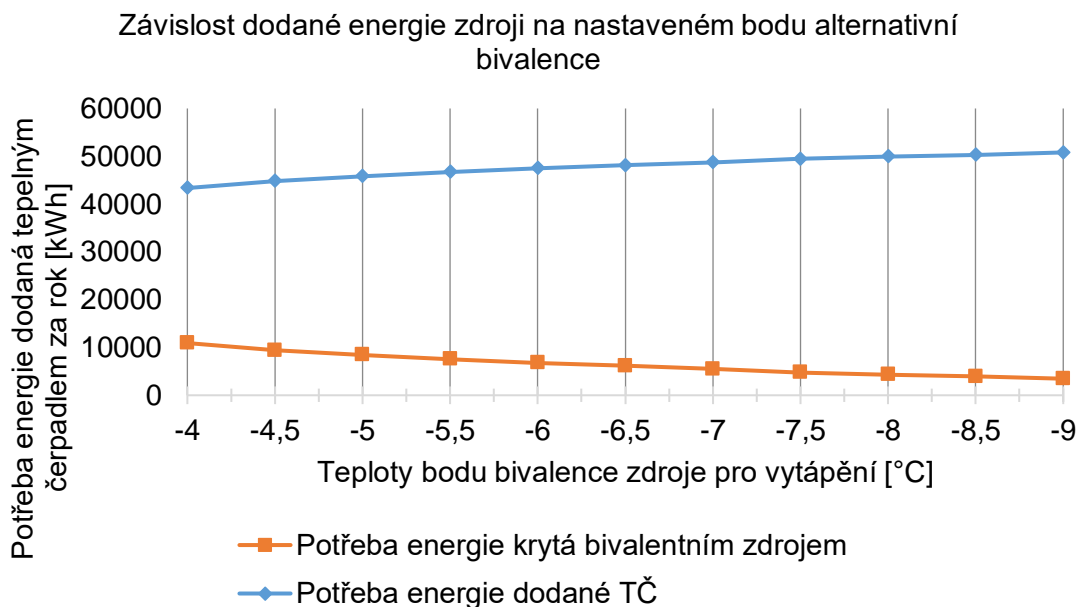
Tab. 27 - Výsledky bilance tepelného čerpadla na vytápění pro jednotlivé body bivalence
v provozu alternativní bivalence

Výše uvedené výsledky jsem interpretoval také pomocí grafů, ve kterých vidíme rozdílnosti při nastaveném bodu bivalence pro alternativní bivalentní provoz.

Pozn.: Je potřeba si také uvědomit, že při využití této bivalence se zvyšují investiční náklady, jelikož bivalentní zdroj tepelné energie na vytápění musí být navržen na pokrytí tepelné ztráty odpovídající výpočtové teplotě. Často je při tomto řešení používán externí zdroj tepla (např.: plynový kotel, elektrokotel, případně jiné

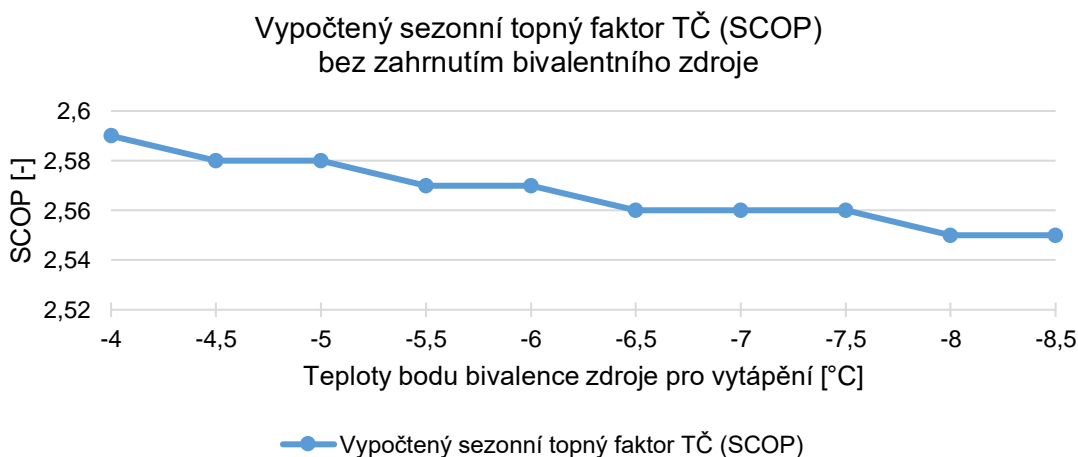
zdroje energií). Řešení alternativní bivalence není dnes již moc využíváno. Jednalo se zejména o řešení v dobách, kdy tepelná čerpadla nedosahovala efektivních parametrů při nižších venkovních teplotách. V některých případech jejich topný faktor dosahoval za určitých podmínek i pod hodnotu 1,0 anebo tepelná čerpadla nedokázala v těchto podmínkách pracovat.

Z porovnání parametrů a výsledků hodnoceného tepelného čerpadla vyplývá, že je vhodné využívat tepelné čerpadlo i při nižších venkovních teplotách.

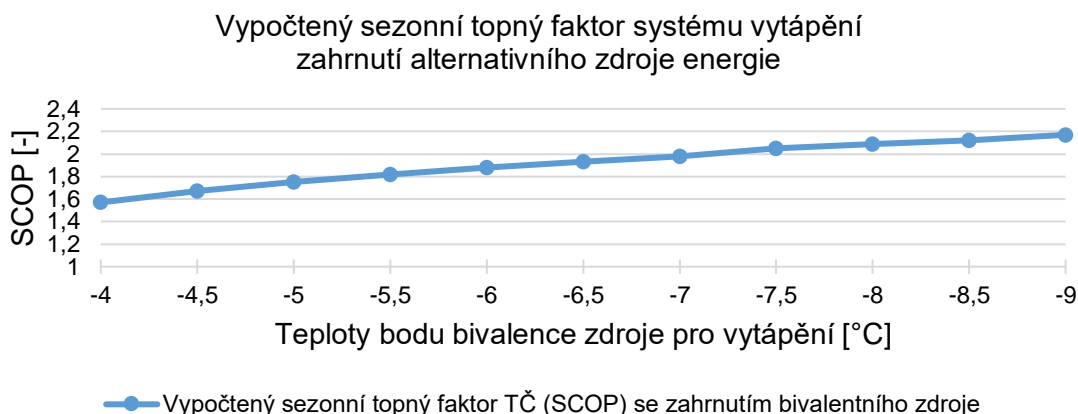


Graf 13 - Závislost energie dodané zdroji na nastaveném bodu alternativní bivalence

V závislosti na bodu bivalence se také odvíjí celková hospodárnost tepelného čerpadla a technického systému vytápění, vyjádřená pomocí topného faktoru.



Graf 14 - Závislost sezónního topného faktoru tepelného čerpadla na nastaveném bodu alternativní bivalence



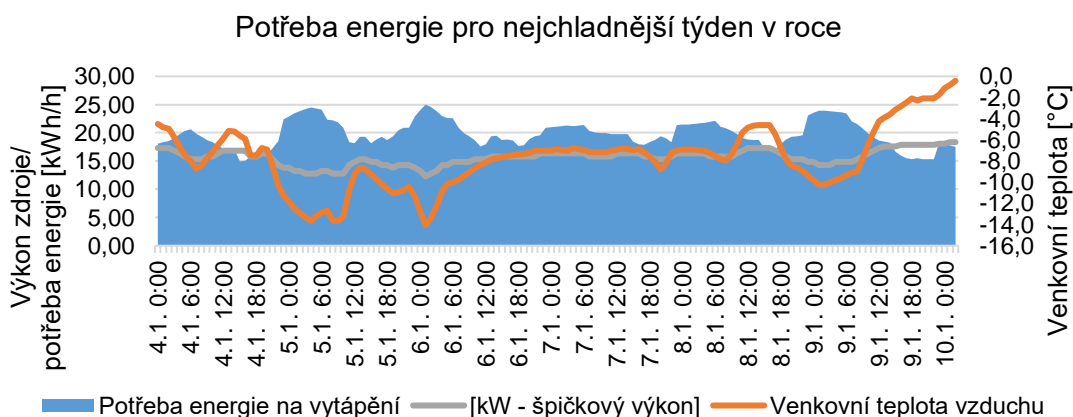
Graf 15 - Závislost sezonního topného faktoru systému na vytápění na nastaveném bodu alternativní bivalence

5.3.3 Návrh akumulční nádrže na vytápění

Velikost akumulční nádrže musí odpovídat potřebě energie objektu na vytápění v době, kdy bude bivalentní zdroj – elektrokotel (elektrická patrona) blokován pomocí HDO spínače z důvodu smluvních vztahů vyplývajících ze sazby D57d. Velikost nádrže je možné ještě snížit z hlediska akumulční schopnosti budovy. Snížení energie uložené v akumulční nádrži jsem navrhl na interval 20 minut, kdy nebude k dispozici potřebný výkon zdroje. Velikost zásobníku bude tedy snížena o 1/3 (odpovídá 20 minutám v hodinovém intervalu).

Pozn.: z analýzy stávajícího programu HDO spínačů nebyla dodávka elektřiny přerušena často na jednu celou hodinu. Doba přerušení se běžně pohybuje okolo 20 minut. I z tohoto důvodu je možné prohlásit snížení velikost akumulční nádrže o 1/3 za bezpečné.

V grafu 16 je zobrazena potřeba energie na vytápění v jednotlivých intervalech. Pro dané intervaly v závislosti na venkovní teplotě je vyneseno i špičkový výkon tepelného čerpadla.



Graf 16 - Potřeba energie objektu na vytápění a topný výkon navrženého zdroje



Při podrobnějším pohledu můžeme vidět, že nejvyšší rozdíl potřebný pro bivalentní zdroj se nachází v intervalu 6.1. v 1:00. Rozdíl potřeby energie na vytápění a dodávky tepelného čerpadla je v tomto intervalu 12,72 kWh/ hod. Na tuto hodnotu navrhuji velikost akumulční nádrže tepelného čerpadla.

Návrh akumulčních nádrží na vytápění

$$V_{AN,60} = E_{AN} / (c \cdot \rho \cdot \Delta t) = 12,72 \cdot 3600 / (4,177 \cdot 987,5 \cdot 10) = 1,11 \text{ m}^3$$

E_{AN}	potřebné množství naakumulované energie (max.)	12,72 kWh/hod.
c	měrná tepelná kapacita vody (50°C)	4,177 kJ/ (kg.K)
Δt	rozdíl teplot, totožný s teplotním spádem OS	10 K
ρ	měrný objem vody (50°C)	987,5 kg/ m ³

Po úpravě (výše popsané) vychází velikost akumulční nádrže:

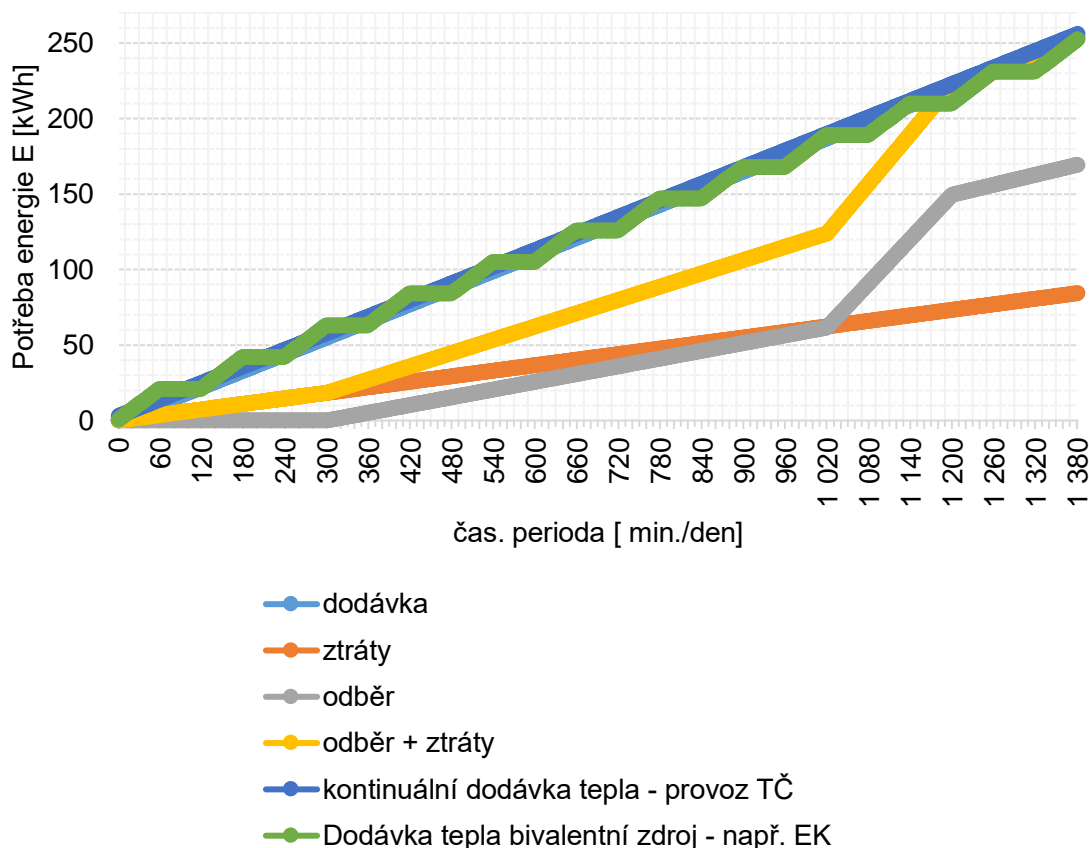
$$V_{AN,40} = 40/60 \cdot V_{AN} = 40/60 \cdot 1,11 = 0,74 \text{ m}^3$$

Akumulční nádrž navrhuji **SBP 700 E**, o celkovém objemu 700 litrů.

