

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2024

**TOMÁŠ
BLÁHA**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bláha** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **484053**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**
Specializace: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Carnotova baterie pro využití odpadního tepla v průmyslovém podniku

Název diplomové práce anglicky:

Carnot battery for the utilization of waste heat in an industrial enterprise

Pokyny pro vypracování:

Provedte návrh využití nízkopotenciálního tepla s využitím tzv. Carnotovy baterie v průmyslovém podniku o zadaných potřebách energií. Navržené řešení porovnejte s variantou bez Carnotovy baterie. Součástí práce bude úvaha o využití navrženého systému v kontextu flexibility a trhu s podpůrnými službami. Zhodnoceno bude snížení emisí CO₂ ve smyslu plánovaného zavedení emisních povolenek v tzv. EU ETS II. Součástí práce bude ekonomické hodnocení navrhovaných variant.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerši vhodných řešení konceptů tzv. Carnotových baterií v kombinaci s tepelným čerpadlem.
2. Vyhodnocení spotřeby tepla, teplé vody a množství odpadního tepla v zadaném průmyslovém podniku.
3. Návrh tepelných čerpadel.
4. Návrh Carnotovy baterie pro využití odpadního tepla.
5. Možnosti využití navrženého systému v kontextu flexibility, trhu s elektřinou a trhu s podpůrnými službami.
6. Zhodnocení snížení emisí CO₂ v kontextu plánovaného zavedení EU ETS II.
7. Ekonomické hodnocení a citlivostní analýzy.

Obsah práce a hloubka zpracování jednotlivých bodů bude v průběhu zpracování upravována v závislosti na dílčích výsledcích práce.

Seznam doporučené literatury:

E-zdroje dostupné branou EIZ. Informace a podklady vedoucího práce.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jakub Maščuch, Ph.D. ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2024**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2025**

Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma „Carnotova baterie pro využití odpadního tepla v průmyslovém podniku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jakuba Maščucha, Ph.D. Práci jsem vypracoval s využitím uvedené literatury v souladu s metodickým pokynem o dodržování etických principů při tvorbě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze, dne

.....

Tomáš Bláha

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Tomáš Bláha
Název BP:	Carnotova baterie pro využití odpadního tepla v průmyslovém podniku
Anglický název:	Carnot battery for utilization of waste heat in an industrial enterprise
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	Ústav energetiky 12115
Vedoucí BP:	Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 142 Počet obrázků: 49 Počet tabulek: 50 Počet příloh: 6
Klíčová slova:	Carnotova baterie, Organický Rankinův cyklus, tepelné čerpadlo, využití odpadního tepla
Keywords:	Carnot batteries, Organic Rankine cycle, heat pump, waste heat utilization
Anotace:	Diplomová práce se zabývá Carnotovými bateriemi jako možností akumulace elektrické energie a efektivního využití odpadního tepla. V teoretické části se zaměřuje na tepelně integrované Carnotovy baterie a jejich možnosti využití na trhu s podpůrnými službami. V praktické části je navrženo využití odpadního tepla v průmyslovém podniku s využitím Carnotovy baterie a bez něho. V závěru jsou obě varianty ekonomicky a ekologicky zhodnoceny a je doporučena preferovaná varianta.
Abstract:	The thesis deals with Carnot batteries as a means of electrical energy storage and the efficient use of waste heat. The theoretical part focuses on thermally integrated Carnot batteries and their potential use in the market for ancillary services. In the practical part, the utilization of waste heat in an industrial enterprise with and without the use of a Carnot battery is proposed. In conclusion, both variants are economically and ecologically evaluated, and the preferred variant is recommended.

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jakubu Maščuchovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady, připomínky a čas, který mi věnoval při psaní závěrečné práce.

Obsah

Seznam symbolů indexů a zkratk.....	8
Úvod.....	12
1 Carnotovy baterie-princip funkce	13
1.1 Koncepty Carnotových baterií	14
1.2 Způsoby skladování tepla	15
1.2.1 Uložiště ve formě citelného tepla	16
1.2.2 Uložiště ve formě latentního tepla.....	17
1.2.3 Termochemické uložení tepla	17
1.3 Zpětná konverze tepla na elektřinu.....	17
1.4 Účinnost a výkonnostní ukazatele Carnotových baterií	18
1.5 Vhodné koncepty Carnotových baterií pro využití nízkopotenocálního tepla v kombinaci s tepelným čerpadlem	21
1.5.1 Varianta s citelným uložení tepla.....	22
1.5.2 Varianta s reverzibilním tepelným čerpadlem/ORC.....	25
1.5.3 Kombinace citelného a latentního uložení tepla	26
1.6 Komerčně vyvíjené systémy Carnotových baterií nabíjených tepelným čerpadlem.....	27
1.7 Překážky komerčního uplatnění Carnotových baterií.....	28
1.7.1 Carnotovy baterie v energetickém mixu	28
1.7.2 Investiční náklady Carnotových baterií	29
2 Trh s elektřinou, flexibilita a systémové služby	30
2.1 Trh s elektřinou	30
2.1.1 Účastníci na trhu s elektřinou	31
2.2 Systémové služby a služby výkonové rovnováhy	33
2.2.1 Zálohy s automatickou regulací frekvence a výkonové rovnováhy	34
2.2.2 Zálohy s manuální regulací výkonové rovnováhy	34
2.2.3 Cena podpůrných služeb	35

2.3	Flexibilita a funkce agregátora flexibility.....	36
2.3.1	Potenciál flexibility pro potravinářský průmysl	36
2.4	EU ETS II	37
3	Návrhově výpočtová část.....	38
3.1	Zadání studie.....	38
3.2	Popis provozu průmyslového podniku	38
3.3	Současný způsob zásobování teplem v průmyslovém podniku.....	39
3.4	Spotřeba teplé vody v průmyslovém podniku	40
3.5	Potřeba tepla na vytápění.....	43
3.6	Diagram ročního trvání potřeby tepla.....	44
3.7	Zdroj odpadního tepla.....	45
3.8	Možnosti využití odpadního tepla.....	46
3.9	Provoz technologie chlazení	47
4	Varianta 1-krytí potřeb tepla tepelným čerpadlem	53
4.1	Schéma a popis koncepce	53
4.2	Návrh tepelného čerpadla	54
4.3	Ověření návrhu tepelného čerpadla	61
4.4	Návrh akumulace	67
4.5	Bilanční model typového roku.....	68
4.6	Výsledky ročního provozního modelu varianty 1.....	69
4.7	Typové denní diagramy varianty 1	71
5	Varianta 2 krytí potřeb tepla tepelným čerpadlem s tepelní integrovanou Carnotovou baterií	74
5.1	Schéma a popis koncepce	74
5.2	Návrh tepelných čerpadel varianty 2	75
5.3	Návrh Organického Rankinova cyklu.....	79
5.4	Výběr kondenzátoru ORC	87

5.5	Výsledné parametry Carnotovy baterie	90
5.6	Velikost akumulčních nádrží varianty 2	93
5.7	Bilanční model typového roku.....	95
5.8	Výsledky ročního provozního modelu varianty 2.....	96
5.9	Typové dny pro jednotlivá období modelového roku varianty 2.....	100
6	Ekonomické hodnocení.....	102
6.1	Investiční náklady na instalaci tepelných čerpadel.....	103
6.2	Investiční náklady ORC.....	105
6.3	Provozní náklady	109
6.3.1	Kalkulace ceny zemního plynu.....	109
6.3.2	Kalkulace ceny elektřiny	112
6.4	Roční Cashflow.....	113
6.5	Čistá současná hodnota a diskontovaná návratnost investice.....	115
6.5.1	Potřebná cena služeb výkonové rovnováhy.....	117
6.6	Srovnání technicko-ekonomických parametrů Carnotovy baterie.....	118
7	Citlivostní analýza	121
7.1	Zvyšování ceny elektřiny.....	121
7.2	Zvyšování ceny zemního plynu	122
8	Ekologické hodnocení investice	123
9	Diskuse výsledků	124
10	Závěr	125
	Zdroje.....	127
	Seznam tabulek	130
	Seznam obrázků.....	132
	Seznam příloh	134
	Zadávané hodnoty do programu POWER NASA	134
	Ekvitermní křivky	135

Data k navrženým tepelným čerpadlům pro variantu 1	136
Data k navrženým tepelným čerpadlům pro variantu 2	138
Emailová komunikace se zaměstnancem GEA	141
Ceník elektřiny ČEZ	142

Seznam symbolů indexů a zkratk

Symbols

η	účinnost [–]
E	vyrobená elektřina [kWh]
P	příkon [kW]
V	objem [m^3]
\dot{V}	objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Δt	rozdíl teplot [$^{\circ}C$]
ρ	hustota [$kg \cdot m^{-3}$]
c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
Q	teplený výkon [kW]
T	teplota [$^{\circ}C$]
K/G	označení kompresoru
COP	Topný faktor [–]
EER	Chladicí faktor [–]
h	měrná entalpie [$kJ \cdot kg^{-1}$]
q	stav páry [–]
p	tlak [Pa]
\dot{m}	hmotnostní tok [$kg \cdot s^{-1}$]
t	teplota [$^{\circ}C$]
m	hmotnost [kg]
R	relativní vlhkost vzduchu [%]
s	měrná entropie [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
ω	měrná vlhkost vzduchu [%]
v	měrný objem [$m^3 \cdot kg^{-1}$]
w	výkon [kW]
k	celkový koeficient přestupu tepla [$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$]
ΔT_{ln}	střední logaritmičtý teplotní spád [K]
S	plocha [m^2]
i	diskontní míra [%]
n	čas [roky]

Indexy

RT	zpětná konverze
el	elektrina
charge	nabíjení
discharge	vybíjení
T	tepelná
El	elektrická
min	minimální
max	maximální
TV	Teplá voda
T_TV	Tlaková teplá voda
in	Vstup
out	Výstup
k	kondenzační
o	chladící
VÝP	výparník
PK	podchlazovač kapaliny
KON	kondenzátor
SP	srážec přehřátí
HP	tepelné čerpadlo
AKU	akumulace
CM	zdroj chladu
HS	zdroj tepla
čerp	čerpadlo
exp	expandér
gen	generátor
rek	rekuperátor
SH	přehřáté
SC	podchlazené
ORC	organický Rankinův cyklus
cycle	oběh
vent	ventilátor
D	diskontovaná

Zkratky

CB	Carnotova baterie
TI-PTES	Akumulační uložení s tepelným přečerpáváním a integrací tepla
ORC	Organický Rankinův cyklus
CAPEX	kapitálové náklady
ED	Energetická hustota
PC	Měrné náklady na elektrický výkon
CC	Měrné náklady na produkci elektřiny
LCOS	Diskontované náklady akumulace
AC	Provozní náklady
UCEEB	Univerzitní centrum energeticky efektivních budov
OZE	Obnovitelné zdroje energie
EU ETS 2	Rozšíření evropského systému obchodování s emisními povolenkami
ČEPS	Česká elektroenergetická přenosová soustava
SVR	Služby výkonové rovnováhy
OTE	Operátor trhu s elektřinou
PPS	Provozovatel přenosové soustavy
PDS	Provozovatel distribuční soustavy
POFL	Poskytovatel flexibility
PpS	Podpůrné služby
FCR	Zálohy s automatickou regulací frekvence
aFRR	Zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s automatickou aktivací
mFRR	Zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s manuální aktivací
VPP	virtuální elektrárna
TV	teplá voda
TTV	tlaková teplá voda
AVG	průměrný
PP	minimální teplotní rozdíl
TČ	tepelné čerpadlo
Cap	kapacita
CHZ	chladicí zařízení
ODP	potenciál možného poškození ozonové vrstvy
GWP	potenciál způsobení globálního oteplování
USD	americký dolar
EUR	euro

EmI	elektromotorická instalace
MaR	měření a regulace
IN	investiční náklady
ZP	zemní plyn
ČEZ	České energetické závody
POZE	podpora obnovitelných zdrojů energie
DPH	daň z přidané hodnoty
NPV	Čistá současná hodnota
CF	cashflow
DCF	diskontované cashflow
TN	návratnost investice

Úvod

Současné směřování energetiky je silně ovlivněno snahou snižovat produkci emisí CO_2 . Redukce emisí CO_2 v energetice je dnes pevně spojena s odklonem od konvenčního spalování uhlí a přechodem k nízkoemisním zdrojům energie. Za nízkoemisní zdroje jsou považovány jaderné zdroje a obnovitelné zdroje energie. Především obnovitelné zdroje energie, zažívají značný nárůst instalovaného výkonu, a to nejen kvůli nízké produkci emisí CO_2 při výrobě elektřiny, ale také z důvodu energetické bezpečnosti.

Energetika se tak musí vyrovnat s odchodem od stabilních zdrojů elektrické energie a přeorientovat se na efektivní využití obnovitelných zdrojů energie, jejichž výroba je ale v čase nestálá. Právě nestálá produkce elektřiny v čase je kritická pro efektivní začlenění obnovitelných zdrojů do energetického mixu. Proměnlivá produkce elektřiny vede ke stále větším nárokům na přenosovou soustavu a zároveň vyžaduje implementaci akumulace elektrické energie, tak aby byly vyrovnány špičky mezi výrobou a spotřebou.