5.3.4 Příprava teplé vody

Pro přípravu teplé vody bude použit v případě ohřevu tepelným čerpadlem scénář podle kontinuálního dodávky energie (nejedná se o vyložené kontinuální ohřev, bylo již vysvětleno na začátku této kapitoly). Pokud by byl použit elektrický bivalentní zdroj na ohřev teplé vody, byla by použita křivka s hodinovým spínáním představující spínání HDO pro sazbu D 57d (v sazbě jsou omezeny přímotopné spotřebiče na 4 hodiny denně, ale není určený přesný čas, proto byl zde využit tento model). Z hlediska ekonomického je vhodný způsob využívat tepelné čerpadlo po celý rok pro ohřev teplé vody – tj. v režimu paralelní bivalence. Při využití alternativní bivalence je rozdíl mezi topnými faktory tepelného čerpadla při jednotlivých nastavených bodech bivalence velmi malý, zatímco potřeba energie s rostoucím bodem bivalence se stává exponenciálně vyšší. Bližší analýza provozu bivalence je provedena v kapitole 5.3.5 - nastavení bodu bivalence pro přípravu teplé vody. Rozdíl se promítá také do pořizovacího nákladu bivalentního zdroje. V případě využití elektrického zdroje je nutné mít vyšší špičkový výkon pro zajištění ohřevu teplé vody, než při kontinuální dodávce tepelné energie, z důvodu omezování spínačem HDO.

Křivka odběru a dodávka energie pro ohřev teplé vody podle
ČSN 060320



Graf 17 - Křivka odběru teplé vody podle ČSN 06 0320, dodávka tepla zdroje – varianta č. 3

Návrh velikosti zásobníku teplé vody:

$$V_z = \frac{\Delta E_{\max}}{c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{65,98}{1,163 \cdot 998,125 \cdot (60 - 10)} = 1,14 \text{ m}^3$$

ΔE_{\max} Rozdíl v čase 17 hodiny (1020 min.) 65,98 kWh

Volba zásobníku o velikosti 1200 litrů (2x 600 litrů). Volím nádrže pro systémové řešení s tepelným čerpadlem 2x STE SBB 600 WP.

Návrh zdroje energie pro ohřev teplé vody v případě tepelného čerpadla:

$$Q_{TV,K} = \frac{E_{\text{kont.}}}{\tau} = \frac{266,86}{24} = 11,12 \text{ kW}$$

$E_{\text{kont.}}$ Denní potřeba energie při kontinuální dodávce 266,86 kWh

τ časová perioda ohřevu teplé vody 24 hod

Návrh velikosti zdroje energie pro ohřev teplé vody při alternativním bivalentním provozu (vypočteno a sestaveno do křivky grafu, v závislosti na nutnosti spínání HDO):

$$Q_{TV,biv.} = 21 \text{ kW}$$

Pro ohřev teplé vody bylo zvoleno tepelné čerpadlo **STE WPL 23** a odpovídajícím elektrickým bivalentní zdrojem při alternativním provozu by mohly být topné patry v zásobnících z důvodu ekonomického a prostorového řešení technické místnosti. Patry by odpovídaly velikosti **STE FCR 28/270–27 kW**, pro provoz v paralelní bivalenci postačují elektrické patry řady **STE FCR 21/120–8 kW** zajišťující dohřívání a termickou dezinfekci teplé vody (viz. výpočet ve variantě č. 2)

5.3.5 Potřeba energie na ohřev teplé vody a nastavení bodu bivalence

Výpočet potřeby energie byl prováděn opět formou intervalové metody, z níž je uvedený v tab. 28 výstřižek. Pro znázornění je zde zobrazena pouze část výpočtové tabulky pro výpočet potřeby energie dodané tepelným čerpadlem a případným bivalentním zdrojem. Uveden je zde výpočet pro tepelné čerpadlo v paralelním režimu bivalence (elektrické patry pouze doplňují tepelné čerpadlo).

Datum/ čas (výpočetní interval)	Potřeba energie na přípravu teplé vody (50 °C) [kWh/h]	Potřeba energie na přípravu teplé vody (60 °C) [kWh/h]	° Venkovní teplota vzduchu [°C]	° Venkovní teplota pomocné hranice [°C]	WPL 23 - Špičkový výkon [kW]	Doba provozu tepelného čerpadla pro pokrytí potřeby energie na TV [min./h]	COP – TČ WPL 23 [-]	Elektrický příkon – TČ WPL 23 [kWh/h]	Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem [kWh/h]
03.01. - 5:00	1,21	1,51	-2,8	-3,0	14,60	5,0	2,34	0,52	0,00
03.01. - 6:00	4,23	5,29	-3,2	-4,0	14,43	17,6	2,32	1,82	0,00
...

Tab. 28 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na přípravu teplé vody v provozu paralelní bivalence

Z výpočtu intervalové metody a dat potřeby energie na přípravu teplé vody nám tepelné čerpadlo WPL 23 pokrylo celoročně potřebu energie na ohřev teplé vody na 50°C.

V případě, že by byla použita alternativní bivalence, musel by být bivalentní zdroj dimenzován na nejméně příznivou situaci – obdobně jako výpočet u alternativní bivalence na vytápění. Společně se zvyšováním teploty bodu bivalence by větší část pokrýval doplňkový zdroj a sezónní účinnost systému by se zhoršovala. Analýza nastaveného bodu alternativní bivalence je zobrazena v tabulce níže, kde byla provedena kroková metoda výpočtu s nastavením bodu bivalence s rozdílem 1 K.



Hospodárnost systému je vyjádřena SCOP, který zahrnuje potřebu energie doplňkové zdroje.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Období [rok]	Bod bivalence [°C]	Potřeba energie dodané TČ [kWh]	Potřeba energie pro pohon TČ [kWh]	Provozní hodiny TČ pro přípravu teplé vody [hod.]	SCOP tepelného čerpadla	Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem [kWh]	Potřeba el. energie na přípravu teplé vody v objektu (sloupec 4. + 7. + dohřívání na 60 °C a termická dezinf.) [kWh]	SCOP systému přípravy teplé vody
1	-4,0	27141,73	9916,05	1638,23	2,74	1752,44	19443,31	1,40
1	-5,0	27639,06	10131,95	1673,03	2,73	1255,11	19161,88	1,44
1	-5,5	27801,01	10203,11	1684,53	2,72	1093,16	19071,09	1,46
1	-6,0	27962,35	10274,19	1696,01	2,72	931,82	18980,82	1,47
1	-7,0	28164,19	10364,15	1710,56	2,72	729,98	18868,95	1,49
1	-8,0	28414,36	10477,23	1728,89	2,71	479,81	18731,85	1,52
1	-9,0	28582,96	10554,52	1741,44	2,71	311,21	18640,55	1,53
1	-10	28686,90	10602,80	1749,28	2,71	207,27	18584,89	1,54
1	-11	28777,54	10645,87	1756,33	2,70	116,63	18537,31	1,55
1	-12	28833,74	10673,09	1760,81	2,70	60,43	18508,34	1,56
1	-13	28849,45	10680,90	1762,10	2,70	44,72	18500,43	1,56
1	-14	28881,48	10697,27	1764,83	2,70	12,69	18484,77	1,56
1	-15	28894,17	10703,89	1765,94	2,70	0,00	18478,70	1,56

Tab. 29 - Výsledky bilance tepelného čerpadla na přípravu teplé vody pro jednotlivé body bivalence
v provozu alternativní bivalence

Z následující analýzy vyplývá, že rozdíl mezi SCOP tepelného čerpadla je při jednotlivých nastavených bodech alternativní bivalence velmi malý, zatím co při zohlednění potřeby energie bivalentního zdroje – SCOP systému přípravy teplé vody je rozdíl v účinnostech výraznější. Další nevýhodou je při alternativním bivalentním provozu potřeba pořízení výkonného zdroje energie pro ohřev zásobníků.

Obdobně jako u systému vytápění je v běžných případech nevýhodné využívat alternativní bivalenci.

Potřeba energie na dohřívání teplé vody a termickou dezinfekci je stejná jako u předchozí varianty. Při nastavení systému na paralelní bivalenci tepelného čerpadla, kdy v tomto případě na základě dat dynamické simulace, zvládne tepelné čerpadlo WPL 23 zajistit celoroční potřebu energie na přípravu teplé vody o výstupní teplotě 50°C pro hodnocený bytový objekt, lze využít topných patron s nižším výkonem a to **2x FCR 21/120–8 kW**, stejné jako v předchozí variantě.

5.3.6 Výsledná potřeba energie objektu

V tabulce je zobrazeno shrnutí intervalové metody pro následné ekonomické vyhodnocení systému. Systém pro vytápění tedy pracuje v paralelně bivalentním režimu s teplotou bivalence -5,5°C a systém přípravy teplé vody je zajištěn samostatným tepelným čerpadlem s doplňkovým zdrojem pro dohřívání teplé vody a termickou dezinfekci. Tepelné čerpadlo zajišťující ohřev teplé vody je využíváno po celý rok, tj. v režimu paralelní bivalence. Takto navrženému systému objektu odpovídá níže vypočtená potřeba energie hodnocené budovy.

Období [rok]	Potřeba energie pro pohon TČ na vytápění [kWh]	Potřeba energie pro bivalentní zdroj na vytápění [kWh]	Provozní hodiny TČ pro vytápění [hod.]	SCOP systému vytápění	Potřeba energie pro pohon TČ na přípravu teplé vody [kWh]	Provozní hodiny TČ pro přípravu TV [hod.]	Potřeba energie krytá bivalencí na dohřívání TV [kWh]	Potřeba energie krytá bivalencí na termickou dezinfekci [kWh]	SCOP systému přípravy TV
1	20842	1628,28	2854,5	2,34	10703,89	1765,94	7223,54	551,27	1,56

Tab. 30 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 3



5.3.7 Ekonomické vyhodnocení systému

Na základě výše navržených komponentů a zařízení jsem provedl ocenění tohoto systému z hlediska provozních nákladů a z hlediska investičního.

Investiční náklady

Investiční náklady jsou podobné jako v předchozí variantě, proto jsou v tabulce níže uvedeny pouze položky, které jsou rozdílné od varianty č. 2.

Název prvku	Typ prvku	KS	MJ	Cena s DPH
Zdroj tepla				
Zdroj tepla	Stiebel - Eltron WPL 34	1	ks	486 904,00 Kč
Zdroj tepla	Stiebel - Eltron WPL 23	1	ks	266 926,00 Kč
Celkem za zdroje				753 830,0 Kč

Technické zařízení technické místnosti				
Regulace TČ	STE WPM 3 international	2	ks	33 057,20 Kč
Zásobník topné vody	STE SBP 400 E	1	ks	25 168,00 Kč
Topná patrona	STE FCR 28/180	1	ks	18 565,03 Kč
Expanzní nádoba	Reflex NG 100/6	2	ks	8 833,00 Kč
Oběhové čerpadlo	GRUNDFOS ALPHA2 25-80 130	1	ks	10 072,04 Kč
Potrubní systém	5% z ceny technologie	1	kpl	23 045,91 Kč
Celkem za technologii				483 964 Kč

Tab. 31 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 3

V rekapitulaci rozpočtu je tedy vyčíslena investice do této technologie i vč. služeb spojených s touto investicí.

Rekapitulace investice		
Projektová dokumentace	5%	53 830 Kč bez DPH
Inženýrská činnost, technický dozor	1%	10 766 Kč bez DPH
Zdroje tepla		623 000 Kč bez DPH
Technologie technické místnosti		399 970 Kč bez DPH
Stavební úpravy budovy	(DPH 15%)	53 627 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		1 141 193 Kč
DPH	15%	8 044 Kč
DPH	21%	228 389 Kč



Celkem s DPH

1 377 626 Kč

Tab. 32 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 3

Ekonomické porovnání variant bude vyjádřeno pomocí toku peněz v průběhu udržitelnosti systému. Z tohoto důvodu je potřeba vypočítat i reinvestici do systému v průběhu jeho udržitelnosti. Reinvestice je vyjádřena poměrem k počáteční investici a je sestavena v současných cenách (u cen reinvestice není zohledněn růst cen a služeb, případné jejich snížení). Životnost zařízení je udávána 15 let při ročních motohodinách stroje okolo 3000 hodin.

Rekapitulace investice	interval	15 let
Projektová dokumentace	5%	41 149 Kč bez DPH
Inženýrský činnost, technický dozor	1%	8 230 Kč bez DPH
Zdroje tepla		623 000 Kč bez DPH
Technologie kotelny		199 985 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		872 364 Kč
DPH	15%	0 Kč
DPH	21%	183 196 Kč
Celkem s DPH		1 055 561 Kč

Tab. 33 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 3

Provozní náklady

Náklady na povinnou kontrolu těsnosti se odvíjí od množství chladiva v tepelných čerpadlech, resp. jeho ekvivalentní hmotnosti CO₂. Tepelná čerpadla STE WPL34 a WPL 23 mají obě chladivo typu R 407C. Množství chladiva pro tepelné čerpadlo WPL 34 je 6,7 kg a pro tepelné čerpadlo WPL 23 E 3,4 kg. Faktor GWP pro chladivo R 407C je 1774 [-]. Ekvivalentní hmotnost chladiva odpovídá tedy $(6,7+3,4) \times 1774 = 17\,917$ kg ekv. CO₂ = 17,92 tun ekv. CO₂. Podle vyhlášky č. 257/2012, zákona č.73 /2012 Sb. zařízení odpovídá 2. kategorii, tj. od 5–50 tun ekv. CO₂. Kontrola těsnosti zařízení musí být prováděna v intervalech 12 měsíců pro systém bez detekce úniku chladiva.



Soupis revizí:

Tepelné čerpadlo STE WPL 23 E a STE WPL 34

Nutné revize u TČ	Legislativní ukotvení	Orientační ceny za 1 prohlídku [Kč bez DPH]	Počet revizí ročně	Četnost revizí X let	Počet revizí za 30 let celkem
Kontrola těsnosti-revize úniků chladiva Jedno zařízení 2500,- Kč	Zákon č. 73/2012 Sb., NV č. 257/2012	5000	1	1	30
Revize elektrických instalací – podle druhu prostředí – venkovní pod přístřeškem	ČSN 33 1500, 33 2000–1 ed.2	2 800	1	4	8
Revize hasících přístrojů / ks	Vyhláška č. 246/ 2001 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 221/2014 Sb.	50	1	1	30
Revize tlakových nádob – provozní	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	1	30
Revize tlakových nádob – vnitřní a těsnost	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	5	6
Revize tlakových nádob – zkouška těsnosti	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	480	1	9	4
Náklady celkem na revize za 30 let bez DPH			184 460 Kč		
Náklady celkem na revize za 30 let s DPH			223 197 Kč		

Tab. 34 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 3

Pozn.: Podrobnější rozpis jednotlivých položek revizí v příslušných letech životnosti je součástí přílohy č. 6 – varianta 3.



Roční provozní náklady kotelny		Kč vč. DPH
Opravy a údržba - % z pořizovací ceny technologie	0,50 %	6 513,41
Dozor kotelna vč. odvodu mzdy		5 000,00
Pohotovostní / havarijní služba z pořizovací ceny	0,20 %	2 605,36
Pojištění – dle stávající pojistky nemovitosti	0,50 %	6 513,41
Režie ostatní – zpracování hlášení, statistika, ...		2 000,00
Revize a kontroly		viz tab. výše
Roční provozní náklady celkem s DPH		22 632 Kč

Tab. 35 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 3

Náklady za spotřebované palivo

V kapitole bilance tepelného čerpadla je v tabulce Tab. 30 - vypočtena roční spotřeba elektrické energie pro pohon tepelných čerpadel a pro bivalentní zdroje.

Podmínky pro připojení jsou stejné jako pro variantu č. 2.

Předpokládané náklady na spotřebované palivo dle dynamické simulace		
Roční potřeba elektrické energie	40 948,98 kWh	
Roční potřeba elektrické energie	147,42 GJ	
Jednotková cena za odebrané množství energie	1,64	Kč (s DPH) / kWh
Stálý měsíční plat za jistič a rezervovaný příkon atd.	4300,80	Kč (s DPH) / měsíc
Roční náklady na spotřebované palivo		118 599 Kč s DPH

Tab. 36 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 3



5.4 Varianta 4 – samostatné elektrické tepelné čerpadlo na vytápění a vysokoteplotní tepelné čerpadlo pro přípravu teplé vody

V předchozích variantách byla pro přípravu teplé vody použita běžná tepelná čerpadla. Účinnost těchto čerpadel je snižována s rostoucí teplotou výstupní teplé vody. Běžná výstupní teplota z těchto strojů je pro přípravu teplé vody často nedostačující. Z tohoto důvodu je potřebné dohřívání bivalentním zdrojem a tím dochází ke snížení účinnosti celého systému přípravy teplé vody. Tuto nevýhodu odstraňují tepelná čerpadla vysokoteplotní, mezi která patří také tepelná čerpadla s ekologickým chladivem R744 – CO₂. Jak již bylo zmíněno v teoretické části práce, stroje pracující s tímto chladivem mají kondenzační zónu v oblasti přehřátých par, což umožňuje zajištění vysoké výstupní teploty. Pro dosažení vyšších účinností těchto strojů je zapotřebí zajistit dostatečný rozdíl teplot na vstupní a výstupní straně. Proto jsou tato tepelná čerpadla používána především pro přípravu teplé vody. (Příkladem může být topný faktor tepelného čerpadla Q_{ton} – vzduch/voda, které má topný faktor odpovídající teplotě venkovního vzduchu -20°C , výstupní teplotě 65°C a vstupní teplotě 55°C , $\text{COP} = 0,8$. Při stejných podmínkách, ale vstupní teplotě 5°C , j jeho topný faktor $\text{COP} = 2,39$). Dalším rozdílem je náročnost stroje na vnitřní součásti a tím i investiční náklady těchto strojů.

Z výše zmíněných poznatků bude další varianta pro bytový objekt sestavena ze samostatného systému přípravy teplé vody, kterou bude zajišťovat systém s vysokoteplotním tepelným čerpadlem s chladivem CO₂. Systém vytápění bude ponechán z předchozí varianty, vytápění bude zajišťovat tepelné čerpadlo v paralelně bivalentním provozu.

Navržený systém pro přípravu teplé vody se od předchozích variant odlišuje zejména v provedení ohřevu teplé vody, která bude připravována přímo na výměnících – kondenzátorech tepelných čerpadel. Zásobníky teplé vody jsou bez vnitřních výměníků. Tento systém je navržen s důrazem na výše popsanou závislost účinnosti zdroje tepla, tj. udržení nízké teploty vstupní vody. Akumulační nádrže jsou zapojeny do série tak, aby v nich byla využita stratifikace teplot a teplota odebírána pro ohřev tepelným čerpadlem byla co nejnižší. Pro tento systém je nevýhodné využívání cirkulace teplé vody v objektu, tento požadavek není ovšem z hlediska typologie řešeného objektu možné splnit. Z tohoto důvodu je cirkulace napojena přímo do teplé části zásobníků a před vstupem do zásobníku je zajištěno směšování teplé vody pomocí termostatického čtyřcestného ventilu.

5.4.1 Návrh zdroje otopné soustavy a potřeba energie na vytápění

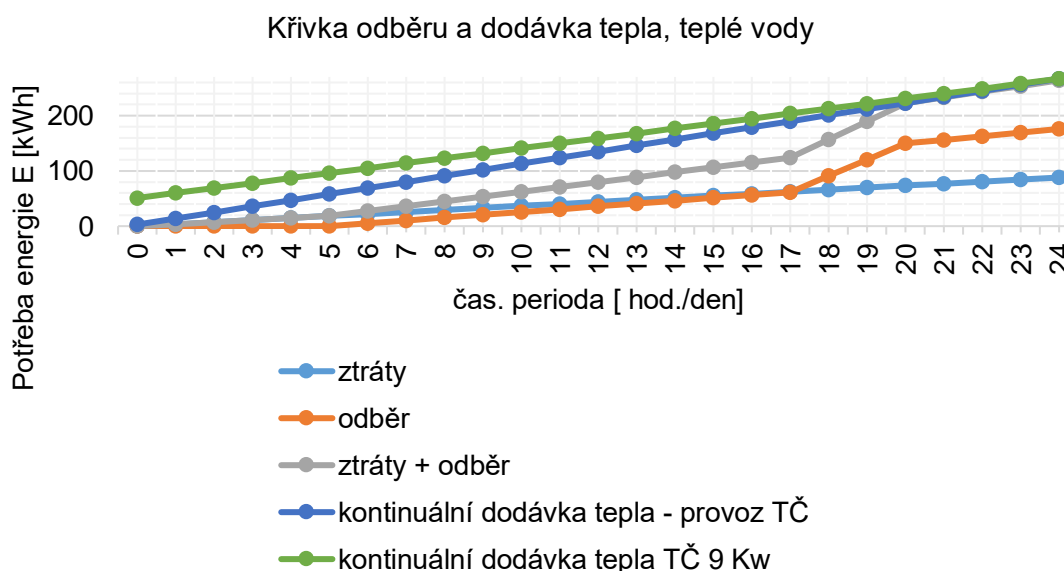
Jak již bylo zmíněno v úvodní kapitole, systém vytápění byl ponechán z předchozí varianty. Vytápění je zajištěno tepelným čerpadlem STE WPL 34 s akumulací nádrží o velikosti 700 litrů a bivalentním zdrojem v podobě elektrických topných patron umístěných v akumulacím zásobníku.

Potřeba energie na vytápění je převzata z bilančního výpočtu předchozí varianty.

5.4.2 Příprava teplé vody

Pro přípravu teplé vody jsou zvolena dvě menší tepelná čerpadla ve vnitřním provedení, která jsou zapojena v kaskádovém provedení. Tepelná čerpadla mají nastavenou výstupní teplotu na 65°C a dva výkonové režimy – Eco a comfort. Volba právě tohoto stroje byla provedena na základě dostupných parametrů pro provedení bilančního výpočtu a ekonomické vyhodnocení.

Jako zdroj tepla pro přípravu teplé vody jsou navržena dvě tepelná čerpadla Sanden Aquaeco v kaskádovém zapojení a špičkovým výkonem $2 \times 4,5 \text{ kW} = 9 \text{ kW}$. Výrobce udává denní přípravu teplé vody o teplotě 65°C je 1000 litrů pro jedno tepelné čerpadlo. V případě použití jednoho tepelného čerpadla s chladivem na CO₂ o vyšším výkonu by se neúměrně k přínosu zvýšily investiční náklady (tepelné čerpadlo Qton o výkonu 30 kW má pořizovací náklady okolo 640 000 Kč bez DPH a topné faktory nejsou u těchto tepelných čerpadel příliš rozdílné). Akumulace teplé vody je zajištěna pomocí dvou zásobníků o velikosti 750 litrů, celkem tedy 1500 litrů. Velikost zásobníků je zvolena s ohledem na spotřebu objektu, výkon zařízení a zajištění dostatečné stratifikace teplot.