V současné době je akumulace elektrické energie řešena pro velké výkony především přečerpávacími vodními elektrárnami. Menší výkony akumulace jsou nejčastěji řešeny pomocí lithiových baterií. Přečerpávací vodní elektrárny jsou limitovány geografickou polohou a nová díla je velmi obtížné stavět. Baterie jsou naopak velmi nákladnou technologií, a pro jejich výrobu je potřeba velké množství vzácných kovů.

Dalším z možných řešení levné a dostupné akumulace elektrické energie je akumulace ve formě tepla. Tento koncept se nazývá Carnotovy baterie. Hlavní předností Carnotových baterií je široká možnost variant, jak akumulaci realizovat, nezávislost na geografické lokalitě a velká variabilita výkonů.

1 Carnotovy baterie-princip funkce

Pojmem Carnotovy baterie (CB) jsou označovány technologie skladování elektrické energie ve formě energie tepelné. Základní principy fungování Carnotových baterií se podstatně neliší od standardních baterií pracujících na elektrochemickém principu. Baterie operují se třemi klíčovými funkcemi: procesem nabíjení, akumulací energie a jejím následným uvolněním. Sekvence popsanych funkcí je patrná naobrázku 1, kde se elektřina nejprve přemění na teplo, které je přesunuto do vhodného uložistiše, odkud je následně uvolněno a transformováno zpět na elektrickou energii. Podle způsobu realizace těchto tří kroků jsou Carnotovy baterie rozdělovány do mnoha konceptů. Carnotovy baterie mají oproti jiným technologiím skladování elektrické energie, tyto výhody:[1] [2]

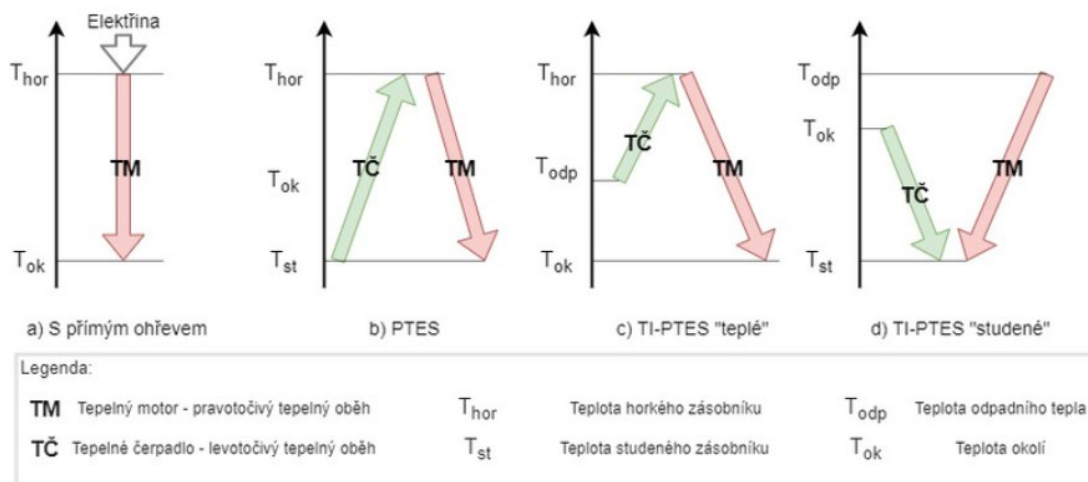
- 1) Možnost instalace kdekoliv, bez omezení na lokalitě
- 2) Nízké náklady na akumulaci tepla, používané materiály bývají levné a snadno dostupné
- 3) Vysoká energetická hustota
- 4) Široká škálovatelnost velikosti systému



Obrázek 1 Princip fungování Carnotových baterií [1]

1.1 Koncepty Carnotových baterií

Přehled principů realizace Carnotových baterií představuje obrázek 2. Nejjednodušší koncept (a) spočívá v přímé přeměně elektrické energie na teplo pomocí odporového či indukčního ohřevem látky v akumulačním zásobníku. Teplo je poté přeměněno zpět na elektrickou energii tepelným motorem, tento koncept je označován jako „*Electric Thermal Energy Storage (ETES)*“, někdy též označovány jako „*Compressed heat energy storage (CHEST)*“. Dalšími variantami jsou systémy typu, „*Pumped Thermal Energy Storage (PTES)*“, které pro přeměnu elektřiny na teplo využívají tepelné čerpadlo pracující v levotočivém tepelném cyklu, ty jsou na obrázku označeny jako b) až d). Tyto systémy se rozdělují na samostatné bez integrace tepla (b) a na řešení s tepelnou integrací, označovány jako „*TI-PTES*“ (c a d). Tepelně integrovaná řešení většinou využívají odpadní teplo z průmyslových procesů. Způsob využití odpadního tepla dále kategorizuje systémy na „teplé“ a „studené“. Teplé systémy přečerpávají odpadní teplo na vyšší teplotní úroveň (c), zatímco studené systémy implementují chladicí oběh, který odvádí teplo ze studeného zásobníku, aby zvýšil teplotní rozdíl mezi teplotou odpadního tepla a teplotou v zásobníku (d).[1] [3]



Obrázek 2 Přehled konceptů Carnotových baterií [1]

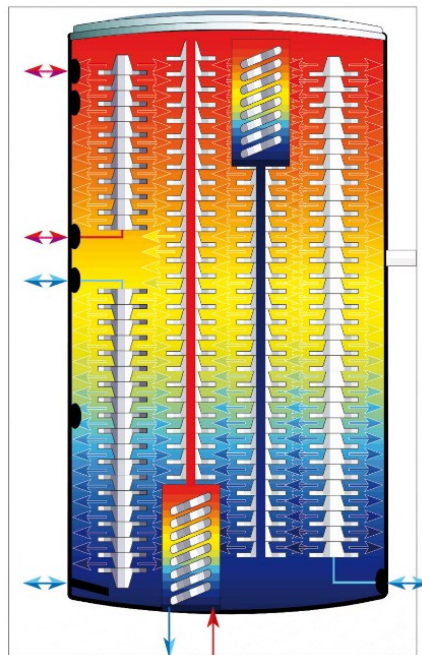
1.2 Způsoby skladování tepla

Obecným cílem akumulace tepla je zajištění souběhu energetických zdrojů a odběrů v časově energeticky vybalancovaný celek. Akumulace tepelné energie je zásadní v rámci celého systému Carnotových baterií. Nachází se mezi přeměnou elektřiny na teplo a zpětnou přeměnou tepla na elektřinu. Je nutné, aby procesy nabíjení a vybíjení byly přizpůsobeny druhu uložení a byl tak zajištěn optimální provoz systému jako celku. Ideální materiál tepelného uložení by měl mít vysokou tepelnou kapacitu, být schopný akumulovat vysoké teploty, být chemicky stálý, dostupný a levný. V současnosti existují čtyři různé způsoby akumulaci tepla, kterými jsou využití citelného tepla, využití skupenského tepla, využití chemických reakcí a využití tepla spojeného s procesy sorpce, absorpce a adsorpce. Poslední dvě zmíněné metody nejsou příliš obvyklé, jelikož se nacházejí stále v raném stádiu výzkumu a vývoje. [1] [4] [5]

1.2.1 Uložiště ve formě citelného tepla

Jedná se o nejběžnější způsob akumulace tepla, který je založený na zvyšování a snižování teploty materiálu uložiště bez změny jeho skupenství. Akumulační látkou mohou být materiály v pevném skupenství, jako jsou šterky, písky, keramika nebo beton. V kapalném skupenství bývá nejběžnější akumulací látkou voda, pro vyšší teploty akumulace se využívají oleje, nebo roztavené soli. Výběr materiálu uložiště je ovlivněn teplotou a tlakem uložiště tak, aby u materiálu, který jej tvoří, nedocházelo ke změně skupenství. Nevýhodou tohoto způsobu akumulace je, nízká hustota akumulované energie, zásobník tak musí být velkých rozměrů. [1] [4] [5]

Akumulace ve formě vody je nejčastěji realizována, pokud je požadovaná teplota do 100 °C, při teplotě nad 100 °C je vyžadován vysoký tlak vody. U vodních akumulacích nádrží dochází k teplotní stratifikaci neboli rozvrstvení teplot ve vertikálním směru (viz Obr. 3) Teplotní stratifikace je nejlépe dosaženo u stojatých zásobníků, přičemž poměr výšky ku průměru nádrže by měl být větší než 2,5. Teplo je následně odebíráno z různých teplotních hladin zásobníku. [5]



Obrázek 3 Stratifikační akumulací zásobník [6]

1.2.2 Uložiště ve formě latentního tepla

Tento typ uložení je vytvořen pomocí materiálů, u kterých během nabíjení a vybíjení dochází k fázové změně. Ke změně fáze dochází nejčastěji mezi pevnou a kapalnou fází. Při fázové změně by mělo docházet k co nejmenší změně objemu, aby uložení nemuselo být příliš velké. Možností je i skladování zkapalněných plynů při nízkých teplotách. Předností uložení s fázovou změnou je vysoká energetická hustota. [4] [5]

1.2.3 Termochemické uložení tepla

Principem termochemické akumulace je produkce tepla během vratných chemických reakcí. Materiál uložení je při přivedení tepla rozložen na jednotlivé složky, které se mohou zpětně sloučit exotermickou reakcí a generovat tak zpět uložené teplo. Chemické akumulátory dosahují nejvyšší energetické hustoty a mohou být konstruovány v menších rozměrech. Jednotlivé chemické složky jsou uchovávány při teplotě okolí a nevznikají tak tepelné ztráty, energie v nich může být akumulována po neomezenou dobu. Nevýhodou je komplikovanost a vysoké náklady. [1] [4] [5]

1.3 Zpětná konverze tepla na elektřinu

Posledním krokem v cyklu Carnotovy baterie je proces vybíjení, který, jako všechny předchozí kroky, lze realizovat širokou škálou technologií. Těmito technologiemi mohou být tepelné cykly realizované v konvenčních tepelných elektrárnách. Rankinův cyklus je jednou z možných technologií, jedná se o oběh s fázovou změnou pracovního média. Nejčastěji bývá realizován s vodou, ale alternativní pracovní látkou může být i oxid uhličitý nebo organické látky s nízkou teplotou vypařování. Pokud je pracovní látkou organická látka, je oběh označován zkratkou ORC. Další možností je Braytonův oběh, který je principiálně velmi podobný oběhu Rankinovu, s tím rozdílem, že pracovní látka nemění v tepelném cyklu své skupenství. Za určitých okolností mohou být zajímavé i méně známé oběhy, jako jsou Kalina, Stirling nebo kombinace Braytonova a Rankinova cyklu. Alternativou k tepelným cyklům je přímá přeměna tepla na elektřinu pomocí termoelektrického děje. Výběr vhodné technologie přeměny tepla na elektřinu závisí na realizaci nabíjení a akumulaci v Carnotově baterii, pro různé kombinace jsou vhodná odlišná řešení. [1]

1.4 Účinnost a výkonnostní ukazatele Carnotových baterií

Carnotovy baterie, stejně jako ostatní systémy akumulace elektrické energie, jsou nejčastěji hodnoceny tzv. účinností zpětné konverze elektrické energie, která je označována jako "roundtrip efficiency". Účinnost zpětné konverze je definována rovnicí 1 a jedná se o poměr mezi elektřinou vyrobenou během celého vybíjení a elektřinou spotřebovanou během nabíjení.[3]

$$\eta_{RT} = \frac{E_{-discharge}}{E_{-charge}} [-] \quad (1)$$

$E_{-discharge}$ – elektřina získaná vybíjením

$E_{-charge}$ – elektřina akumulovaná nabíjením

Účinnost zpětné konverze může být vyjádřena i pomocí rovnice 2, jako součin dílčích účinností jednotlivých dějů, kterými jsou účinnost, přeměny elektřiny na teplo, účinnost akumulace a účinnost přeměny tepla na elektřinu. [4]

$$\eta_{RT} = \eta_T \cdot \eta_{Ak} \cdot \eta_{El} \quad (2)$$

η_T - účinnost přeměny elektřiny na teplo

η_{Aku} - účinnost akumulace tepla

η_{El} - účinnost přeměny tepla na elektřinu

Kromě účinnosti jsou ke srovnávání konfigurací systému Carnotových baterií používané následující ukazatele:

a) Energetická hustota

Energetická hustota je definována rovnicí 3 jako poměr mezi elektřinou uvolněnou během kompletního vybití baterie a objemem celé akumulace. [7]

$$ED = \frac{E_{\text{discharge}}}{V_{Ak}} [kWh \cdot m^{-3}]$$

(3)

$E_{\text{discharge}}$ – elektřina získaná vybíjením [kWh]