Graf 18 - Křivka odběru teplé vody podle ČSN 06 0320, dodávka tepla zdroje – varianta č. 4

Návrh velikosti zásobníku teplé vody:

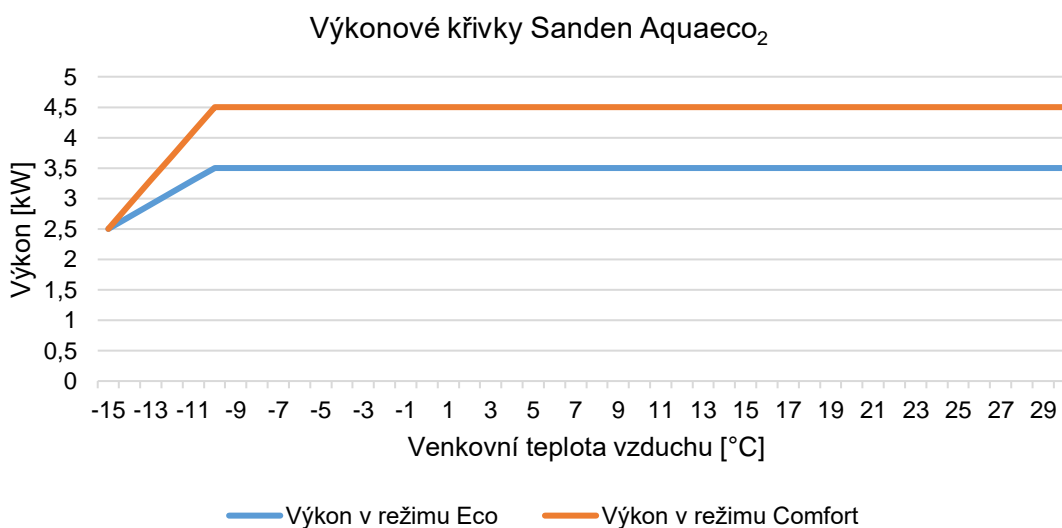
$$V_z = \frac{\Delta E_{\max}}{c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{79,96}{1,163 \cdot 998,12 \cdot (65 - 15)} = 1,378 \text{ m}^3$$

ΔE_{\max} Rozdíl v čase 17 hodiny 79,96 kWh

Volba zásobníku o velikosti 1500 litrů (2x 750 litrů). Volím nádrže pro systémové řešení využívající stratifikaci teplot 2x Sanden Aquaeco 750.

5.4.3 Potřeba energie na ohřev teplé vody

Výpočet energie pokryté tepelným čerpadlem byl proveden pomocí intervalové metody. Potřeba energie pro přípravu teplé vody o teplotě 60°C je přiřazena přípravě tepelným čerpadlem, nenachází se zde tedy potřeba bivalentního zdroje pro dohřívání z teploty 50°C na 60°C jako v předchozích variantách. Tepelné čerpadlo má průběh výkonu podle křivek níže.



Graf 19 - Výkonové křivky tepelného čerpadla Sanden Aquaeco₂ [17]

Od teploty -10°C je pro tepelné čerpadlo použita bivalence v podobě elektrické patrony v akumulacním zásobníku. Potřeba energie bivalentního zdroje je vypočtena v intervalové metodě. Bivalentní zdroj energie bude pracovat v režimu paralelní bivalence.

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, topný faktor pro tepelná čerpadla s chladivem CO₂ je závislý na vstupní teplotě do stroje. Pro bilanční výpočet byl uvažován topný faktor pro vstupní teplotu 17°C. Tato teplota je brána z důvodu částečného smíšení studené vody z vodovodního řadu s teplejší vodou při průchodu stratifikačním zásobníkem.

Datum/ čas (výpočetní interval)	Potřeba energie na přípravu teplé vody 60 °C [kWh/h]	Venkovní teplota vzduchu [°C]	Venkovní teplota pomocné hranice [°C]	Kaskáda TČ 2x Sanden Aquaeco [kW]	Doba provozu tepelného čerpadla pro pokrytí potřeby energie na TV [min./h]	COP – TČ Sanden Aquaeco [-]	Elektrický příkon – TČ 2x Sanden Aquaeco [kWh/h]	Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem [kWh/h]
05.01. - 10:00	5,29	-13,2	-14,0	5,80	54,7	2,29	2,31	0,00
05.01. - 19:00	7,55	-11,1	-12,0	7,40	60,0	2,32	3,18	0,15
...

Tab. 37 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na přípravu teplé vody vysokoteplotním čerpadlem

Kaskáda dvou tepelných čerpadle Sanden Aquaeco o celkovém výkonu 5–9 kW nepokrývá celou potřebu energie objektu pro přípravu teplé vody, je tedy zapotřebí zbývající potřebu energie pokrýt bivalentním zdrojem. Z hlediska investičních nákladů a prostorového řešení v technické místnosti je za bivalentní zdroj zvolena elektrická topná patrona umístěná do zásobníku teplé vody. Potřeba energie krytá bivalentním zdrojem, stejně jako výkon potřebný bivalentního zdroje z intervalové metody vychází malý. Celková potřeba krytá bivalentním zdrojem je zde 0,73 kWh a výkon pro pokrytí potřeby energie je 0,3 kW. O návrhu velikosti topné patrony bude tedy rozhodovat výkon potřebný pro zajištění termické dezinfekce zásobníků.

Potřeba energie na termickou dezinfekci:

$$E_{\text{dez,TV}} = m \cdot c \cdot \Delta T \cdot \tau = 1497,19 \cdot 4180,5 \cdot 10 \cdot (53 \cdot 0,5) = 459,39 \text{ kWh}$$

m	hmotnost vody v zásobnících (1500 litrů)	1497,19	kg
c	měrná tepelná kapacita vody (T = 32,5 K)	4180,5	J/(kg.K)
ΔT	rozdíl teplot pro přídavný ohřev	10	K
τ	počet hodin přehřívání za rok (53 týdnů, 30 min.)	26,5	h

Návrh výkonu topné patrony:

$$Q_{\text{TV,E}} = m \cdot c \cdot \Delta T = 1465,53 \cdot 4183,2 \cdot 10 / 3600 = 17,03 \text{ kW}$$

m	hmotnost vody v zásobnících	1465,53	kg
c	měrná tepelná kapacita vody (T = 70 K)	4183,2	J/(kg.K)
ΔT	rozdíl teplot pro přídavný ohřev (z 65°C na 75°C)	10	K

Systémové řešení zásobníků neurčuje přesný typ použité topné patrony, požadavek je tedy stanoven pouze na výkon topné patrony **18 kW**.

5.4.4 Výsledná potřeba energie objektu

Níže v tabulce je zobrazeno shrnutí pro potřebu energie dodané v navržené variantě s vysokoteplotním tepelným čerpadlem na přípravu teplé vody. V potřebách energií a výsledné účinnosti systému přípravy teplé vody je zahrnuta i energie na termickou dezinfekci zásobníků.

Období [rok]	Potřeba energie pro pohon TČ na vytápění [kWh]	Potřeba energie pro bivalentní zdroj na vytápění [kWh]	Provozní hodiny TČ pro vytápění [hod.]	- SCOP systému vytápění	Potřeba energie pro pohon TČ na přípravu teplé vody [kWh]	Provozní hodiny TČ pro přípravu TV [hod.]	Potřeba energie krytá bivalencí na dohřívání TV [kWh]	Potřeba energie krytá bivalencí na termickou dezinfekci [kWh]	- SCOP systému přípravy teplé vody
1	20842	1628,28	2854,5	2,34	9178,95	4020	0,73	459,4	3,75

Tab. 38 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 4

5.4.5 Ekonomické vyhodnocení systému

Na základě výše navržených komponentů a zařízení jsem provedl ocenění tohoto systému z hlediska provozních nákladů i z hlediska investičního.

Investiční náklady

Investiční náklady na systém vytápění je stejný jako v předchozí variantě. Rozdílné položky spojené s investicí do tepelného čerpadla na přípravu teplé vody jsou vypsány v tabulce níže.

Název prvku	Typ prvku	KS	MJ	Cena s DPH
Zdroj tepla				
Zdroj tepla	Stiebel – Eltron WPL 34	1	ks	486 904,00 Kč
Zdroj tepla	Sanden AquaEco2	2	ks	283 140,00 Kč
Celkem za zdroje				770 044,00 Kč



Technické zařízení technické místnosti				
Regulace TČ	Uvažována podobná cena relace jako pro předchozí variantu	2	ks	33 057,20 Kč
Vzduchotechnické potrubí	Air Kit	2	ks	31 460,00 Kč
Topná patrona	Výkon 18 kW	1	ks	18 565,03 Kč
Expanzní nádoba	Reflux DD33/10	1	ks	2 388,54 Kč
Zásobník teplé vody vč. TI	Aquaeco 750 l nerez	2	ks	198 440,00 Kč
Směšovací čtyřcestný ventil	Obecný typ termostatický	1	ks	3 025,00 Kč
Potrubní systém	5% z ceny technologie	1	kpl	20 270,16 Kč
Celkem za technologii				428 849,65 Kč

Tab. 39 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 4

V rekapitulaci rozpočtu je vyčíslena investice do této technologie i vč. služeb spojených s touto investicí.

Rekapitulace investice		
Projektová dokumentace	5%	51 903 Kč bez DPH
Inženýrská činnost, technický dozor	1%	10 381 Kč bez DPH
Zdroje tepla		636 400 Kč bez DPH
Technologie technické místnosti		354 421 Kč bez DPH
Stavební úpravy budovy (DPH 15%)		47 229 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		1 100 333 Kč
DPH	15%	7 084 Kč
DPH	21%	221 152 Kč
Celkem s DPH		1 328 569 Kč

Tab. 40 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 4

Ekonomické porovnání variant bude vyjádřeno pomocí toku peněz v průběhu udržitelnosti systému. Z tohoto důvodu je potřeba vypočítat i reinvestici do systému v průběhu jeho udržitelnosti. Reinvestice je vyjádřena poměrem k počáteční investici a je sestavena v současných cenách (u cen reinvestice není zohledněn růst, popř. snížení cen a služeb).

U tepelných čerpadel s přímým ohřevem teplé vody na výměníku se vyskytuje problém – dochází k usazování vodního kamene na jejich výměníku a následně k jeho růstu, což snižuje součinitel přestupu tepla a zvyšuje tlakovou ztrátu



na výměníku. Z tohoto důvodu je vhodné v intervalu daném přibližně 10 let výměník vyčistit, případně celý vyměnit. Pro správnou funkčnost zařízení je zapotřebí kontrolovat tvrdost vody – max. 30°F. V případě, že by byla tato tvrdost dlouhodobě překračována, musí být instalováno zařízení pro změkčení vody. Životnost celého zařízení Sanden Aquaeco₂ je výrobcem udávaná na 60 000 motohodin, což z výsledků intervalové metody vychází na interval 15 let a jedná se tedy o podobný interval jako u tepelného čerpadla STE WPL 34.

Rekapitulace investice	interval	15 let
Projektová dokumentace	5%	40 681 Kč bez DPH
Inženýrský činnost, technický dozor	1%	8 136 Kč bez DPH
Zdroje tepla		636 400 Kč bez DPH
Technologie kotelny		177 211 Kč bez DPH
Celkem bez DPH		862 427 Kč
DPH	15%	0 Kč
DPH	21%	181 110 Kč
Celkem s DPH		1 043 537 Kč

Tab. 41 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č.4

Provozní náklady

Stejně jako v předchozích variantách se náklady na povinnou kontrolu těsnosti odvíjí od množství chladiva v tepelných čerpadlech, resp. jeho ekvivalentní hmotnosti CO₂. Tepelná čerpadla využívající chladivo CO₂ mají faktor GWP = 1 [-]. Množství ekvivalentní hmotnosti chladiva v těchto čerpadlech tedy nedosahuje žádné kategorii podléhající kontrole. Tepelné čerpadlo Sanden Aquaeco₂ má hmotnost chladiva v zařízení pouhých 610 g.

Tepelné čerpadlo STE WPL 34 má chladivo typu R 407 C. Množství chladiva pro tepelné čerpadlo WPL 34 je 6,7 kg. Faktor GWP pro chladivo R 407 C je 1774 [-]. Ekvivalentní hmotnost chladiva odpovídá tedy $6,7 \times 1774 = 11\,886$ kg ekv. CO₂. = 11,89 tun ekv. CO₂. Podle vyhlášky č. 257/2012, zákona č.73 /2012 Sb. zařízení odpovídá 2. kategorii, tj. od 5–50 tun ekv. CO₂. Kontrola těsnosti zařízení musí být tedy prováděna v intervalech 12 měsíců pro systém bez detekce úniku chladiva.



Soupis revizí:

Tepelné čerpadlo Sanden Aquaeco₂ a STE WPL 34

Nutné revize u TČ	Legislativní ukotvení	Orientační ceny za 1 prohlídku [Kč bez DPH]	Počet revizí ročně	Četnost revizí X let	Počet revizí za 30 let celkem
Kontrola těsnosti-revize úniků chladaiva Jedno zařízení 2500,- Kč	Zákon č. 73/2012 Sb., NV č. 257/2012	2 500	1	1	30
Čištění výměníku	Jedná se o provozní náklad (1x za životnost zařízení)	10000	1	10	2
Revize elektrických instalací – podle druhu prostředí – venkovní pod přístřeškem	ČSN 33 1500, 33 2000–1 ed.2	2 800	1	4	8
Revize hasících přístrojů / ks	Vyhláška č. 246/ 2001 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 221/2014 Sb.	50	1	1	30
Revize tlakových nádob – provozní	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	1	30
Revize tlakových nádob – vnitřní a těsnost	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	240	1	5	6
Revize tlakových nádob – zkouška těsnosti	Vyhláška č. 18/1979 Sb. s aktuálním zněním Vyhláška č. 393/2003 Sb.; ČSN 69 0012	480	1	9	4

Náklady celkem na revize za 30 let bez DPH 129 460 Kč

Náklady celkem na revize za 30 let s DPH 156 647 Kč

Tab. 42 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 4

Pozn.: Podrobnější rozpis jednotlivých položek revizí v příslušných letech životnosti je součástí přílohy č. 7 – varianta č. 4.



Roční provozní náklady kotelny		Kč vč. DPH
Opravy a údržba - % z pořizovací ceny technologie	0,50 %	6 280,20
Dozor kotelna vč. odvodu mzdy		5 000,00
Pohotovostní / havarijní služba z pořizovací ceny	0,20 %	2 512,08
Pojištění – dle stávající pojistky nemovitosti	0,50 %	6 280,20
Režie ostatní – zpracování hlášení, statistika, ...		2 000,00
Revize a kontroly		viz. tab. výše
Roční provozní náklady celkem s DPH		22 073 Kč

Tab. 43 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 4

Náklady za spotřebované palivo

V kapitole bilance tepelného čerpadla je v tabulce Tab. 38 - vypočtena roční spotřeba elektrické energie pro pohon tepelných čerpadel a pro bivalentní zdroje.

Podmínky pro připojení jsou stejné jako pro variantu č. 2.

Předpokládané náklady na spotřebované palivo dle dynamické simulace		
Roční potřeba elektrické energie	32108,63 kWh	
Roční potřeba elektrické energie	115,59 GJ	
Jednotková cena za odebrané množství energie	1,64	Kč (s DPH)/ kWh
Stálý měsíční plat za jistič a rezervovaný příkon atd.	3859,55	Kč (s DPH)/ měsíc
Roční náklady na spotřebované palivo	98 842	Kč s DPH

Tab. 44 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 4

6 Vyhodnocení jednotlivých variant

V navržených možnostech zdroje tepla pro bytový objekt jsou vyčísleny náklady na pořízení a provozování systému vytápění a ohřevu teplé vody. Pro porovnání bude dále z těchto údajů sestaveno ekonomické porovnání systému. Ekonomické zhodnocení bude sestaveno z model toku peněz v jednotlivých letech pro navržené systémy. Model toku peněz bude použit pro základní představu o výhodnosti systémů. Model bude proveden ve dvou scénářích. První hodnocený scénář je sestaven na základě prosté kumulace výdajů a nákladů. Tento model nezohledňuje růst cen ani inflaci peněz po dobu životnosti. V druhém hodnocení již bude zohledněna inflace peněz. Tyto parametry budou do modelu zahrnuty pomocí sazby, v našem případě průměrné inflace.

Oba ekonomické modely budou vyhodnoceny pro sledovanou životnost systému, která je stanovena na 30 let. Do celkových nákladů jsou zahrnuty investiční náklady na pořízení zdroje – přímé i nepřímé, provozní náklady spojené s údržbou a se spotřebovaným palivem, pro dobu životnosti je zde zahrnuta reinvestice a životnost jednotlivých zdrojů tepla a částí systému a jejich nutné revize a předpokládané opravy. Vyhodnocení bude dále doplněno porovnáním jednotlivých variant na konci životnosti prvního zdroje tepla, tj. v době před reinvesticí.

6.1 Rekapitulace navržených variant

V praktické části byly navrženy 4 možnosti provedení zdroje pro bytový objekt. Jednotlivé zdroje a jejich provedení jsou označovány pod očíslovanými variantami. V ekonomickém hodnocení je často používáno pouze toto označení, z tohoto důvodu zde věnuji kapitolu pro jejich rychlé připomenutí:

Označení	Zdroj tepla pro vytápění	Zdroj tepla pro přípravu teplé vody	Použité palivo	Vypočtená spotřeba energie
Varianta č.1	Vaillant VU 466–4–5		Zemní plyn	11 505 m ³
Varianta č.2	Kaskáda 2 ks Stiebel Eltron WPL 34		Elektřina	
Varianta č.3	STE WPL 34	STE WPL 23	Elektřina	
Varianta č.4	STE WPL 34	2xSanden Aquaeco ₂	Elektřina	

Tab. 45 - Rekapitulace zdrojů tepla a energonositelů pro jednotlivé varianty

6.2 Ekonomický model prostého toku peněz

Podrobná tabulka toku peněz po dobu životnosti je součástí přílohy jednotlivých variant. Základem tohoto vyhodnocení je kumulace investovaných výdajů do technologie, v průběhu hodnocené doby je započtena také reinvestice daného systému. Jedná se zejména o dovršení životnosti (ekonomické, u tepelných čerpadel i technické) zdroje tepla a náklad na jeho znovupořízení. Dále jsou součástí hodnocení nahromaděné platby za spotřebované palivo v jednotlivých letech, náklady na údržbu a opravy, zajištění služeb spojených s provozem technologie a jeho revize.

Příklad sestaveného toku peněz pro variantu zdroje č. 4:

Peněžní tok		Varianta č. 4			
ř. 0	Rok	0	1	2	...
ř. 1	Investice s DPH	1 328 569,-	0,-	0,-	...
ř. 2	Provozní výdaje s DPH	-	121 013,-	116 754,-	...
ř. 3	Tok peněz – CF s DPH	1 328 569,-	121 013,-	116 754,-	...
ř. 4	Kumulovaný tok peněz s DPH	1 328 569,-	1 449 582,-	1 566 336,-	...

Tab. 46 - Ukázka sestaveného prostého toku peněz pro variantu č. 4

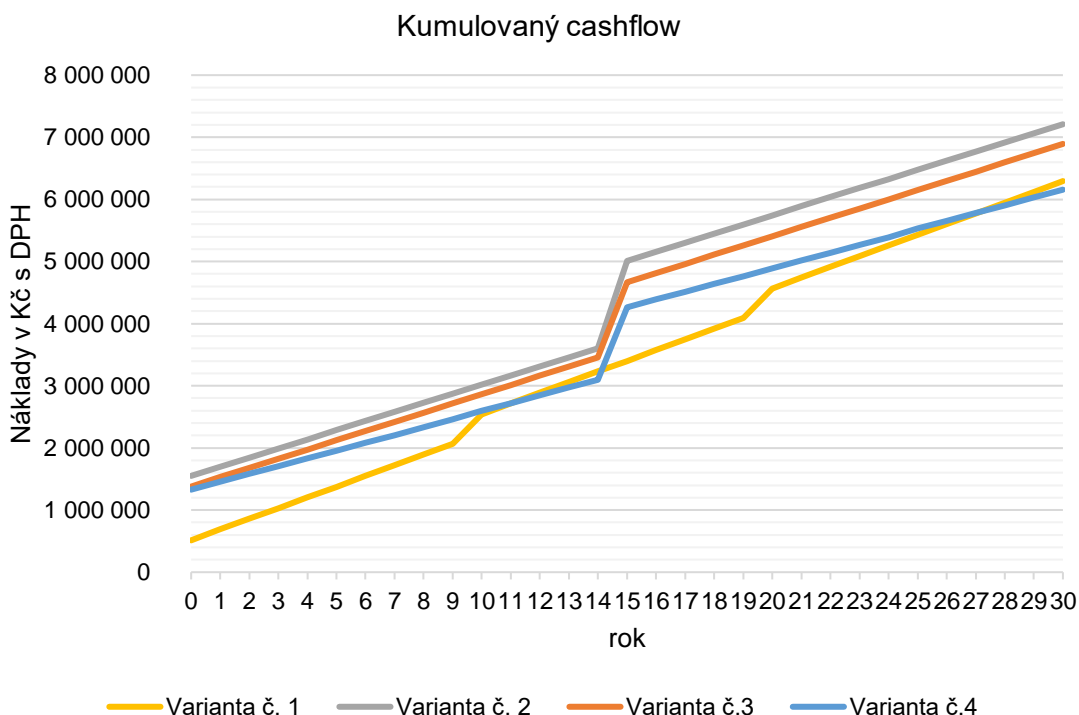
Výpočet kumulovaného CF je proveden dle vztahu:

$$\text{ř. 3} = \text{ř. 1} + \text{ř. 2}$$

$$\text{ř. 4} = \text{ř. 3}_{n=i} + \text{ř. 4}_{n=i-1}$$

6.2.1 Vyhodnocení variant prostým kumulovaným tokem peněz

Na základě výsledků sestavených z porovnání peněžních toků pro jednotlivé návrhy je provedeno vyhodnocení. Pro přehledné vyobrazení variant je vyneseno kumulovaný cash flow v grafu po dobu celé životnosti.



Graf 20 - Ekonomické výsledky variant pro ekonomický modelu prostého cashflow

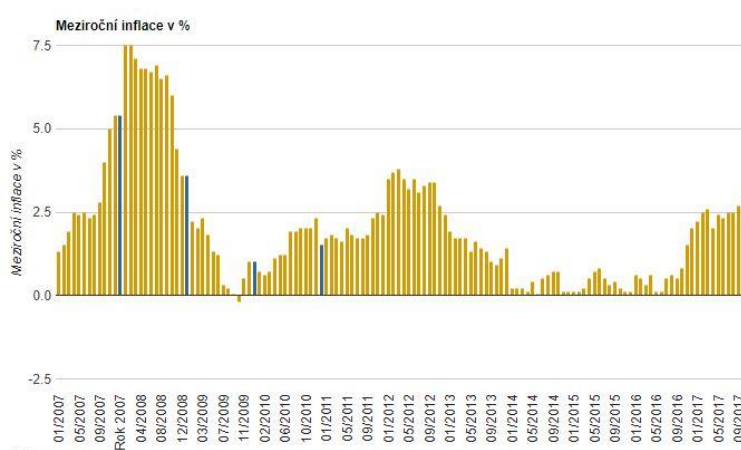
Z tohoto vyhodnocení vidíme, že náklady na pořízení jsou nejnižší u varianty č. 1 – plynové kotelny. Směrnice křivky je ovšem vyšší než u ostatních variant, což je způsobeno vyššími provozními náklady zejména náklady na spotřebované palivo. Investiční výdaj je podobný u varianty č. 3 a varianty č. 4, rozdíl těchto variant je znatelný v provozních nákladech tepelných čerpadel připravujících teplou vodu. Nejvyšší investiční výdaje jsou spojené s variantou č. 2, a to zejména díky vysoké pořizovací ceně tepelných čerpadel pracujících v režimu vytápění v monovalentním provozu. Provozní náklady tohoto systému nedokáží přinést v hodnoceném časovém úseku vyšší úsporu než předchozí varianty.

	Investiční výdaj	Roční náklady na spotřebované palivo	Kumulovaný CF na konci 1. životnosti TČ (14. rok)	Kumulovaný CF na konci hodnocení (30. rok)
var.1	512 413 Kč	155 309 Kč	3 229 302 Kč	6 294 947 Kč
var.2	1 550 026 Kč	114 687 Kč	3 605 020 Kč	7 209 706 Kč
var.3	1 377 626 Kč	118 599 Kč	3 460 057 Kč	6 893 313 Kč
var.4	1 328 569 Kč	98 842 Kč	3 096 316 Kč	6 156 181 Kč

Tab. 47 - Ekonomické výsledky pro jednotlivé varianty v modelu prostého cashflow

6.3 Ekonomický model diskontovaného toku peněz

Vstupním údajem tohoto modelu je předchozí ekonomický model toku peněz. Roční výdaje zahrnuté v jednotlivých letech jsou následně převedeny do budoucí hodnoty peněz na konci životnosti projektu za pomoci diskontní sazby. Diskontní sazba v hodnocení projektu určuje míru inflace v době životnosti. Životnost projektu je na přesné určení inflace příliš dlouhá. Bude zde tedy počítáno s jednotnou průměrnou inflací, která je stanovená ve výši 2 %.



Graf 21 - Vývoj meziroční inflace v česku za období 01/2007–09/2017 [18]

Zvolená míra inflace odpovídá průměrné inflaci za předešlých 15 let.