V_{Ak} – objem akumulární nádrže/zásobníku [m^3]

b) Měrné náklady na elektrický výkon

Měrné náklady na elektrický výkon jsou vyjádřeny rovnicí 4 jako poměr mezi investičními náklady Carnotovy baterie a jejím elektrickým výkonem. [7]

$$PC = \frac{CAPEX}{P_e} [Kč \cdot kW^{-1}]$$

(4)

$CAPEX$ -investiční náklady [Kč]

P_e – Elektrický výkon Carnotovy baterie [kW]

c) Měrné náklady na produkci elektřiny

Parametr měrné náklady na produkci elektřiny je vyjádřen rovnicí 5, jedná se o poměr mezi investičními náklady Carnotovy baterie a produkcí elektřiny během kompletního vybití. [7]

$$CC = \frac{CAPEX}{E_{\text{discharge}}} [Kč \cdot kWh^{-1}]$$

(5)

$CAPEX$ -investiční náklady [Kč]

$E_{\text{discharge}}$ – elektřina získaná vybíjením [kWh]

d) Diskontované náklady akumulace

Posledním ukazatelem je diskontovaný náklad na akumulaci, který je definován pomocí rovnice 6. Tento ukazatel představuje poměr mezi celkovými investičními a provozními náklady během celé životnosti a veškerou vyrobenou elektrickou energií za celou životnost.[7]

$$LCOS = \frac{CAPEX + \sum_{n=1}^N \frac{AC}{(1+i)^n}}{\sum_{n=1}^N \frac{E_{\text{discharge}}}{(1+i)^n}} \text{ [Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$$

(6)

$CAPEX$ - investiční náklady [Kč]

AC - provozní náklady [Kč]

$E_{\text{discharge}}$ - elektřina získaná vybíjením [kWh]

i -diskontní míra

n - roky

1.5 Vhodné koncepty Carnotových baterií pro využití nízkopotenciálního tepla v kombinaci s tepelným čerpadlem

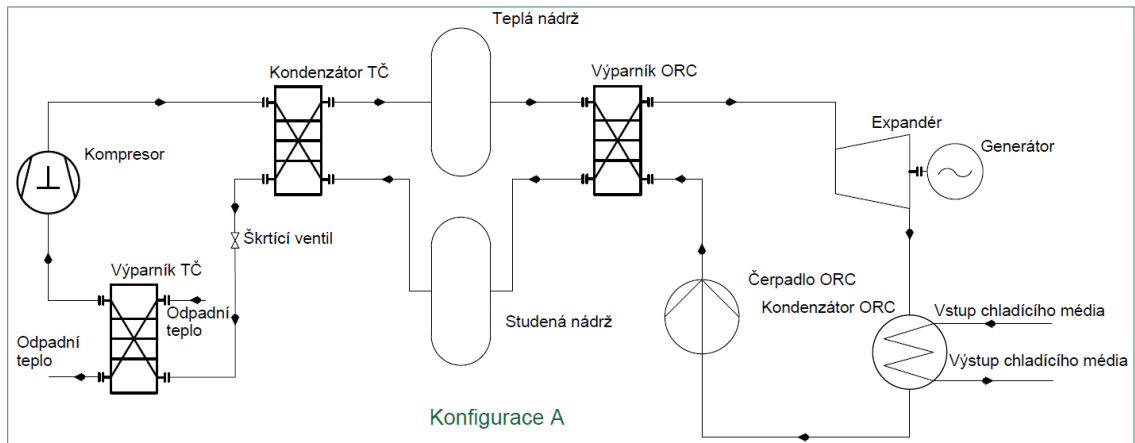
V této kapitole jsou představeny vhodné koncepty Carnotových baterií pro využití nízkopotenciálního tepla v kombinaci s tepelným čerpadlem. Za vhodné koncepty jsou považovány ty, ve kterých je tepelné čerpadlo použito ke zvýšení teplotní úrovně odpadního tepla a ohřevu materiálu horkého zásobníku. Jedná se o konfiguraci "TI-PTES s teplým uložištěm" uvedenou na obrázku 2. Nejčastěji jsou uváděny tři možné varianty systému TI-PTES s teplým zásobníkem, těmito variantami jsou uložiště s citelným teplem, s reversibilním tepelným čerpadlem/ORC a varianta s kombinací latentního a citelného zásobníku tepla. [4]

Odpadní teplo vzniká nejčastěji z průmyslových či technologických procesů a lze jej podle teploty rozdělit do tří kategorií, a to nízkoteplotní odpadní teplo, středně teplotní odpadní teplo a vysokoteplotní odpadní teplo. Odpadní teplo o střední a vysoké teplotě nejčastěji pochází ze spalovacích procesů a jeho využití bývá již integrováno do celého technologického procesu. Nízkoteplotní odpadní teplo je definováno jako energie obsažená v kapalinách s teplotou menší než 90 °C, plynech o teplotě do 200 °C a pevných látkách s maximální teplotou 400 °C. Problémem tepla o takto nízké teplotě je jeho využití a kolísavá dodávka z technologie. Většinou se toto teplo používá, k vytápění či chlazení pomocí absorpčního chladicího zařízení. [8]

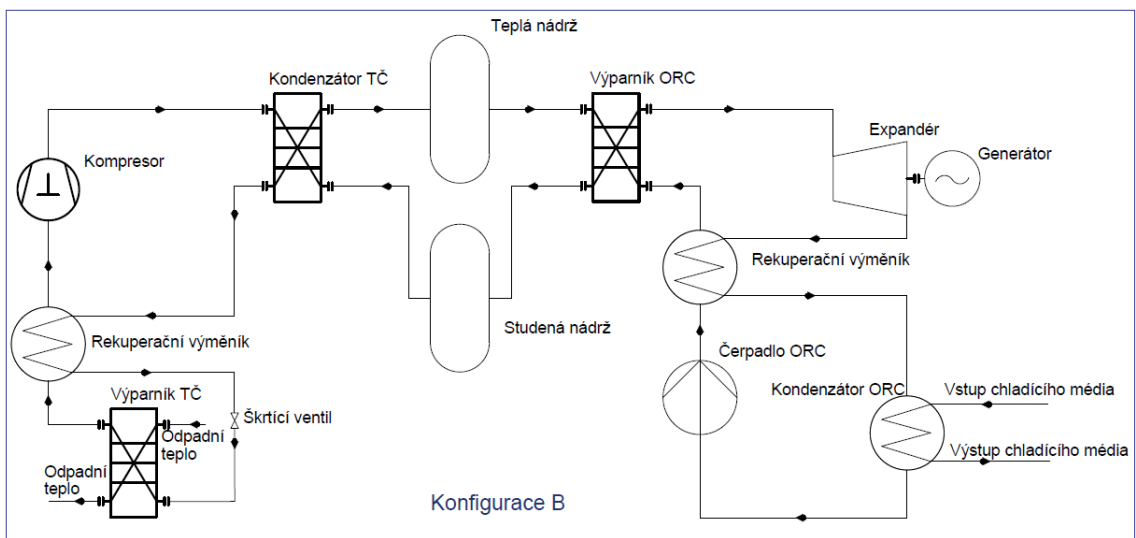
Koncepty Carnotových baterií, které kombinují tepelné čerpadlo při nabíjení, nejčastěji pro vybíjení využívají Organické Rankinovy cykly. Výkonově dosahují až jednotek MW s dobou akumulace v řádu hodin. Aplikace se pohybují v teplotním rozsahu -5 až +200 °C (včetně variant se studeným zásobníkem tepla). Typickými pracovními látkami jsou R1233zd(E), CO_2 , NH_3 a voda. Účinnost zpětné konverze je uváděna v rozmezí 30 % - 73 %, v některých případech je uváděna účinnost i přes 100 %. Účinnosti zpětné konverze vyšší než 100 % je možné dosáhnout, pokud se teplota odpadního tepla pohybuje kolem 100 °C a tepelné čerpadlo pracuje s velmi malým teplotním zdvihem kolem 5-10 °C. [4] [7] [9]

1.5.1 Varianta s citelným uložištěm tepla

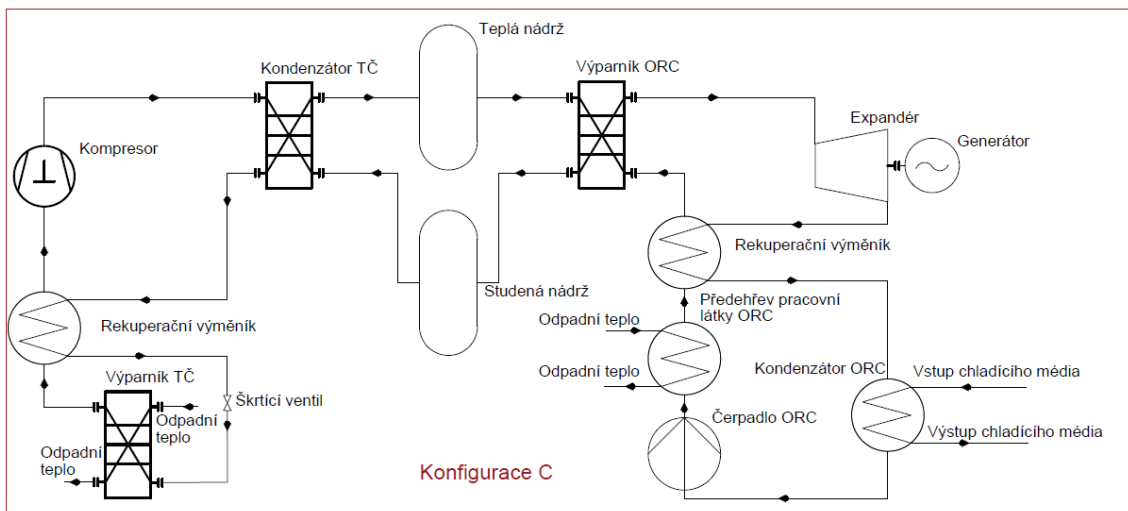
U první varianty zapojení s citelným uložištěm tepla se nabízejí hned tři možné konfigurace (obrázky 4-6). Systém se skládá vždy ze tří částí: první část tvoří levotočivého oběhu tepelného čerpadla, druhou část tvoří uložiště tepelné energie a poslední částí je Organický Rankinův cyklus. V procesu nabíjení je odpadní teplo využito k vypaření pracovní látky tepelného čerpadla, pracovní látka je následně přivedena do kompresoru, kde je zvýšena její teplota a tlak. Pracovní látka tepelného čerpadla následně odvede v kondenzátoru teplo médiu, které zprostředkovává akumulaci tepla. Pracovní látka tepelného čerpadla je poté seškrácena a proudí znovu do výparníku, a celý cyklus se opakuje. V cyklu vybíjení nejprve médium uložiště tepla předává ve výparníku ORC teplo pracovní látce Organického Rankinova oběhu, která je vypařena, popřípadě i přehřáta, a následně přivedena do turbíny či expandéru. Pracovní látka v turbíně koná práci, která je v generátorem přeměněna na elektrickou energii. Po expanzi v turbíně dojde ke zkondenzování pracovní látky, která je napájecím čerpadlem opět přivedena do výparníku, a celý cyklus se znovu opakuje. Tento základní koncept lze vylepšit přidáním rekuperačních výměníků tepla, jak je vidět na obrázku 5. V části tepelného čerpadla je kondenzát o vysokém tlaku přiveden do rekuperačního výměníku, kde dojde k přehřátí pracovní látky před kompresí. Na straně ORC je rekuperátor zapojen za výstup z turbíny a shodně zde dojde k přehřátí pracovní látky, tentokrát před vstupem do výparníku. Pro maximální využití odpadního tepla lze použít zapojení dle obrázku 6, které na straně ORC využívá výměník k přehřátí pracovní látky před vstupem do rekuperátoru. Toto zapojení lze realizovat pouze v případě, kdy teplota pracovní látky na výstupu z přehříváče je nižší než teplota na výstupu z turbíny. [8]



Obrázek 4 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace A převzato z [8]



Obrázek 5 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace B převzato z [8]

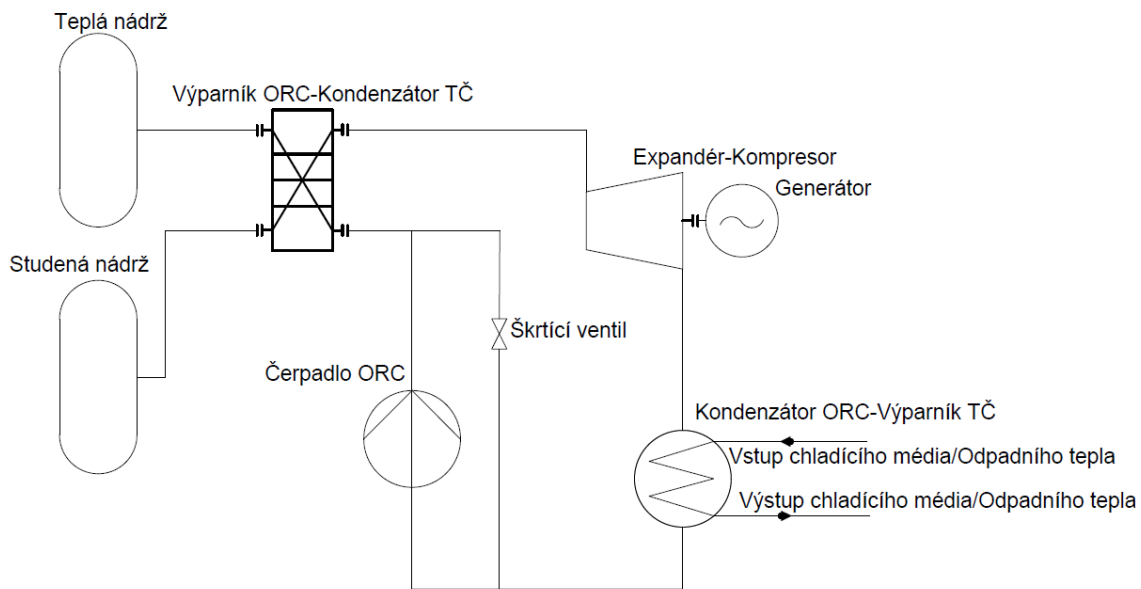


Obrázek 6 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace C převzato z [8]