Rok															
17	16	15	14	13	12	11	10	09	08	07	06	05	04	03	02
Průměrná roční inflace pro daný rok [%]															
2,47	0,68	0,33	0,32	1,42	3,29	1,92	1,47	1,05	6,37	2,83	2,51	1,87	2,82	0,01	1,93
Průměrná inflace za 15 let [%]															1,95

Tab. 48 - Vyčíslení ročních inflací v česku za předchozí období 15 let

Příklad sestaveného toku peněz pro variantu zdroje č. 4:

Peněžní tok		$r = 2,0 \%$	Diskontní sazba (inflace)			
ř. 1	Rok		0	1	2	...
ř. 2	Tok peněz – CF	s DPH	1 328 569,-	121 013,-	116 754,-	...
ř. 3	Diskontovaný – CF	s DPH	1 328 569,-	131 120,-	129 311,-	...
ř. 4	Kumulovaný disk. CF	s DPH	1 328 569,-	1 459 690,-	1 589 001,-	...

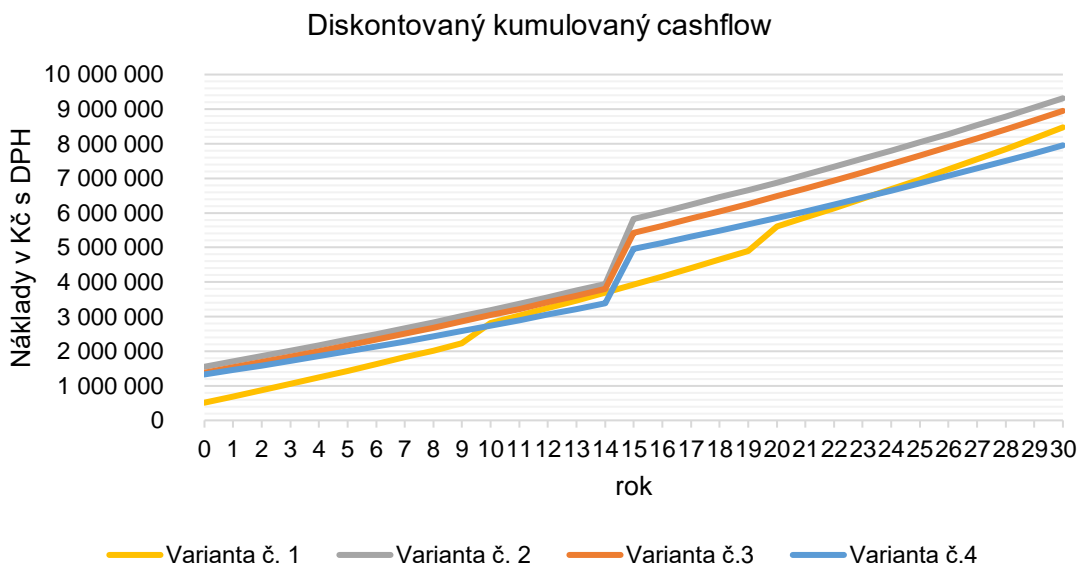
Tab. 49 - Ukázka sestaveného diskontovaného toku peněz pro variantu č. 4

Výpočet diskontovaného CF je proveden dle vztahu:

$$\dot{r}. 3 = \dot{r}. 2 * (1 + r)^{\dot{r}.1}$$

$$\dot{r}. 4 = \dot{r}. 3_{n=i} + \dot{r}. 4_{n=i-1}$$

6.3.1 Vyhodnocení variant diskontovaným kumulovaným tokem peněz



Graf 22 - Ekonomické výsledky variant pro ekonomický modelu diskontovaného cashflow

V ekonomickém modelu zohledňujícím diskontní sazbu v podobě inflace se projevují ztelněji náklady na provoz a výdaje za spotřebované palivo. Tento efekt se odrazí ve změně pořadí při hodnocení projektu ve 14. roku, tj. konci životnosti tepelných čerpadel. Ovšem výsledné pořadí na konci životnosti projektu jednotlivých variant zůstává stejné jako v modelu bez zohlednění inflace.

Finanční rozdíly na konci jednotlivých životností tepelných čerpadel jsou v tabulce vztaženy k referenční variantě č. 1 – plynového kotel. Částka s kladným znaménkem znamená vyšší náklady oproti referenci, záporné znaménko znázorňuje uspořené finance oproti variantě č. 1.

	Kumulovaný CF na konci 1. životnosti TČ (14. rok)	Rozdíl oproti varianta 1 – plynovému kotli (14. rok)	Kumulovaný CF na konci hodnocení (30. rok)	Rozdíl oproti varianta 1 – plynovému kotli (30. rok)
var.1	3 690 726 Kč	Reference	8 473 367 Kč	Reference
var.2	3 941 434 Kč	250 708 Kč	9 313 975 Kč	840 608,45 Kč
var.3	3 800 966 Kč	110 241 Kč	8 949 746 Kč	476 378,85 Kč
var.4	3 386 343 Kč	-304 383 Kč	7 953 240 Kč	-520 126,70 Kč

Tab. 50 - Ekonomické výsledky pro jednotlivé varianty v modelu diskontovaného cashflow

6.4 Vyhodnocení jednotlivých variant

Nahlížení investora pro výběr mezi jednotlivými variantami může být z několika pohledů. Pro prezentaci navržených systémů je vybráno porovnání z hlavních ekonomických hledisek při rozhodování investora.

6.4.1 Hledisko investičních nákladů

Při pohledu a hodnocení návrhů z hlediska investičních nákladů vychází jednoznačně nejvýhodněji varianta s plynovým kotlem. Nejvíce nákladnou variantou je pořízení dvou tepelných čerpadel, která budou zajišťovat monovalentní provoz vytápění. Tato varianta je o skoro celý milion dražší než řešení s plynovým kotlem. Varianty č. 3 a č.4 mají srovnatelné investiční náklady, které se ovšem blíží k nejdražší variantě. Rozdíl oproti plynovému kotli je zde v rozmezí 800–870 tisíc korun.

Pořadí jednotlivých variant:

Pořadí	Varianta	Investiční náklad	Zvýšení nákladu
1	č. 1 Plynový kondenzační kotel	512 413 Kč	-
2	č. 4 STE WPL34 + 2x aquaeco	1 328 569 Kč	816 156 Kč
3	č. 3 STE WPL34 + WPL23	1 377 626 Kč	865 212 Kč
4	č. 2 STE 2x WPL34	1 550 026 Kč	1 037 612 Kč

Tab. 51 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska počáteční investice

Dotační programy na výměnu zdroje tepla

V dnešní době je možné snížit investiční náklady na pořízení efektivních zdrojů tepla využitím dotačních programů. V České republice se pro bytové domy nabízí využití dotačního programu z Ministerstva pro místní rozvoj ČR s názvem Integrovaný regionální operační program – IROP. V rámci programu probíhá současně době výzva č. 37 Energetické úspory v bytových domech II. V této výzvě je pro podporovanou aktivitu „Výměna zdroje tepla na vytápění, případně přípravu teplé užitkové vody“ stanovena výše podpory na 30 % uznatelných nákladů. Využití této výzvy je ovšem možné pouze při výměně stávajícího zdroje a splnění specifických pravidel výzvy [19]. Následně je nutné také zohlednit náklady vzniklé s vyřízením dotace, které jsou vysoké a mohou ve výsledku snížit výši dotace až o polovinu (tento faktor není níže v tabulce zohledněn).



Snížení investičních nákladů při zohlednění dotačního programu IROP

Varianta	Investice bez dotace	Dotace	Investice po získání dotace
č. 1	512 413 Kč	153 724 Kč	358 689 Kč
č. 4	1 328 569 Kč	465 008 Kč	1 085 018 Kč
č. 3	1 377 626 Kč	413 288 Kč	964 338 Kč
č. 2	1 550 026 Kč	398 571 Kč	929 999 Kč

Tab. 52 - Vyhodnocení jednotlivých variant s možností získání dotace z programu IROP

Pro bytové domy v Praze nelze dotační program IROP využít. Je možné zde získat příspěvek na výměnu zdroje tepla od Ministerstva životního prostředí v programu „Nová zelená úsporám pro bytové domy“. V současné době probíhá druhá výzva programu, ve kterém je možné žádat na výměnu zdroje tepla v oblasti C – Efektivní využití zdrojů energie. Pro získání dotace na elektrické tepelné čerpadlo musí mít stávající objekt buď zdroj na tuhá fosilní paliva nejhůře 3. emisní třídy nebo elektrické vytápění. Pokud by hodnocený objekt splnil tyto požadavky, bylo by možné získat výši dotace na tepelné čerpadlo vzduch – voda v hodnotě 13 000,- Kč/b.j. V případě žádání dotace na plynový kondenzační kotel je výše podpory stanovena na 8 000,- Kč/b.j. V programu Nová zelená úsporám je ještě poskytnuta dotace na vypracování odborného posudku ve výši 15 000,- Kč [20]. Tato částka nebude do výše dotace započtena z důvodu nákladů spojených s vyřízením dotace, které často jsou vyšší než tato částka. Níže je tedy vyčíslena výše dotace při splnění podmínek objektu příslušného dotačního titulu.

Snížení investičních nákladů při zohlednění dotačního programu NZÚ

Varianta	Investice bez dotace	Dotace	Investice po získání dotace
č. 1	512 413 Kč	112 000 Kč	400 413 Kč
č. 4	1 328 569 Kč	182 000 Kč	1 368 026 Kč
č. 3	1 377 626 Kč	182 000 Kč	1 195 626 Kč
č. 2	1 550 026 Kč	182 000 Kč	1 146 569 Kč

Tab. 53 - Vyhodnocení jednotlivých variant s možností získání dotace z programu NZÚ

6.4.2 Hledisko provozních nákladů

Do provozních nákladů budou v hodnocení započteny výdaje na kontroly, revize, údržbu, pojištění, monitoring a také náklady na spotřebované palivo. Jelikož jsou pro jednotlivé varianty výše zmíněné části rozdílné v jednotlivých letech, bude zde porovnána celková částka za hodnocenou dobu životnosti projektu, tj. 30 let. Hodnocené částky odpovídají modelu bez zohlednění diskontní sazby – inflace.

Pořadí jednotlivých variant:

Pořadí	Varianta	Provozní náklady	Zvýšení nákladů
1	č. 4 STE WPL34 + 2x aquaeco	3 784 074 Kč	-
2	č. 2 STE 2x WPL34	4 401 331 Kč	617 257 Kč
3	č. 3 STE WPL34 + WPL23	4 460 126 Kč	676 052 Kč
4	č. 1 Plynový kondenzační kotel	5 185 425 Kč	1 401 351 Kč

Tab. 54 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska provozních nákladů

6.4.3 Hledisko celkových nákladů

Hodnocení celkových nákladů pro jednotlivé systémy bylo provedeno v předchozí kapitole věnující se ekonomickým modelům. V tabulce 55 a 56 jsou výsledky pouze zrekapitulovány a seřazeny do pořadí podle výhodnosti.

Vyhodnocení z prostého ekonomického modelu bez zohlednění inflace

Pořadí	Varianta	Celkové náklady	Zvýšení nákladů
1	č. 4 STE WPL34 + 2x aquaeco	6 156 181 Kč	-
2	č. 1 Plynový kondenzační kotel	6 294 947 Kč	138 766 Kč
3	č. 3 STE WPL34 + WPL23	6 893 313 Kč	737 132 Kč
4	č. 2 2x STE WPL34	7 209 706 Kč	1 053 526 Kč

Tab. 55 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových nákladů

Vyhodnocení z diskontovaného ekonomického modelu – zohlednění inflace

Pořadí	Varianta	Celkové náklady	Zvýšení nákladů
1	č. 4 STE WPL34 + 2x aquaeco	7 953 240 Kč	-
2	č. 1 Plynový kondenzační kotel	8 473 367 Kč	520 127 Kč



3	č. 3	STE WPL34 + WPL23	8 949 746 Kč	996 506 Kč
4	č. 2	2x STE WPL34	9 313 975 Kč	1 360 735 Kč

Tab. 56 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových nákladů

Je vhodné provést převod celkových nákladů na měrnou jednotku vztaženou na energii potřebnou pro objekt na vytápění a přípravu teplé vody. Z tohoto vyjádření je možné porovnávat navržené systémy i s ostatními zdroji tepla, které mají investiční výdaje zahrnuté v ceně za spotřebovanou energii – např. CZT. Vztažené hodnocení je prováděno k aktuálním cenám – tj. celková náklady za sledovanou životnost objektu jsou stanoveny z modelu prostého toku peněz.