Srovnání výše představených konfigurací TI-PTES s teplém uložišti je, dle závěru studie [8], následující: Účinnost zpětné konverze (roundtrip efficiency) se v případě použití konfigurace B zvýší o 12,6 % oproti zapojení ve variantě A. Při zapojení v konfiguraci C je účinnost zpětné konverze zvýšena až o 18,4 % oproti zapojení ve variantě A. V konfiguracích B a C dojde k lepšímu využití odpadního tepla a optimalizaci ohřevu pracovní látky, jak je uvedeno ve studii. Systémy dosahují nejvyšší účinnosti zpětné konverze při teplotě studené nádrže pohybující se okolo 100 °C. Volba pracovní látky tepelného čerpadla a ORC, má vliv na dílčí procesy nabíjení a vybíjení, celkový vliv na účinnost zpětné konverze je menší než 2 %. Rostoucí teplota odpadního tepla má pozitivní vliv na účinnost zpětné konverze, při teplotě odpadního tepla přesahující 100 °C, může účinnost zpětné konverze přesáhnout 100 %. Vyšší teplota odpadního tepla má silnější vliv na COP tepelného čerpadla než na účinnost ORC. Vyšší teplota odpadního tepla vede k vyššímu tlaku ve výparníku tepelného čerpadla, a tím snižuje požadavky na práci kompresoru, a tedy množství potřebné přivedené elektrické energie. [8]

1.5.2 Varianta s reverzibilním tepelným čerpadlem/ORC

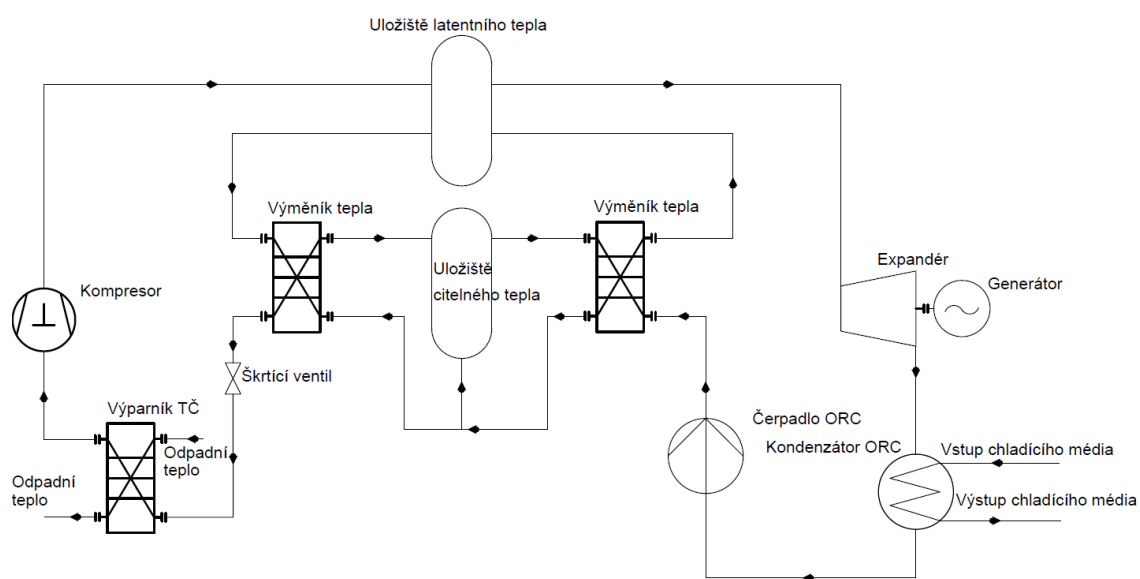
Druhou variantou je zapojení s reverzibilním tepelným čerpadlem/ORC, které je schematicky znázorněno na obrázku 7. Princip fungování je shodný s konfigurací A, představenou v předchozí kapitole. Výhodou je nižší počet komponent oproti konfiguraci A z předchozí kapitoly, k realizaci postačí pouze dva výměníky tepla a použití reverzibilního kompresoru, který zároveň plní funkci expandéru. Nevýhodou jsou složitější návrhy jednotlivých komponent a v porovnání s ireverzibilním systémem dosahuje reverzibilní systém nižší účinnosti zpětné konverze. [10]



Obrázek 7 TI-PTES systém s citelným uložištěm tepla a reversibilním tepelným čerpadlem/ORC převzato z [10]

1.5.3 Kombinace citelného a latentního uložení tepla

Poslední představenou variantou je kombinace latentního a citelného uložení tepla, tato varianta je v literatuře označována jako hybridní. Nabíjení je realizováno opět pomocí tepelného čerpadla, jehož pracovní látka je po kompresi přivedena do uložení latentního tepla. Pracovní látka tepelného čerpadla v uložení latentního tepla kondenzuje, a současně i materiál uložení mění své skupenství. Zkondenzovaná pracovní látka je poté přivedena do výměníku tepla, který je připojen na uložení citelného tepla, v tomto výměníku dojde k podchlazení pracovní látky TČ. Podchlazená pracovní látka je seškrčena a následně vypařena ve výparníku. Během vybíjení proudí nejprve pracovní látka ORC do výměníku připojeného na citelné uložení tepla, kde dochází k jejímu ohřátí na mez sytosti. Vypaření je realizováno pomocí materiálu latentního uložení tepla. Páry pracovního média poté proudí do expandéru, a proces je následně stejný jako v předchozích variantách. Hybridní uložení je vhodné pro Carnotovy baterie velkých výkonů díky své vysoké energetické hustotě. V této konfiguraci jsou teplotní profily pracovních látek při nabíjení a vybíjení vyrovnanější a dochází tak k menším energetickým ztrátám.[4]



Obrázek 8 Schéma kombinace latentního a citelného uložení tepla převzato z [4]

1.6 Komerčně vyvíjené systémy Carnotových baterií nabíjených tepelným čerpadlem

V této kapitole jsou stručně představeny čtyři komerčně vyvíjené systémy CB, které pro nabíjení využívají tepelné čerpadlo a pro vybíjení je využitý ORC oběh.

Prvním představeným systémem je projekt CHESTER, na jehož vývoji spolupracuje několik evropských univerzit, výzkumných institutů a technických společností. Tento koncept CB využívá ke skladování citelného i latentního tepla vody, aby byla maximalizována účinnost a dosaženo shodných teplotních profilů během nabíjení a vybíjení baterie. Koncept systému byl experimentálně ověřen v laboratoři. Experimentální baterie má výkon 8 kW, výdrž baterie dosahuje řádu hodin až dnů bohužel účinnost zpětné konverze systému není uvedena. [3]

Dalším vyvíjeným systémem CB je systém společnosti Cliemon, která je výrobcem ORC jednotek. Koncept tohoto systému spočívá taktéž v ukládání tepelné energie do vody a je navržen jako infrastruktura pro tepelné rozvody se zabudovanými akumulacími nádržemi pro sezónní skladování tepla. Systém by měl dosahovat výkonu v jednotkách MW a jeho výdrž by měla být v řádu hodin. Účinnost systému se předpokládá v rozmezí 25–60 % a koncept je zatím pouze ve fázi projektu. [3]

Třetím je koncept vyvíjený výrobcem tepelných čerpadel Mach ve spolupráci s Univerzitním centrem energeticky efektivních budov (UCEEB). Řešení spočívá v kombinaci vysokoteplotního tepelného čerpadla s ukládáním tepelné energie do kamenného prachu. Koncept je konstrukčně ověřen, výkon baterie by měl dosahovat jednotek kW a výdrž v řádu hodin. Účinnost systému není uvedena, hlavní výhodou tohoto řešení je však kompaktnost uložení tepelné energie ve srovnání s ukládáním tepla do vody. [3]

Posledním představeným konceptem je systém společnosti Futurebay, který je zvažován v několika variantách, a to s integrací odpadního tepla či bez ní. Bez integrace odpadního tepla je tepelné čerpadlo používáno k nabíjení horkého i studeného zásobníku. V období přebytku elektřiny v síti jsou zásobníky využívány odděleně. Teplý zásobník je koncipován jako nádrž s horkou vodou, zatímco studený jako zásobník ledu. ORC může pracovat mezi horkým a studeným zásobníkem, pouze mezi teplým zásobníkem a okolím nebo mezi teplotou vytápění či teplotou odpadního tepla a studeným zásobníkem. Systém je navržen převážně pro aplikace, kde je současně potřeba tepla i chladu. Baterie může dosahovat výkonu až stovek kW a výdrže v řádu několika hodin. V současnosti je postaven a provozován pilotní projekt.[3]

1.7 Překážky komerčního uplatnění Carnotových baterií

Hlavní překážkou komerčního uplatnění Carnotových baterií jsou jejich vysoké investiční náklady ve srovnání s konkurencí v podobě běžných baterií. Ve specifických případech mohou být Carnotovy baterie lepším řešením díky jejich variabilitě a možnosti střednědobé akumulace. K jednoduššímu uplatnění Carnotových baterií na trhu a k jejich běžnému komerčnímu provozu by mohli přispět tyto tři předpoklady:[11]

- Zvyšování účinnosti zpětné konverze systému
- Snižování investičních nákladů
- Zvyšování cen elektřiny

U prvních dvou podmínek je zřejmé, že povedou ke zlepšení konkurenceschopnosti systému CB. Zvyšování cen elektřiny zvyšuje příjmy systému. Jako optimální řešení se jeví integrovat CB do systému poskytování podpůrných služeb, neboť může poskytovat jak kladnou, tak zápornou regulaci. [11]

1.7.1 Carnotovy baterie v energetickém mixu

Carnotovy baterie mohou být provozovány ve spolupráci s tradičními zdroji elektrické energie, jako jsou uhelné, plynové či jaderné elektrárny, stejně tak jako s obnovitelnými zdroji energie (OZE). Carnotovy baterie mohou v energetickém mixu fungovat jako samostatná technologie, která pomáhá vyrovnávat výkonové špičky podobně jako tradiční akumulární systémy. Další možností je přímá integrace do systémů spalovacích elektráren nebo OZE. Integrací dojde k zvýšení flexibility systému a předchází se tak potřebě snižování výkonu spalovacích elektráren v případě potřeby. V případě OZE integrovaná Carnotova baterie předchází nutnosti odstávek v době, kdy je v elektrické síti přebytek elektřiny. Hlavním konkurentem Carnotových baterií jsou bateriová uložení, která mohou v elektrizační soustavě poskytovat stejné služby. [7]

Systémy Carnotových baterií určené pro velké výkony, které využívají přímý elektrický ohřev materiálu uložení s Braytonovým oběhem, Rankinovým oběhem anebo systémy se zkapalněným plynem, a v energetickém mixu mohou fungovat samostatně. Ve studii [7] je uváděn příklad analýzy velkokapacitních metod akumulace elektřiny a jejich uplatnění na denním trhu v Rakousku a Německu. Cena elektrické energie by musela být minimálně pětkrát vyšší, aby měly Carnotovy baterie ekonomický smysl a jejich provoz nemusel být podporován.[7]

Systémy malých výkonů, které k nabíjení využívají tepelné čerpadlo a k vybíjení ORC, vyžadují pro své uplatnění chytře řešený energetický systém, aby bylo možné co nejvíce využít jejich flexibilní možnosti. Právě využití jejich flexibility by mohlo vést k ekonomickému průlomů pro tyto systémy. [7]

1.7.2 Investiční náklady Carnotových baterií

Jedním z nejpodstatnějších ekonomických aspektů, který rozhoduje o realizaci systému Carnotovy baterie, je investiční náklad. Rozsah měrných investičních nákladů je pro Carnotovy baterie obtížně generalizovatelný, a to z důvodu velkého počtu možností realizace Carnotovy baterie. Náklady systému lze snížit použitím reverzibilních systémů, které mají méně komponent, avšak tyto systémy dosahují nižších účinností a je složitější je navrhnout. V případě Carnotových baterií s Braytonovým oběhem mohou být měrné investiční náklady až devětkrát nižší při použití reverzibilních komponent. U systémů pracujících na bázi Rankinova oběhu, představuje nejvyšší investiční náklad, pravotočivá část Carnotovy baterie. Nejdražší komponentou bývá expandér, měrné investiční náklady bývají zpravidla nižší pro výkonově větší systémy. Tepelnou integrací můžeme u těchto systémů docílit lepších ekonomických i technických výsledků. [7]

Všechny konfigurace Carnotových baterií mají jednu společnou vlastnost, kterou jsou nízké náklady na jednotku akumulované energie. To je možné díky nízkým nákladům na akumulaci tepelné energie. To znamená, že CB jsou vhodné především pro delší doby skladování v řádu jednotek hodin. Při srovnání nákladů na jednotku uložené energie vychází CB výhodněji i v porovnání s lithiovými bateriemi. Lithiové baterie nejsou vhodné pro dlouhodobou akumulaci. Carnotovy baterie jsou naopak ideální pro střednědobou až dlouhodobou akumulaci velkých výkonů. [7]

2 Trh s elektřinou, flexibilita a systémové služby

V této kapitole je stručně představen trh s elektřinou v podmínkách České republiky, účastníci trhu s elektřinou a možnosti poskytování podpůrných služeb. Dále je vysvětlen pojem flexibilita v kontextu elektroenergetiky a funkce agregátora flexibility na trhu s elektřinou. V poslední řadě je krátce představeno chystané rozšíření systému obchodování s emisními povolenkami, tzv. EU ETS 2.

2.1 Trh s elektřinou

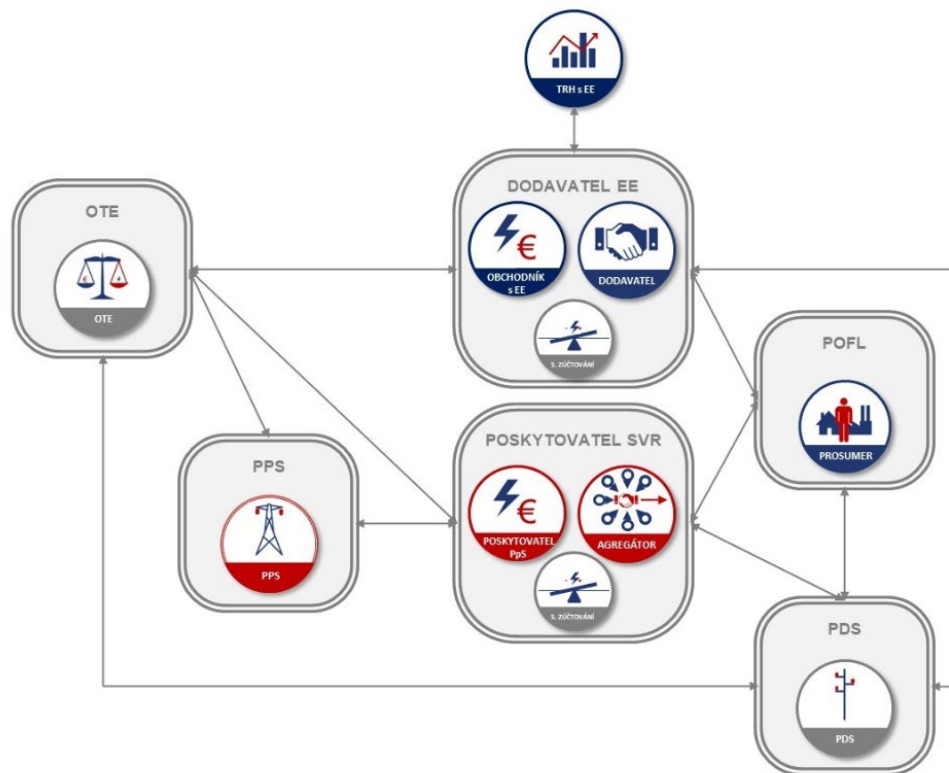
Elektroenergetika je klíčovým prvkem infrastruktury a charakterizuje se jako komplexně propojená síť zařízení, která se podílejí na výrobě, přenosu, distribuci a spotřebě elektrické energie, přičemž každé zařízení ovlivňuje ostatní. Elektřina je komoditou, která se dopravuje prostřednictvím infrastruktury sítí podobně jako například zemní plyn. Přenosová soustava transportuje elektřinu na velké vzdálenosti při vysoké napěťové úrovni (400 kV a 220 kV a vybraná vedení 110 kV) a propojuje českou přenosovou soustavu s přenosovými soustavami sousedních států. Úlohou distribuční soustavy je zajištění přenosu výkonu mezi přenosovou soustavou a finálním odběratelem, tvoří ji sítě o napětí 110 kV a nižším.[12]

Elektřina se vyznačuje dvěma zásadními charakteristikami, obtížnou akumulací a schopností rychlého přenosu bez výrazného časového zpoždění. Z toho vyplývá, že elektrická energie musí být vyráběna přesně v okamžiku, kdy je vyžadována její spotřeba. Tento fakt má zásadní vliv na provoz elektrické sítě, protože vyžaduje, aby produkce elektrické energie přesně odpovídala aktuálně spotřebovávanému množství. [12]

Jakákoli nerovnováha mezi výrobou a spotřebou může způsobit pokles nebo nárůst frekvence v síti, což může dokonce ohrozit stabilitu celého systému. To vyžaduje komplexní řízení a regulaci výkonu jak na straně výroby, tak na straně spotřeby. V České republice zajišťuje řízení přenosové soustavy a vyrovnávání výkonu v síti společnost ČEPS, a. s.[12]

2.1.1 Účastníci na trhu s elektřinou

Propojení mezi jednotlivými účastníky trhu s elektřinou je zobrazeno na obrázku 9. Jednotlivé subjekty působící na trhu s elektřinou mají následující funkce:



Obrázek 9 Vztahy mezi jednotlivými účastníky na trhu s elektřinou převzato z [13]

- **Operátor trhu s elektřinou-OTE**

Zajišťuje vyhodnocování, zúčtování a vypořádávání odchylek mezi jednotlivými subjekty zúčtování a vypořádání regulační energie. OTE také zajišťuje obchodování s emisními povolenkami a vypracovává roční bilance týkající se elektrické energie a plynu. [14]

- **Provozovatel přenosové soustavy-PPS**

Provozovatel přenosové soustavy nese zodpovědnost za bezpečný a spolehlivý chod přenosové soustavy. Zajišťuje technické podmínky pro přenos elektrické energie od velkovýrobců přes přenosovou soustavu do distribuční soustavy. Udržuje stabilitu elektrizační soustavy prostřednictvím podpůrných služeb a obstarává flexibilitu ve formě podpůrných služeb na trzích s podpůrnými službami. [13]

- **Dodavatelé elektrické energie**

Dodavatel je právnickou osobou, která je držitelem licence podle energetického zákona. V české legislativě není pro koncové spotřebitele rozlišováno mezi obchodníkem s elektřinou a dodavatelem, avšak z hlediska tržního uspořádání se tyto role rozlišují. V modelu integrovaného agregátora se subjekt, agregátor a subjekt dodavatel slévají dohromady. [12] [13]

- **Poskytovatelé služeb výkonové rovnováhy**

Poskytovatel služeb výkonové rovnováhy (SVR) řídí a koordinuje flexibilitu mezi prosumery (producenty-odběrateli) a dalšími zdroji flexibility, které následně nabízí na trhu se službami výkonové rovnováhy. Hlavním cílem poskytovatele SVR je maximalizace zisku z těchto operací. Aby dosáhl nejlepších výsledků, monitoruje tržní signály, aby určil optimální okamžik pro aktivaci zdrojů flexibility. [12] [13]

- **Provozovatel distribuční soustavy-PDS**

Provozovatel distribuční soustavy je odpovědný za bezpečný a spolehlivý provoz distribuční soustavy. Jeho úkolem je posoudit bezpečnost sítě při aktivaci flexibility, což zahrnuje ověření, zda jsou provozní parametry distribuční soustavy v souladu s aktivací zdrojů flexibility. [12]

- **Prosumer-spotřebitel a zároveň i možný producent elektřiny-POFL**

Spotřebitel elektrické energie a zároveň aktivní účastník trhu s elektřinou jako možný dodavatel nebo poskytovatel služeb výkonové rovnováhy. Zkratka POFL označuje poskytovatele flexibility. [12]

2.2 Systémové služby a služby výkonové rovnováhy

Společnost ČEPS a. s., spravuje přenosovou soustavu v České republice. Jejím primárním posláním je zajištění bezpečného a efektivního fungování přenosové soustavy, rozvoj přenosové soustavy, poskytování systémových služeb, umožňování přeshraniční distribuce elektřiny a spolupráce s dalšími přenosovými soustavami v okolních zemích. Společnost se zabývá řízením průtoku elektrické energie v síti a provozuje centrální energetický dispečink. Zajišťuje plánování a koordinaci provozu elektrizační soustavy v reálném čase a také provádí obchodní měření na hraničních přechodech a v bodě připojení výrobních a distribučních zařízení, přičemž tyto údaje předává operátorovi trhu. Organizuje trh s podpůrnými službami a zajišťuje vyrovnaní odchylek. [12]

Systémové služby, které ČEPS poskytuje, jsou nezbytné pro udržení spolehlivosti a kvality dodávek elektrické energie na úrovni přenosové soustavy a pro splnění mezinárodních závazků a požadavků na propojení se sousedními elektrizačními soustavami. Tyto systémové služby zahrnují:[15]

- Zajištění požadované kvality elektřiny
- Udržování rovnováhy výkonu v reálném čase
- Obnovení provozu elektrizační soustavy
- Dispečerské řízení

Podpůrné služby (PpS) jsou klíčové pro plnění těchto systémových služeb a zahrnují činnosti, které umožňují udržet provoz elektrizační soustavy stabilní a zajistit kvalitní a spolehlivé dodávky elektrické energie. Pomocí PpS je možné upravovat rozdíly mezi aktuální výrobou a spotřebou elektrické energie. Podpůrné služby lze rozdělit do dvou kategorií:[16]

- Služby výkonové rovnováhy (SVR) zajišťují rovnováhu mezi výrobou a spotřebou
- Ostatní podpůrné služby (Nefrekvenční služby), využívání k zajištění kvality napětí a provozu přenosové soustavy

Služby výkonové rovnováhy se dále rozlišují podle způsobu aktivace, a to na zálohy s automatickou či manuální aktivací.

2.2.1 Zálohy s automatickou regulací frekvence a výkonové rovnováhy

Zálohy s automatickou regulací frekvence (FCR) představují automatické mechanismy, které upravují výkon jednotky v závislosti na odchylce frekvence od stanovené hodnoty. Provozovatel zařízení musí být připraven poskytnout požadovanou kapacitu do 30 sekund. Zálohy s automatickou regulací frekvence mohou být buď kladné, nebo záporné, a nabízený výkon musí být v rozmezí od 1 MW do 10 MW. [16]

Zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s automatickou aktivací (aFRR) spočívají v úpravě výkonu regulované jednotky na základě instrukcí dispečinku ČEPS. Jednotka by měla být schopna dodat celou kapacitu aFRR do 7,5 minut od obdržení příkazu (od 18. 12. 2024 do 5 minut). Zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s automatickou aktivací mohou být poskytovány jak v kladném, tak v záporném směru, přičemž minimální požadovaná kapacita, kterou může jedna jednotka nabídnout, je 1 MW a maximální je 99 MW. [16]

2.2.2 Zálohy s manuální regulací výkonové rovnováhy

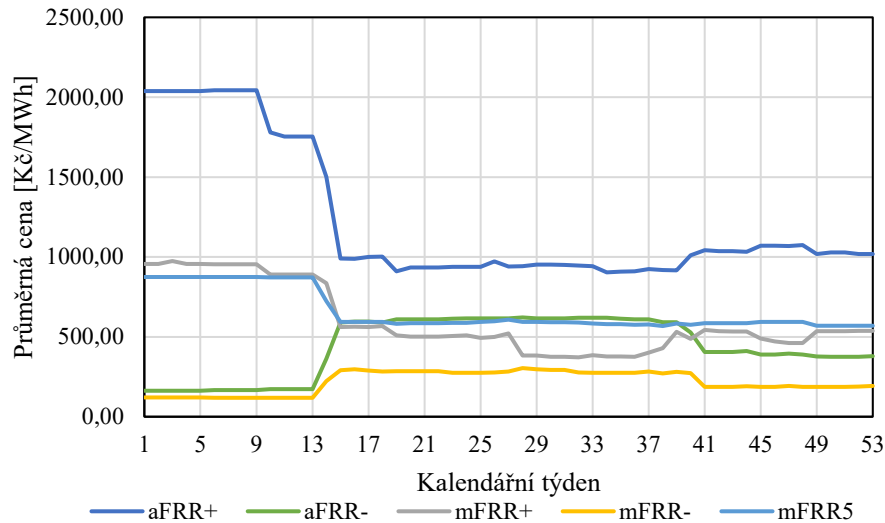
Tato kategorie záloh se rozděluje na zálohy s manuální aktivací a zálohy s manuální aktivací do 5 minut. Zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s manuální aktivací (mFRR) se používají podobně jako automatické zálohy, ale jsou spouštěny v předem určeném čase, na který je regulační energie nabízena. Tyto zálohy musí být schopny reagovat na požadavek do 12,5 minut. Stejně jako aFRR mohou být mFRR kladné nebo záporné a mají stejné výkonové požadavky. [16]