Měrné náklady na energii v objektu pro vytápění a přípravu TV				
Roční potřeba energie objektu			327,39 GJ	
Hodnocená doba životnosti			30 let	
	Náklady na palivo pro vytápění a přípravu teplé vody v objektu	Měrná cena za palivo vztažená k roční potřebě objektu	Celkové prosté náklady systému za sledovanou životnost	Měrná cena vztažená k potřebě objektu za sledovanou životnost
	Kč s DPH / rok	Kč s DPH / GJ	Kč s DPH / 30 let	Kč s DPH / GJ
Varianta 4	98 842 Kč	302 Kč	6 156 181 Kč	627 Kč
Varianta 1	155 309 Kč	474 Kč	6 294 947 Kč	641 Kč
Varianta 3	118 599 Kč	362 Kč	6 893 313 Kč	702 Kč
Varianta 2	114 687 Kč	350 Kč	7 209 706 Kč	734 Kč
CZT v Praze	-	-	-	680–750 Kč

Tab. 57 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových měrných nákladů

Při pořízení centrálního zásobování zdroje tepla závisí cena na mnoha faktorech. Dochází k rozdílu mezi jednotlivými provozovateli a také v původu dodaného tepla (okresková kotelna, teplárna, elektrárna, ...). V ceně dodaného tepla se často skrývá právě i investiční náklad pro napojení objektu, ten bývá následně rozúčtováván všem odběratelům tepla ze soustavy. Obdobně tak i při odpojení objektů od soustavy náklady spojené s provozováním energetické soustavy se rozpočítávají mezi zbylé připojené objekty. Cena zapsaná výše v hodnocení je částkou, která byla odečtena z faktury bytového domu v Praze. Rozptyl cen uvedený v tabulce je z období mezi lety 2012–2017.



Závěr

Práce se zabývala návrhem a vyhodnocením tepelných čerpadel využitých jako zdroj tepla pro vytápění a přípravu teplé vody v menším bytovém domě.

Cílem práce bylo navrhnout a zjistit využitelnost tepelných čerpadel v bytových domech. Tento typ objektů je pro tepelná čerpadla specifický z důvodů celoroční potřeby energie na přípravu teplé vody, která vyžaduje vyšší výstupní teplotu, a z důvodu omezeného výběru nízko potenciálního zdroje energie. Předmětem návrhu byla tedy tepelná čerpadla využívající energii okolí z venkovního vzduchu.

Návrh a vyhodnocení systémů s tepelným čerpadlem bylo provedeno na konkrétním bytovém domě, který byl postaven z konstrukcí dosahujících doporučených hodnot součinitele prostupu tepla podle ČSN 730540–2:2011, a příprava teplé vody je zajišťována pro 14 bytových jednotek. Za účelem hodnocení objektu s tepelným čerpadlem pomocí bilanční metody byla sestavena dynamická simulace objektu, která zajistila vstupní data. V samostatných návrzích zdrojů a jejich vyhodnocení jsou použity výrobky s odpovídajícími podrobnými parametry vstupujícími do bilančních výpočtů. Pro bytový objekt jsou navrženy celkem 4 varianty zdroje tepla. Z důvodu porovnání s konvenčními zdroji tepla je jednou z variant plynový kondenzační kotel. Další varianty využívají již tepelná čerpadla vzduch – voda.

První variantou s alternativním zdrojem je kaskáda dvou tepelných čerpadel využitých jako monovalentní systém vytápění zajišťující souběžně i přípravu teplé vody. Tato varianta se v ekonomickém hodnocení ukázala jako nejvíce nákladná a provozní náklady nedokázaly přinést vyšší úsporu, aby se systém stal na konci životnosti výhodnější než u ostatních variant. Celkově tento systém vychází na poslední hodnocené pozici s vypočtenými náklady na provoz 734,-Kč za GJ dodané energie (v ceně jsou zohledněny celkové náklady systému za sledovanou dobu 30 let).

V druhé variantě s tepelnými čerpadly je již systém vytápění navržen v bivalentním provozu společně s elektrickou patronou. Příprava teplé vody je ponechána na samostatném tepelném čerpadle s nižším výkonem. Takto navržený systém přinesl úsporu v pořizovacích nákladech oproti předchozí variantě. Provozní náklady oproti monovalentnímu provozu vzrostly, zvýšení těchto nákladů nedosáhne v celkovém součtu rozdílu investičního nákladu. Měrná cena za jednotku energie bez zohlednění růstu cen a inflace vychází na 702,-Kč za GJ.

Poslední navrženou alternativou je použití vysokoteplotního tepelného čerpadla na přípravu teplé vody. Použita jsou dvě tepelná čerpadla s chladivem CO₂. Tato tepelná čerpadla odstraňují nedostatek z předchozích variant, a to elektrické dohřívání



teplé vody. Pro snížení investičních nákladů jsou navržena dvě menší vysokoteplotní tepelná čerpadla pro systém přípravy teplé vody. Z hlediska získaných poznatků a závěrů z předchozích variant je systém vytápění ponechán v bivalentním režimu běžného tepelného čerpadla. Takto navržený systém i přes vyšší investiční náklady (které jsou podobné jako ve variantě s bivalentními běžnými tepelnými čerpadly) dokáže uspořit v průběhu životnosti na provozních nákladech více než běžná tepelná čerpadla. Celkové náklady spojené s provozem systému vychází ekonomicky výhodněji než u konvenčního zdroje, v podobě plynového kondenzačního kotle. Provoz vztážený na měrnou jednotku energie vychází investora na 627,-Kč za GJ.

Nejvýhodnější z navržených variant pro řešený bytový dům je instalace vysokoteplotního tepelného čerpadla s chladivem CO₂ pro systém přípravy teplé vody a běžného tepelného čerpadla na vytápění s bivalentním zdrojem pracujícím v paralelní režimu. Takto navržený systém má pořizovací náklady vyšší než konvenční zdroj – plynový kotel, ale provozní náklady tohoto systému dokáží uspořit v době životnosti více, než je investovaný rozdíl. Všechny navržené varianty zdroje tepla vychází pod úrovní ceny účtované v roce 2016 za dodanou tepelnou energii ze soustavy CZT (cena podobného objektu v dané lokalitě). V uvedené měrné ceně za teplo dodané z CZT není zahrnut budoucí vývoj této ceny. Náklady vypočtené a převedené do měrné ceny v jednotlivých variantách zohledňují budoucí náklady spojené s provozem a investicemi do systémů. Energie dodaná běžnými tepelnými čerpadly, ve které je zohledněn faktor zachování komfortu přípravy teplé vody o standardní teplotě, není výrazně dražší než energie dodaná typickým řešením s plynovým kotlem, které je odkázáno na výskyt plynovodní sítě v blízkosti objektů.



Seznam literatury a podkladů

- [1] DVOŘÁK, Zdeněk, Luděk KLAZAR a Jiří PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1987.
- [2] PETRÁK, Jiří. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03126-8.
- [3] ADAMOVSKEÝ, Daniel. *Aplikovaná termomechanika – Přednáška 4: Parní oběhy, Clausiův – Rankinův oběh, kompresorový oběh, absorpční oběh*. Praha: ČVUT v Praze, FSv.
- [4] *Větrání a klimatizace*. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993. ISBN 80-901574-0-8.
- [5] PETRÁK, Miroslav. *Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy: výpočtové podklady*. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2013. ISBN 978-80-01-05341-6.
- [6] ADAMOVSKEÝ, Daniel. *Aplikovaná termomechanika – Přednáška 3: Termodynamika par, Diagramy vodní páry, základní vratné děje v parách*. ČVUT v Praze, FSv.
- [7] TINTĚRA, Ladislav. *Tepelná čerpadla*. Praha: Arch, 2003. ISBN 80-86165-61-2.
- [8] *Chladiva používaná v tepelných čerpadlech: TZB-info*. In: TZB-info: stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/12647-chladiva-pouzivana-v-tepelnych-cerpadlech>
- [9] Legislativní situace v oblasti chladiv a výhledy do budoucna: TZB-info. In: TZB-info: stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online]. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13646-legislativni-situace-v-oblasti-chladiv-a-vyhledy-do-budoucna>
- [10] *P-h diagram for Carbon Dioxide Refrigerant*. In: Chapter 9: Carbon Dioxide (R744) The New Refrigerant (updated 3/17/2013) [online]. [cit. 2017-12-26]. Dostupné z: https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Applied/Chapt.7_11/CO2/ph_hx_CO2.gif
- [11] *Tedom prosp_ Tep_cerpadlo Polo100 CZ_28514*. In: Tedom [online]. Výčapy: TEDOM, 09/2014 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/wp-content/uploads/2017/12/TEDOM-Polo-100-plynov%C3%A9-tepeln%C3%A9-%C4%8Derpadlo.pdf>
- [12] *Chlazení: odborný časopis pro techniku chlazení a aplikace*. Praha: Jan Bílek, 2014-, 2017(2). ISSN issn2336-3991.



- [13] *Katastrální mapa*. In: Nahlížení do katastru nemovitostí [online]. [cit. 2017-12-26]. Dostupné z:
<http://sgi.nahlizenidokn.cuzk.cz/marushka/default.aspx?themeid=3&&MarQueryId=81F2A805&MarQParam0=1379402101&MarQParamCount=1&MarWindowName=Marushka>
- [14] MATUŠKA, Tomáš. *Alternativní zdroje energie*. Praha: Evropský sociální fond, 2010. Skriptum. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [15] *Tepelná čerpadla Stiebel Eltron*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o., 2015, 2015 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z:
http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_download/technicke_informace_tepelna_čerpadla.pdf
- [16] *PŘEHLED SAZEB A CEN ZA ZAJIŠŤOVÁNÍ DISTRIBUCE ELEKTRINY: pro zákazníky kategorie D – Domácnosti*. In: E.ON [online]. 1.1.2017 [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <https://www.eon.cz/-a86779---KLqH1vdS/prehled-cen-distribuce-2017>
- [17] BLÁHA, Marek. *SANDEN AquaEco 2015-4*. Praha: GT Energy, 2015.
- [18] *Meziroční inflace v %*. In: Kurzy měn, akcie cz online a komodity, investice online - Kurzy.cz: Inflace - 2017, míra inflace a její vývoj v ČR - 10 let [online]. [cit. 2017-12-26]. Dostupné z:
<http://www.kurzy.cz/makroekonomika/inflace/?imakroGraphFrom=1.1.2007>
- [19] *Změny v 37. výzvě k předkládání žádostí o podporu: ENERGETICKÉ ÚSPORY V BYTOVÝCH DOMECH II*.
In: Praha: Ministerstvo pro místní rozvoj České republiky, 2017, ročník 2017.
- [20] *SPECIFICKÁ PRAVIDLA PRO ŽADATELE A PŘÍJEMCE: SNÍŽENÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI V SEKTORU BYDLENÍ*.
In: Praha: Ministerstvo pro místní rozvoj ČR, 2017, 31.8.2017, číslo 1.3.
- [21] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. *Tepelná čerpadla*. Brno: ERA, 2005. ISBN 80-7366-031-8.
- [22] KARLÍK, Robert. *Tepelné čerpadlo pro váš dům*. Praha: Grada, 2009. ISBN 978-80-247-2720-2.
- [23] PETRÁK, Miroslav. *CHLADICÍ TECHNIKA A TEPELNÁ ČERPADLA: PODKLADY PRO CVIČENÍ*. Praha: Evropský státní fond, 2009.
- [24] MATUŠKA, Tomáš a Robert KRAINER. *Výpočtové hodnocení tepelných soustav s tepelnými čerpadly* [online]. Praha: Státní fond životního prostředí ČR, 2011 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.opzp2007-2013.cz/soubor-ke-stazeni/41/12428-06_hodnoceni_TC_metodika.pdf



- [25] *Metodika pro návrh tepelného čerpadla vzduch-voda*. In: Metodiky [online]. Praha: ASOCIACE PRO VYUŽITÍ TEPELNÝCH ČERPADEL, 2012, 28.05.2012, s. 6 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.avtc.cz/?download=/_dokum/metodika-pro-navrh-tepelneho-čerpadla-vzduch-voda_28-05-2012-pracovni-verze.pdf
- [26] *Chladiva: TZB-info*. In: *TZB-info: stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online]. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/333-chladiva>
- [27] *Přehled produktů a ceník systémová technika STIEBEL ELTRON 2017*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o., 2017 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_download/cenik-se-2017-systemova-technika.pdf
- [28] *Stavební připravenost*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_download/stavebni_pripravenost_05_2017.pdf
- [29] *Technický list: WPL 13-23 E / WPL 13-23 cool*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_p.000008/tech_list_wpl13_23.pdf
- [30] *Technický list: WPL 34-57*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_p.000011/tech_list_wpl34_57.pdf
- [31] *Ceník tepelných čerpadel SANDEN: Pro koncové zákazníky 2015/4*. Praha: GT Energy, 2015.
- [32] *Tepelné čerpadlo pro přípravu teplé vody – Aquaeco 2 Max SANDEN: Návod k instalaci a obsluze*.
- [33] *Vedení vzduchu/spalin pro ecoTEC exclusiv, ecoTEC plus, ecoTEC pro: Návod k montáži*. In: Vaillant [online]. Chrást'any: Vaillant Group Czech, 04/2012 [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <https://www.vaillant.cz/downloads/n-vody/navody-k-instalaci/ni-odkoureni-ecotec-plus-exclusiv-425765.pdf>
- [34] *Zásobníky pro TUV a vytápění*. In: STIEBEL ELTRON [online]. Praha: STIEBEL ELTRON spol. s r.o. [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: http://www.tepelna-čerpadla.cz/?download=/_download/ti-zasobniky-tuv-a-vytapani.pdf
- [35] *Závěsný kondenzační plynový kotel VU ecoTEC plus (46 - 65 kW)*. Vaillant [online]. Praha: Vaillant Group Czech [cit. 2017-12-17]. Dostupné z: <https://www.vaillant.cz/pro-zakazniky/produkty/zavesny-kondenzacni-plynovy-kotel-vu-ecotec-plus-46-65-kw-10624.html>

Seznam použitých norem

ČSN EN 15316-4-2.