Zálohy s manuální aktivací do 5 minut (mFRR5) poskytují pouze kladnou regulační odchylku a fungují na stejném principu jako mFRR, s tím rozdílem, že jsou navrženy pro rychlejší aktivaci. Minimální výkonový limit je stanoven na 1 MW bez stanoveného maxima a musí být k dispozici nejméně 4 hodiny denně. [16]

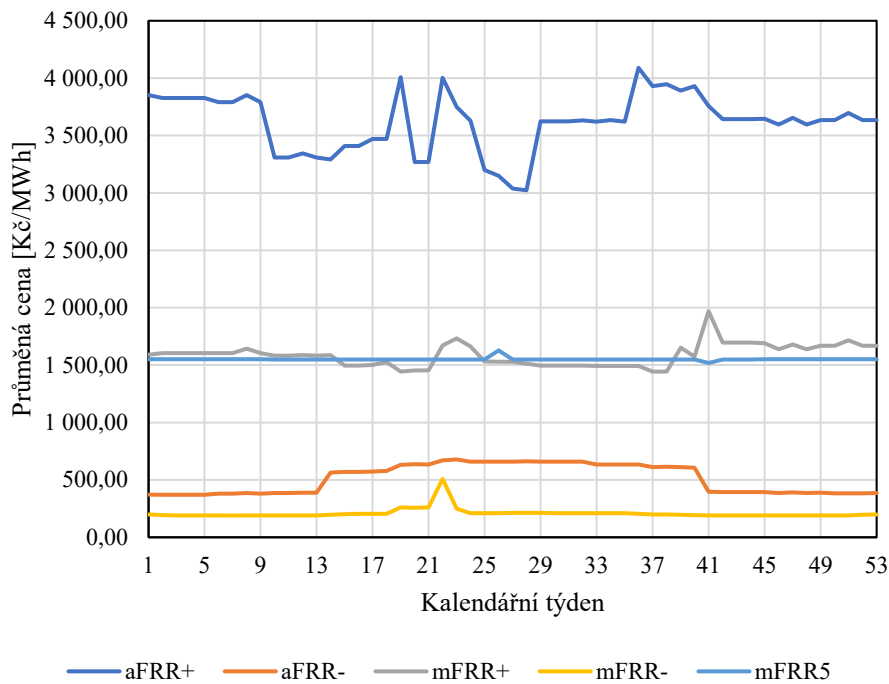
Ostatní podpůrné služby zahrnují regulaci jalového výkonu, schopnost ostrovního provozu a schopnost startu ze tmy.[16]

2.2.3 Cena podpůrných služeb

Na obrázcích 10 a 11 lze vidět průměrnou cenu za jednotlivé podpůrné služby v letech 2022 a 2023. Ve srovnání s rokem 2022 došlo k téměř dvojnásobnému nárůstu ceny za poskytování PpS ve všech formách poskytování záloh. Operování na trhu s podpůrnými službami se tak stává stále finančně zajímavější a vytváří prostor pro nové obchodní modely.



Obrázek 10 Průměrná cena PpS za rok 2022 [17]



Obrázek 11 Průměrná cena PpS za rok 2023[17]

2.3 Flexibilita a funkce agregátora flexibility

Flexibilita v energetice označuje schopnost zařízení upravit výrobu nebo spotřebu elektrické energie v závislosti na požadavcích trhu. Tato adaptabilita umožňuje zařízením přispívat k udržení stability elektrické sítě a může také generovat příjmy pro jejich vlastníky. Menší zdroje se mohou sdružovat do systémů virtuálních elektráren (VPP) a poskytovat flexibilitu, kterou by samostatně kvůli malému výkonu poskytovat nemohly. Flexibilitu lze realizovat na straně výroby, například přesunem výroby elektřiny do optimálních časů, nebo na straně spotřeby, což zahrnuje správu regulace zařízení. Flexibilitu představuje také efektivní skladování energie ve formě tepla, chladu, baterií nebo gravitačních uložišť. [18]

Agregátor flexibility je subjekt, který sdružuje menší zdroje do jednoho celku a na dálku řídí jejich výkon, aby odebíraly nebo dodávaly elektřinu do sítě ve vhodný okamžik. V praxi to znamená, že v obdobích vysoké poptávky po elektřině tyto zdroje elektřinu do sítě dodávají, zatímco v dobách, kdy je v síti nadbytek, energii odebírají. Agregátor flexibility je aktivním účastníkem trhu s elektřinou a poskytuje svou flexibilitu s cílem dosáhnout zisku. [19]

2.3.1 Potenciál flexibility pro potravinářský průmysl

V potravinářském průmyslu dominují podniky zabývající se zpracováním a výrobou mastných výrobků. Druhou nejvýznamnější skupinou jsou firmy specializující se na výrobu pekařských, cukrářských a ostatních moučných výrobků. Jedním z nejnáročnějších procesů z hlediska spotřeby energie je chlazení. V tomto ohledu se nabízí dvě možnosti pro flexibilitu chladicích systémů:

- a) Zapínání a vypínání celých chladicích nebo mrazicích systémů.
- b) Zapínání a vypínání ventilátorů, které rozvádějí studený vzduch.

Možnost a) má střednědobý charakter a může být vypnuta až na tři hodiny, zatímco možnost b) se považuje za krátkodobé řešení. Pro potravinářský průmysl je vhodným typem regulace aFRR nebo mFRR. Tato regulace nemá sezónní charakter a může být k dispozici po celý rok. [20]

2.4 EU ETS II

V roce 2023 byla v rámci revize směrnice o obchodování s emisními povolenkami (ETS) zavedena nová verze systému, tzv. ETS2. Stávající systém ETS se zaměřuje na velké zdroje emitující CO_2 . Nový systém ETS2 se bude soustředit na emise CO_2 z budov, silniční dopravy a malých průmyslových podniků. Cílem je podpořit investice do snižování emisí a pomoci členským státům EU dosáhnout cíle klimatické neutrality do roku 2050. Systém ETS2, který bude plně funkční v roce 2027, bude založen na principu "*cap and trade*", který je uplatněn již v zavedeném systému ETS. Princip "*cap and trade*", je založen na zavedení limitu pro dovolené množství vypuštěného oxidu uhličitého do ovzduší, za kalendářní rok. Provozovatelé zdrojů platí za každou jednu tunu vypuštěného CO_2 jednou emisní povolenkou. ETS 2 bude vyžadovat od dodavatelů paliv monitorování a hlášení emisí, nikoli od konečných spotřebitelů. ETS2 si klade za cíl do roku 2030 snížit emise o 42 % ve srovnání s úrovněmi z roku 2005. Výnosy z dražeb emisních povolenek v rámci ETS2 pomohou financovat Sociální fond pro klimatická opatření, a členské státy budou muset použít příjmy na klimatická a sociální opatření. [21] [22]

3 Návrhově výpočtová část

Cílem návrhově výpočtové části je zhodnotit využití odpadního tepla ve vybraném průmyslovém podniku. Studie obsahuje dvě varianty řešení, přičemž podmínkou je, aby jedna varianta byla řešena s využitím Carnotovy baterie. V závěru studie je na základě ekonomického hodnocení vybrána preferovaná varianta.

3.1 Zadání studie

Studie má za úkol posoudit náhradu parního plynového kotle za tepelné čerpadlo. Nominální parní výkon kotle činí $7\,000\text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, což odpovídá nominálnímu tepelnému výkonu $3\,956\text{ kW}$. Navržená tepelná čerpadla mají možnost využít odpadní teplo z provozu chladicího zařízení.

3.2 Popis provozu průmyslového podniku

Průmyslový podnik se zabývá potravinářskou výrobou, konkrétně výrobou mražených polotovarů, při čemž využívá čtyři zmrazovače. Podnik standardně funguje nepřetržitě 24 hodin po dobu 320 dní v roce. Má dvě velké roční odstávky výroby, které trvají každá obvykle 7 dní. Odstávky jsou standardně realizovány 7 dní na konci července a 7 dní na konci srpna. V průběhu roku dochází k menším odstávkám výroby, zpravidla na konci každého měsíce na přibližně dva a půl dne, což odpovídá přibližně 62 hodinám.

Teplá voda je v podniku využívána pro vytápění a mytí. Teplá voda na mytí slouží pro potřeby zaměstnanců a technologie. Pro účely technologie je část teplé vody stlačována na tlak 25 bar , tato voda je dále označována jako tlaková teplá voda (TTV). Tlaková teplá voda je používána k sanitaci technologie.

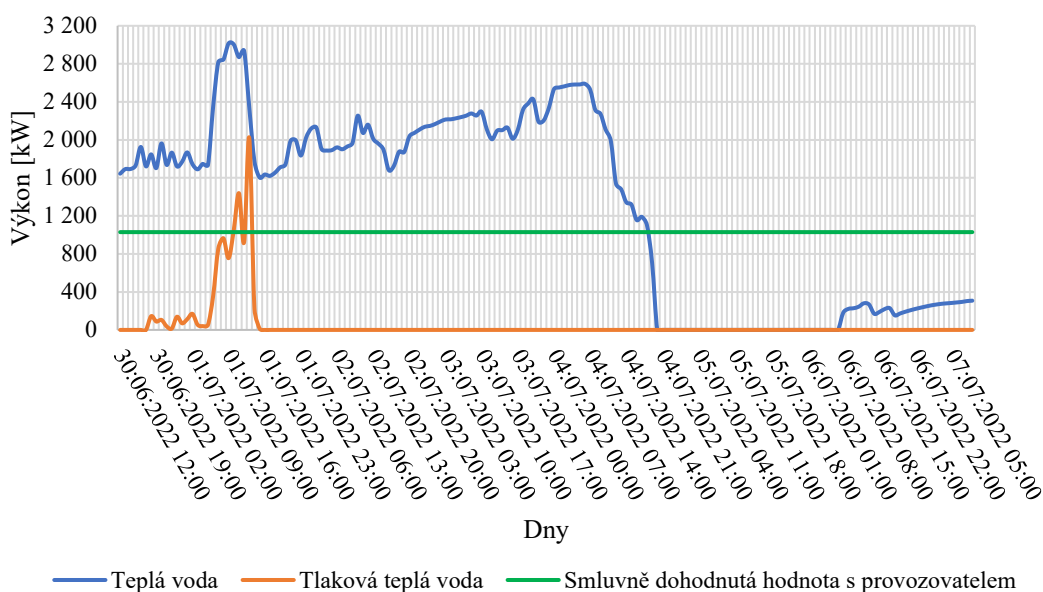
3.3 Současný způsob zásobování teplem v průmyslovém podniku

Zásobování teplem je v současnosti řešeno lokální parní plynovou kotelnou, která je přímo připojena k průmyslovému podniku. Plynová kotelná je tvořena dvojicí parních plynových kotlů. První kotel je již zmíněný v zadání a disponuje nominálním tepelným výkonem 3 956 kW, druhý parní kotel má nominální tepelný výkon 1 293 kW. Pára z kotlů je vedena do parní sběrnice, odkud je dále distribuována do podniku. Z parní sběrnice je pára využívána přímo ve výrobní technologii ke zvlhčování výrobků. Nepřímo je pára využívána k ohřevu teplé vody pro technologii a k ohřevu tlakové teplé vody pro mytí s parametry 65 °C a 25 bar, a také pro vzduchotechnické vytápění. Součástí kotelny jsou celkem tři akumulární nádrže. Dvě nádrže mají objem 5 m³ a akumulují teplou vodu pro mytí. Třetí nádrž má objem 10 m³ a slouží jako zásobník tlakové teplé vody.

3.4 Spotřeba teplé vody v průmyslovém podniku

V průmyslovém podniku bylo provozovatelem provedeno měření spotřeby teplé vody pomocí ultrazvukových průtokoměrů, měření trvalo od 30. 6. 2022 do 7. 7. 2022. Ultrazvukové průtokoměry měřily průtok v intervalu 10 sekund. Z naměřených dat byly vytvořeny hodinové průměry, jejichž průběh je zobrazen na obrázku 12. Provozovatel uvedl, že za relevantní data považuje pouze data z druhého dne, tedy 1. 7. 2022, jelikož pouze tento den se provoz choval standardně. Bohužel došlo k nedorozumění mezi firmou provádějící měření a provozovatelem, a proto měření proběhlo v době údržby provozní technologie, což způsobilo, že provoz technologie nebyl standardní.

Vycházet z dat pouze za jeden den provozu by nebylo přínosné. Provozovatel se proto rozhodl pro stanovení potřeby tepla na ohřev teplé vody použít data o průtocích z čerpadel teplé vody a tlakové teplé vody. Data z dlouhodobějšího měření průtoků čerpadel jsou zaznamenána v tabulce 1. K maximálnímu průtoku teplé vody, však v průmyslovém podniku dochází nejčastěji jednou do týdne podobu několika hodin.



Obrázek 12 Měřené průměrné hodinové průtoky TV

Hodnoty z tabulky 1 je nutné přepočítat na výkony potřebné pro ohřev zadaného průtoku vody. Přepočet je proveden pomocí rovnice č. 7. Oba výměníky sloužící pro ohřev teplé vody a tlakové teplé vody pracují s vodou o teplotě 14 °C na vstupu a 65 °C na výstupu z výměníku.

Tabulka 1 Průměrné hodnoty z maximálních a minimálních hodinových průtoků z čerpadel teplé vody a tlakové teplé vody

Typ spotřeby TV	Průměr z maximálních průtoků	Průměr z minimálních průtoků
	[l · s ⁻¹]	[l · s ⁻¹]
Tlaková teplá voda	3,3	1
Teplá voda	13,2	1,75

$$Q = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (7)$$

\dot{V} - objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

Δt - teplotní rozdíl na vstupu a výstupu z výměníku (51 K)

ρ – hustota pro konstantní tlak 100 000 Pa a střední teplotu 39,5 °C = 312,65 K (992,406 kg · m⁻³)

c_p – měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku 100 000 Pa a střední teplotu 39,5 °C = 312,65 K (4,179 kJ · kg⁻¹ · K⁻¹)

Hodnoty měrné tepelné kapacity a hustoty jsou určeny pomocí knihovny látkových vlastností CoolProp v MS Excel pro výše uvedené parametry teploty a tlaku. Výsledné hodnoty potřebných výkonů, vypočítané z průměrných průtoků, jsou zobrazeny v tab. 2.

Tabulka 2 Přepočtené hodnoty z tabulky 1

Typ spotřeby TV	Průměr z maximálních výkonů potřebných pro ohřev	Průměr z minimálních výkonů potřebných pro ohřev
	[kW]	[kW]
Tlaková teplá voda	705	214
Teplá voda	2 821	374

Průměrný tepelný výkon pro ohřev je vypočten jako průměr ze čtyřech výše uvedených hodnot výkonů pomocí rovnice č. 8.

$$AVG Q_{TV} = \frac{Q_{TV_max} + Q_{TV_min} + Q_{T_TV_max} + Q_{T_TV_min}}{4} = 1\,029\,kW$$

(8)

Q_{TV_max} – Průměr z maximálních výkonů potřebných pro ohřev TV

Q_{TV_min} – Průměr z minimálních výkonů potřebných pro ohřev TV

$Q_{T_TV_max}$ -Průměr z maximálních výkonů potřebných pro ohřev TTV

$Q_{T_TV_min}$ – Průměr z minimálních výkonů potřebných pro ohřev TTV

Jelikož podnik používá v technologii páru pro zvlhčování výrobků ze stejné sběrnice jako pro ohřev a přípravu teplé a tlakové vody, není možné zjistit potřebu teplé vody z údajů o roční spotřebě. Po dohodě s provozovatelem byla smluvně odsouhlasena jím navržená metoda výpočtu podle rovnice č. 8. Vypočtená hodnota rovnicí 8 je dále uvažována jako potřebný hodinový výkon pro společnou přípravu teplé a tlakové teplé vody.

3.5 Potřeba tepla na vytápění

Spotřeba tepla na vytápění bohužel nebyla změřena, jelikož měření v podniku probíhalo v letním období, kdy vytápění není využíváno. Potřeba tepla na vytápění je tedy stanovena z ekvitermních křivek, poskytnutých společností, která projektovala vytápění průmyslového podniku. Při návrhu otopné soustavy byla použita venkovní výpočtová teplota -12 °C a požadovaná vnitřní teplota je 18 °C . Aktuálně je otopná soustava provozována na tepelný spád $70/50\text{ °C}$. Průmyslový podnik se skládá ze dvou budov a pro každou z nich je použita odlišná ekvitermní křivka, přičemž obě grafická vyjádření ekvitermních křivek jsou součástí přílohy. Ekvitermní křivky jsou lineárními funkcemi, jejichž předpisy jsou dány rovnicemi č. 9 a 10. Do rovnic je dosazována venkovní teplota a výsledkem je aktuálně potřebný tepelný výkon pro pokrytí tepelných ztrát objektu. Celkový potřebný tepelný výkon na vytápění obou budov je pak součtem jednotlivých výkonů.

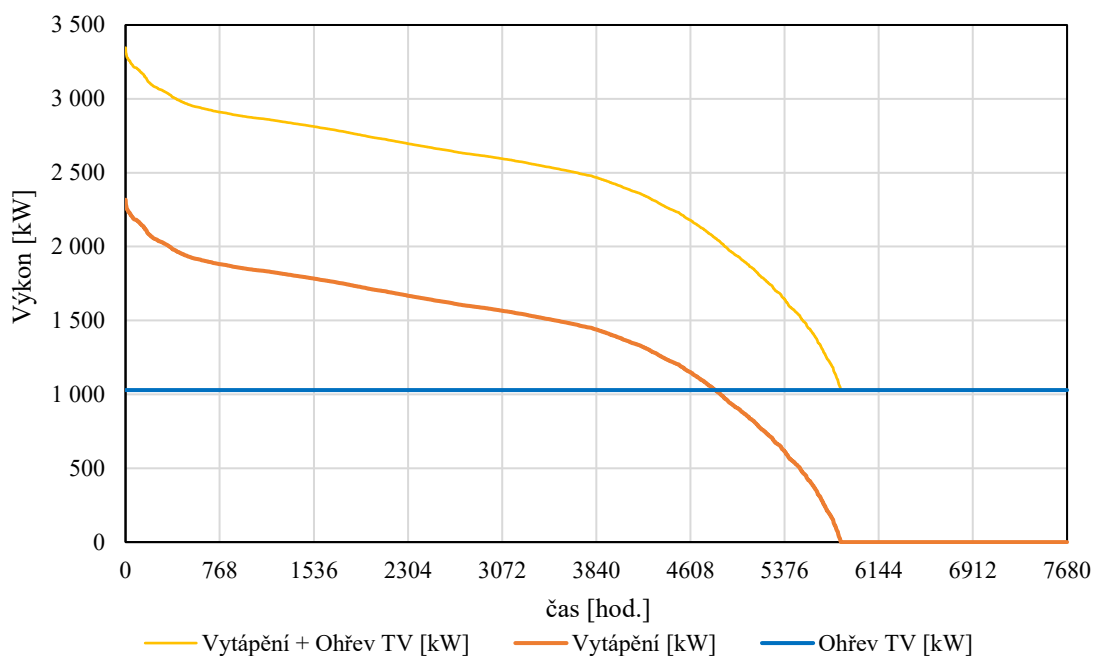
$$y = -59,667 \cdot x + 1\,074 \quad (9)$$

$$y = -36,667 \cdot x + 660 \quad (10)$$

Meteorologická data o hodinovém průběhu venkovní teploty ve 2 m nad zemským povrchem jsou převzata z aplikace NASA POWER. Data jsou shromážděna s hodinovým krokem za období od roku 2012 do 2022, a to vždy od 1. 1. do 31. 12. pro daný rok. Jednotlivé hodinové teploty jsou následně zprůměrovány a dále je počítáno s výsledným desetiletým průměrem, aby bylo zamezeno výrazným teplotním výkyvům, ke kterým v jednotlivých rocích může docházet. Výsledná potřeba tepla pro jednotlivé hodiny je dopočtena pomocí předpisů ekvitermních křivek z rovnic č. 9 a 10. Obrázek se zadávanými hodnotami do programu POWER NASA je součástí přílohy.

3.6 Diagram ročního trvání potřeby tepla

Získaná data z předchozích kapitol a znalost počtu dní, kdy je podnik v provozu, umožňují sestavit diagram trvání potřeby tepla. Při sestavování diagramu jsou vzaty v úvahu i odstávky podniku. Z každého měsíce je odečteno 62 hodin na jeho konci, což reflektuje malé odstávky provozu. Z července je odečteno 168 hodin na jeho konci a stejně tak z konce srpna je odečteno 168 hodin. Celkem je průmyslový podnik v provozu 7 680 hodin ročně. Sestavený diagram ročního trvání potřeby tepla je zobrazen na obrázku 13. Z diagramu vyplývá, že maximální potřebný výkon činí 3 346 kW. Celková roční potřeba tepla dosahuje 16 439 MWh/rok, z čehož potřeba tepla na vytápění činí 8 535 MWh/rok a potřeba tepla na ohřev teplé vody 7 903 MWh/rok.



Obrázek 13 Diagram trvání výkonu

3.7 Zdroj odpadního tepla

Zdrojem odpadního tepla v průmyslovém podniku jsou dvě strojovny chlazení. První strojovna chlazení byla uvedena do provozu v roce 2006 (označovaná dále jako původní). Druhá strojovna chlazení byla spuštěna v roce 2018 (označovaná dále jako nová). Strojovny slouží pro chlazení několika chladicích skladů a klimatizaci pracovních prostor. Součástí systému jsou i mrazicí okruhy, které zajišťují provoz zmrazovačů ve výrobních prostorech a mrazírenských skladech. Technologie chlazení je tvořena několika okruhy. Prvním je okruh NH_3 -Glykol, kde chladivo NH_3 pracuje spolu s glykolem, který je použit jako teponosná látka pro chlazení skladovacích a pracovních prostor. Druhým okruhem je kaskádní systém NH_3 - CO_2 , s chladivem NH_3 a teponosnou látkou CO_2 , který se vypařuje v mrazicích skladech a technologických zmrazovačích.

Zdrojem odpadního tepla jsou kondenzační tepla z NH_3 kompresorů. V současnosti kompresory odvádějí kondenzační teplo do vzduchových kondenzátorů. Výkonové parametry a parametry kondenzujícího amoniaku jsou uvedeny v tabulce 3. Přehřáté áry čpavku vstupují do kondenzátoru o teplotě 100 °C a kondenzují při teplotě 33°C.

Tabulka 3 Parametry vzduchových kondenzátorů

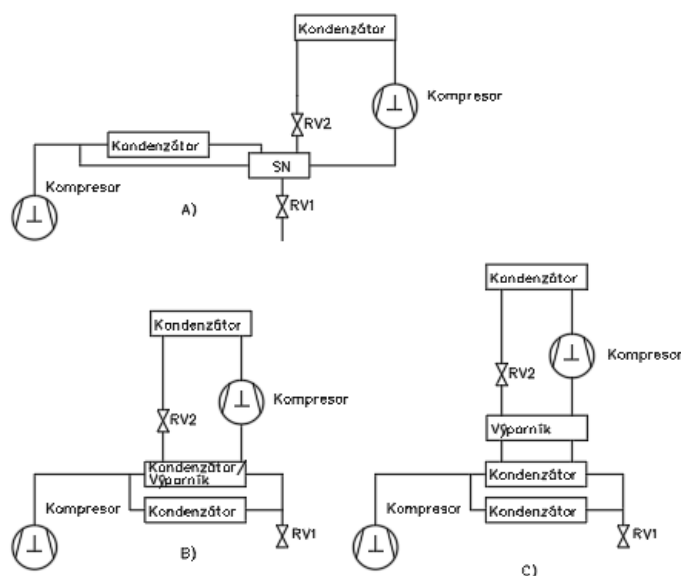
Zařízení	Počet	Výkon zařízení [kW]	Chladivo NH_3 T_{in}/T_{out} [°C]
Odpařovací kondenzátor	4	1 120	100 °C/ 33 °C

Odpadní teplo z chladicího zařízení není na jednotné teplotní úrovni, ale je rozděleno na tři skupiny:

- 1) Kondenzační teplo, které představuje vlastní skupenskou přeměnu a tvoří největší část odpadního tepla, je na nízké teplotní úrovni. U jednosložkových chladiv a azeotropických směsí se během kondenzace teplota nemění.[5]
- 2) Teplo v přehřátých parách je na vyšší teplotní úrovni než kondenzační teplo, ale jeho množství je v porovnání s kondenzačním teplem malé a činí maximálně 15-20 % celkového odpadního tepla produkovaného chladicím zařízením. Maximální využití tepla přehřátých par v praxi není možné, protože ve výměníku nesmí dojít ke kondenzaci a teplota se musí udržovat nad teplotou sytosti.[5]
- 3) Teplo v oleji kompresoru je signifikantní pouze u šroubových kompresorů. Toto teplo má formu citelného tepla a vzniká při chlazení oleje z výtlačné teploty. [5]

3.8 Možnosti využití odpadního tepla

Odpadní teplo lze využít přímo pro ohřátí jiného média, nejčastěji vody, nebo použít pro přehřev jiné pracovní látky, která je poté převedena na vyšší teplotní úroveň pomocí tepelného čerpadla. Výhodnější je tedy druhá možnost, jelikož kondenzační teplo se využije pro vypaření pracovní látky tepelného čerpadla a teplo z přehřátí pak k přehřátí par před kondenzátorem. Možnosti napojení tepelného čerpadla jako zdroje pro využití odpadního tepla jsou znázorněny na obrázku 14.