Energetická náročnost budov – Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy – Část 4-2: Výroba tepla pro vytápění, Tepelná čerpadla, Modul M3-8-2, M8-8-2. Praha: ÚNMZ, 2017.

TNI 73 0331.

Energetická náročnost budov: Typické hodnoty pro výpočet.

Praha: ÚNMZ, 2013.

TNI 73 0351.

Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly: Zjednodušený výpočtový postup. Praha: ÚNMZ, 2014.

ČSN EN 14511-1.

Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Část 1: Termíny, definice a klasifikace. Praha: ÚNMZ, 2014.

ČSN EN 14511-3.

Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Část 3: Zkušební metody. Praha: ÚNMZ, 2014.

ČSN EN 14511-4.

Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru – Část 4: Provozní požadavky, značení a instrukce. Praha: ÚNMZ, 2014.

ČSN 060320.

Tepelné soustavy v budovách: Příprava teplé vody – Navrhování a projektování. Praha: ČNI, 2006.

ČSN EN 12831.

Tepelné soustavy v budovách: Výpočet tepelného výkonu. 2005. Praha: ÚNMZ, 2005.

Seznam obrázků

Obr. 1 - Carnotův cyklus - [3].....	14
Obr. 2 - Znárodnění parního oběhu, rozdíl skutečného a idealizovaného průběhu [5]	16
Obr. 3 - p–T diagram látky [6].....	18
Obr. 4 - Znárodnění jednotlivých bodů a oblastní pracovního diagramu p–i.....	20
Obr. 5 - Schéma tepelného čerpadla s jednotlivými pracovními body	21
Obr. 6 - Znárodnění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva R	22
Obr. 7 - Znárodnění zvýšení kondenzační teploty v pracovním diagramu chladiva...	22
Obr. 8 - Znárodnění snížení výparné teploty v pracovním diagramu chladiva.....	23
Obr. 9 - Znárodnění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva CO ₂ [10].....	27
Obr. 6 - Znárodnění cyklu tepelného čerpadla v pracovním diagramu chladiva R	28
Obr. 10 - Schéma tepelného čerpadla s elektrickým kompresorem [11]	31
Obr. 11 - Schématický obrázek procesu přeměny energie na elektrickou energii.....	31
Obr. 12 - Schéma tepelného čerpadla s kompresorem poháněným plynovým motorem [11].....	33
Obr. 13 - Znárodnění rozdílu topného výkonu v závislosti na pohonu kompresoru [11]	34
Obr. 14 - Schéma a pracovní diagram pro sorpční tepelné čerpadlo [2]	35
Obr. 15 - Situační plán budovy, katastrální mapa [13].....	41
Obr. 16 - Půdorys 1.PP.....	42
Obr. 17 - Půdorys se znárodněním zónování 1.NP	42
Obr. 18 - Půdorys se znárodněním zónování 2.NP	43
Obr. 19 - Půdorys se znárodněním zónování 3.NP	43
Obr. 20 - Půdorys se znárodněním zónování 4.NP	44



Obr. 21 - Axonometrie budovy z modelu dynamické simulace – jižní a západní stěny	45
Obr. 22 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – západní pohled ..	45
Obr. 23 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – východní pohled	46
Obr. 24 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – severní pohled ...	46
Obr. 25 - Čelní pohled na budovu z modelu dynamické simulace – jižní pohled.....	47
Obr. 26 - Závislost výkonu tepelného čerpadla na pokrytí roční potřeby energie [14]	56



Seznam tabulek

Tab. 1 - Přehled hodnot GWP pro nejpoužívanější chladiva s jejich ekvivalentní hmotností CO ₂ [9]	26
Tab. 2 - Přehled četnosti povinných kontrol zařízení s chladivý [9].....	26
Tab. 3 - Přehled tepelně technický hodnot obálky budovy	48
Tab. 4 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání obytných prostor objektu	49
Tab. 5 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání temperovaných prostor (chodby) objektu	51
Tab. 6 - Hodnoty pro sestavení profilu užívání nevytápěných prostorů objektu	52
Tab. 7 - Charakteristika tepelného čerpadla STE WPL 34 – topný výkon [15]	59
Tab. 8 - Charakteristika tepelného čerpadla STE WPL 34 – topný faktor [15].....	59
Tab. 9 - Vyhodnocení TČ jako zdroje energie na základě dat z dynamické simulace ve dvou provedeních.....	63
Tab. 10 - Výsledná data z návrhových přístupů pro tepelná čerpadla	64
Tab. 11 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 1	70
Tab. 12 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 1	70
Tab. 13 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 1	71
Tab. 14 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 1	73
Tab. 15 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 1	73
Tab. 16 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 1	74
Tab. 17 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 2	79
Tab. 18 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 2	80
Tab. 19 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 2	82
Tab. 20 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta zdroje č. 2	82
Tab. 21 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 2.....	83



Tab. 22 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 2	84
Tab. 23 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 2.....	85
Tab. 24 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 2	85
Tab. 25 - Četnosti potřeby energie na vytápění pro jednotlivé venkovní teploty vzduchu, pro teploty nižší než 0 °C	88
Tab. 26 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na vytápění v provozu paralelní bivalence	89
Tab. 27 - Výsledky bilance tepelného čerpadla na vytápění pro jednotlivé body bivalence v provozu alternativní bivalence	90
Tab. 28 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na přípravu teplé vody v provozu paralelní bivalence	95
Tab. 29 - Výsledky bilance tepelného čerpadla na přípravu teplé vody pro jednotlivé body bivalence v provozu alternativní bivalence	96
Tab. 30 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 3.	97
Tab. 31 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 3.....	98
Tab. 32 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 3	99
Tab. 33 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č. 3.....	99
Tab. 34 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 3	100
Tab. 35 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 3.....	101
Tab. 36 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 3 ...	101
Tab. 37 - Ukázka výpočtu bilancování tepelného čerpadla na přípravu teplé vody vysokoteplotním čerpadlem	105
Tab. 38 - Výsledné hodnoty výpočtu bilancování tepelného čerpadla – varianta č. 4	106
Tab. 39 - Investiční náklady na pořízení zdroje ve formě zjednodušeného rozpočtu – varianta č. 4.....	107
Tab. 40 - Rekapitulace investice příslušného zdroje energie – varianta č. 4	107
Tab. 41 - Rekapitulace reinvestice příslušného zdroje energie – varianta č.4.....	108



Tab. 42 - Soupis nutných revizních kontrol s cenami a četností – varianta č. 4	109
Tab. 43 - Soupis provozních nákladů spojených s provozem příslušného zdroje – varianta č. 4	110
Tab. 44 - Provozních náklady spojené se spotřebovaným palivem – varianta č. 4 ...	110
Tab. 45 - Rekapitulace zdrojů tepla a energonositelů pro jednotlivé varianty	111
Tab. 46 - Ukázka sestaveného prostého toku peněz pro variantu č. 4	112
Tab. 47 - Ekonomické výsledky pro jednotlivé varianty v modelu prostého cashflow	113
Tab. 48 - Vyčíslení ročních inflací v česku za předchozí období 15 let.....	114
Tab. 49 - Ukázka sestaveného diskontovaného toku peněz pro variantu č. 4	114
Tab. 50 - Ekonomické výsledky pro jednotlivé varianty v modelu diskontovaného cashflow.....	115
Tab. 51 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska počáteční investice.....	116
Tab. 52 - Vyhodnocení jednotlivých variant s možností získání dotace z programu IROP.....	117
Tab. 53 - Vyhodnocení jednotlivých variant s možností získání dotace z programu NZÚ	117
Tab. 54 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska provozních nákladů	118
Tab. 55 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových nákladů	118
Tab. 56 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových nákladů	119
Tab. 57 - Vyhodnocení jednotlivých variant z hlediska celkových měrných nákladů	119



Seznam grafů

Graf 1 - Obsazenost obytné zóny o víkendu.....	50
Graf 2 - Obsazenost obytné zóny v pracovním týdnu.....	50
Graf 3 - Profil spuštěných spotřebičů obytné zóny o víkendu	50
Graf 4 - Profil spuštěných spotřebičů obytné zóny v pracovním týdnu	50
Graf 5 - Výsledné potřeby energie z dynamické simulace pro budovu v intervalu jednoho roku.....	52
Graf 6 - Potřeba energie na vytápění odpovídající venkovní teplotě, výkon tepelného čerpadla STE WPL 34.....	61
Graf 7 - Četnost potřeby energie na vytápění za celý rok	62
Graf 8 - Poměrové vyjádření energií v hodnoceném objektu podle původu	65
Graf 9 - Závislost potřeby energie na výkonu zdroje a venkovní teplotě v nejvíce kritickém týdnu	77
Graf 10 - Závislost potřeby energie na výkonu zdroje a venkovní teplotě v pro návrh akumulární nádrže	77
Graf 11 - Četnosti potřeby energie na vytápění odpovídající venkovním teplotám vzduchu	87
Graf 12 - Nastavený bod bivalence pro tepelné čerpadlo STE WPL 34	88
Graf 13 - Závislost energie dodané zdroji na nastaveném bodu alternativní bivalence	91
Graf 14 - Závislost sezónního topného faktoru tepelného čerpadla na nastaveném bodu alternativní bivalence	91
Graf 15 - Závislost sezónního topného faktoru systému na vytápění na nastaveném bodu alternativní bivalence	92
Graf 16 - Potřeba energie objektu na vytápění a topný výkon navrženého zdroje	92
Graf 17 - Křivka odběru teplé vody podle ČSN 06 0320, dodávka tepla zdroje – varianta č. 3.....	94
Graf 18 - Křivka odběru teplé vody podle ČSN 06 0320, dodávka tepla zdroje – varianta č. 4.....	103



Graf 19 - Výkonové křivky tepelného čerpadla Sanden Aquaeco ₂ [17].....	104
Graf 20 - Ekonomické výsledky variant pro ekonomický modelu prostého cashflow	113
Graf 21 - Vývoj meziroční inflace v česku za období 01/2017–09/2017 [18].....	114
Graf 22 - Ekonomické výsledky variant pro ekonomický modelu diskontovaného cashflow.....	115

Seznam použitého software

Protech – Tepelný výkon	verze 4.6.5
Protech – Dimos	verze 5.3.9
Archicad	verze 19, MEP verze 20
Autocad	verze 2017
DesingBuilder	verze 5.0.3.7
RTS Stavitel +	verze 2.0.1.0
Excel	verze 2016
Stiebel – Eltron	verze č.2014.4 – Ekonomika provozu

Seznam příloh

Příloha 1 - Skladby konstrukcí	
Příloha 2 - Výsledky dynamické simulace	
Příloha 3 - Projektová dokumentace vytápění	
Příloha 4 - Varianta zdroje č. 1 – plynový kotel	
	4.1 – Výkresová část
	4.2 – Ekonomická část
Příloha 5 - Varianta zdroje č. 2 – kaskáda tepelných čerpadel	
	5.1 – Výkresová část
	5.2 – Ekonomická část
Příloha 6 - Varianta zdroje č. 3 – bivalentní tepelné čerpadlo na vytápění	
	6.1 – Výkresová část
	6.2 – Ekonomická část
Příloha 7 - Varianta zdroje č. 4- vysokoteplotní tepelné čerpadlo na přípravu teplé vody	
	7.1 – Výkresová část
	7.2 – Ekonomická část