Obrázek 14 Zapojení TČ, pro využití odpadního tepla z chladicího zařízení převzato z [5]

Zapojení podle varianty A představuje přímou integraci tepelného čerpadla do chladicího okruhu. Lze očekávat nejvyšší hospodárnost provozu tepelného čerpadla, jelikož nedojde k teplotní degradaci odpadního tepla a tepelné čerpadlo může být provozováno s nejvyšší možnou vypařovací teplotou, která se rovná kondenzační teplotě chladicího zařízení. Chladivo je v tomto případě stejné jako v okruhu chladicího zařízení a zařízení pracuje jako vícestupňové. [5]

Zapojení dle varianty B je realizováno v případě, že pracovní látka v chladicím okruhu není vhodná pro použití v tepelném čerpadle nebo pokud kompresor tepelného čerpadla vyžaduje jiný olej kvůli odlišným provozním tlakům a teplotám. V tomto případě jsou okruhy hermeticky oddělené a teplo se mezi nimi předává pomocí výměníku kondenzátor-výparník. Zařízení poté pracuje jako kaskádní. [5]

Varianta C je podobná variantě B, ale hermetické oddělení okruhů je v tomto případě provedeno vložením vodního okruhem. [5]

3.9 Provoz technologie chlazení

V původní strojovně zajišťují chlazení čtyři pístové kompresory, stejně jako v nové strojovně chlazení. V tabulce 4 jsou uvedeny hodnoty výkonů a elektrických příkonů jednotlivých strojů provozovaných v obou strojovnách chlazení.

Tabulka 4 Parametry čpavkových chladivových kompresorů

Původní strojovna chlazení							
Označení kompresoru	Elektrický příkon [kW]	Chladicí výkon [kW]	EER [-]	Tlak v sání [MPa(g)]	Výtlačný tlak [MPa(g)]	Kondenzační teplota [°C]	Výparná teplota [°C]
K1-K3	142,3	490,5	3,45	0,25	1,27	33	-14
K4	117,6	424,2	3,61	0,25	1,27	33	-14
Nová strojovna chlazení							
Označení kompresoru	Elektrický příkon [kW]	Chladicí výkon [kW]	EER [-]	Tlak v sání [MPa(g)]	Výtlačný tlak [MPa(g)]	Kondenzační teplota [°C]	Výparná teplota [°C]
G1-G4	124,6	466,8	3,75	0,25	1,27	33	-14

Tabulka 5 zobrazuje režimy provozu jednotlivých chladících kompresorů dodaných provozovatelem chladicího zařízení. Údaje pocházejí z let 2021–2022. Zimní období zahrnuje měsíce prosinec až únor, letní období pak měsíce červen až srpen. O provozu ve zbytku roku provozovatel neposkytl informace, ale předpokládá se, že provoz bude průměrem mezi zimním a letním obdobím. Období mimo zimu a léto bude označováno jako přechodné. Všechny kompresory jsou řízeny frekvenčním měničem a jejich výkon se mění lineárně podle požadavků technologie a potřeb chladu.

Tabulka 5 Provoz chladících kompresorů v letním a zimním období

Původní strojovna chlazení		
Označení kompresoru	Provoz zimní období	Provoz letní období
K1	70 % výkonu 24 <i>hod/den</i>	80% výkon 24 <i>hod/den</i>
K2	60 % výkonu 2 <i>hod/den</i>	70 % výkonu 6 <i>hod/den</i>
K3	60 % výkonu 2 <i>hod/den</i>	70 % výkonu 6 <i>hod/den</i>
K4	80 % výkonu 24 <i>hod/den</i>	95 % výkonu 24 <i>hod/den</i>
Nová strojovna chlazení		
Označení kompresoru	Provoz zimní období	Provoz letní období
G1	75 % výkonu 14 <i>hod/den</i>	90 % výkonu 16 <i>hod/den</i>
G2	80 % výkonu 12 <i>hod/den</i>	90 % výkonu 14 <i>hod/den</i>
G3	80 % výkonu 16 <i>hod/den</i>	90 % výkonu 18 <i>hod/den</i>
G4	80 % výkonu 18 <i>hod/den</i>	90 % výkonu 20 <i>hod/den</i>

Jelikož provozovatel uvedl pouze sumarizované denní provozování jednotlivých kompresorů, je nutné vytvořit předpokládaný hodinový provoz každého kompresoru. V tabulce 6 je zobrazen předpokládaný denní provoz kompresorů v původní strojovně chlazení. Režim provozu kompresorů K-1 a K-4 je podle tabulky 5 zřejmý, neboť tyto kompresory fungují nepřetržitě celý den a pouze mění svůj výkon v závislosti na ročním období. U kompresorů K-2 a K-3 je analýza provozu komplikovanější, avšak lze předpokládat, že vzhledem k celodennímu provozu podniku se požadovaný chladicí výkon rozloží co nejrovnoměrněji v průběhu dne. Předpokládá se, že kompresory K-2 a K-3 jsou využívány k pokrytí výkonových špiček, pravděpodobně způsobených zvýšeným pohybem zboží, osob nebo vyššími venkovními teplotami. Z toho důvodu se předpokládá, že provoz kompresorů K-2 a K-3 bude naplánován tak, aby se vzájemně nepřekrývaly a byl realizován přibližně v polovině dne. Předpokládané hodinové zatížení kompresorů uvedené v tabulce 6 je použito pro další výpočty.

Tabulka 6 Hodinové rozložení zatížení chladicích kompresorů v původní strojovně chlazení pro jednotlivá období roku

Hodina/Typ kompresoru	K1		K2		K3		K4		
	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období	
1	70/75/80	%					80/88/95	%	
2	70/75/80	%					80/88/95	%	
3	70/75/80	%					80/88/95	%	
4	70/75/80	%					80/88/95	%	
5	70/75/80	%					80/88/95	%	
6	70/75/80	%					80/88/95	%	
7	70/75/80	%					80/88/95	%	
8	70/75/80	%		70	%		80/88/95	%	
9	70/75/80	%		70	%		80/88/95	%	
10	70/75/80	%		65/70	%		80/88/95	%	
11	70/75/80	%		65/70	%		80/88/95	%	
12	70/75/80	%		60/65/70	%		80/88/95	%	
13	70/75/80	%		60/65/70	%		80/88/95	%	
14	70/75/80	%				60/65/70	%	80/88/95	%
15	70/75/80	%				60/65/70	%	80/88/95	%
16	70/75/80	%				65/70	%	80/88/95	%
17	70/75/80	%				65/70	%	80/88/95	%
18	70/75/80	%				70	%	80/88/95	%
19	70/75/80	%				70	%	80/88/95	%
20	70/75/80	%						80/88/95	%
21	70/75/80	%						80/88/95	%
22	70/75/80	%						80/88/95	%
23	70/75/80	%						80/88/95	%
24	70/75/80	%						80/88/95	%

Obrázek 15 představuje očekávaný průběh kondenzačního výkonu v jednotlivých ročních obdobích, produkovaného původní strojovnou chlazení. Kondenzační výkon je vypočítán na základě bilance chladicího zařízení, vyjádřené rovnicí č. 11.

$$Q_k = Q_o + P_{el} \quad (11)$$

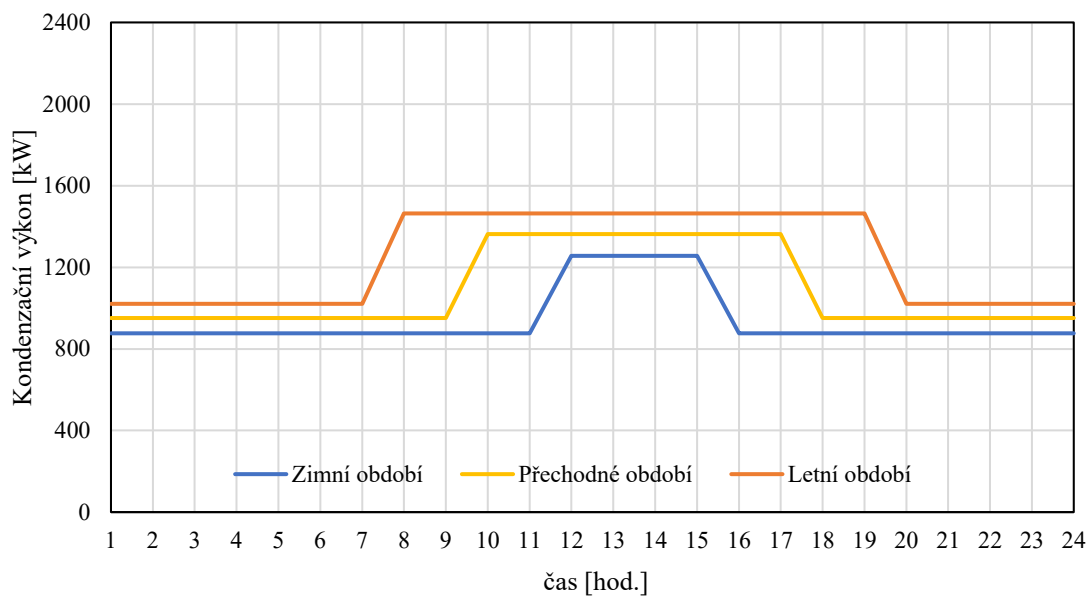
kde

Q_k Kondenzační výkon [kW]

Q_o Chladicí výkon [kW]

P_{el} Elektrický příkon [kW]

Průběh kondenzačních výkonů respektuje předpokládaný provoz kompresorů původní strojovny chlazení, který je uveden v tabulce 6. Předpokládaný průběh kondenzačního výkonu původní strojovny je v dalších kapitolách použit při návrhu vhodného tepelného čerpadla a také pro stanovení předpokládaného tepelného výkonu tepelného čerpadla v průběhu dne v jednotlivých obdobích roku.



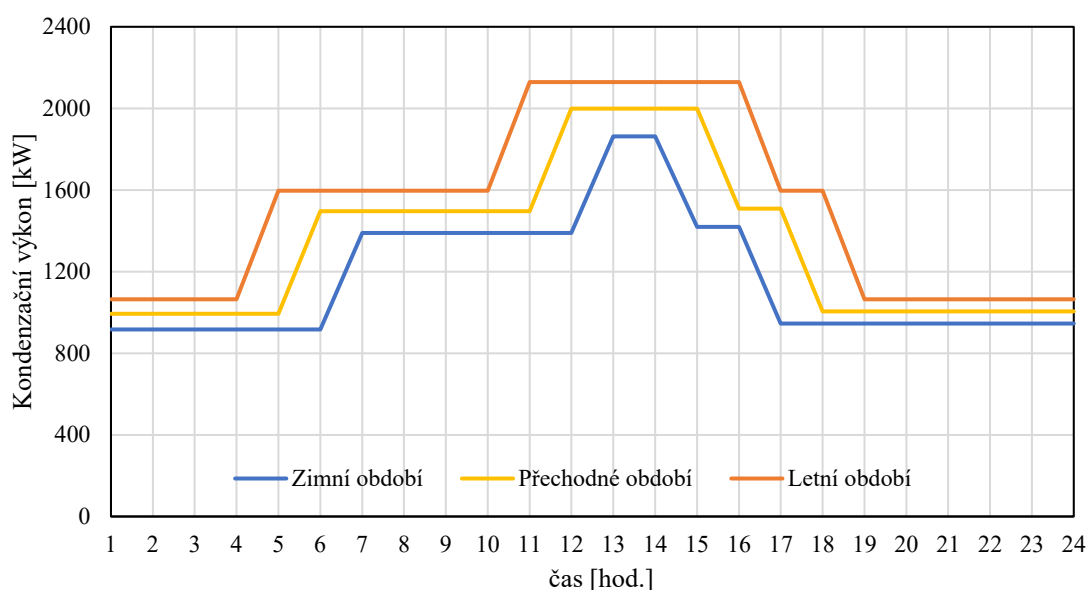
Obrázek 15 Předpokládaný denní průběh kondenzačního výkonu původní strojovny chlazení

Tabulka 7 představuje očekávaný denní provoz kompresorů nové strojovny chlazení. Stejně jako v případě původní strojovny chlazení, i zde je předpokládáno, že kompresory budou pracovat tak, aby průběh chladicího výkonu byl co nejrovnoměrnější, s předpokládanými špičkami uprostřed dne. Předpokládané hodinové zatížení kompresorů uvedené v tabulce 7 je použito pro další výpočty.

Tabulka 7 Hodinové rozložení zatížení chladících kompresorů v nové strojovně chlazení pro jednotlivá období roku

Hodina/Typ kompresoru	G1-		G2-		G3-		G4-	
	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období	zimní	přechodné/letní období
1	75	83/90 %			80	85/90 %		
2	75	83/90 %			80	85/90 %		
3	75	83/90 %			80	85/90 %		
4	75	83/90 %			80	85/90 %		
5	75	83/90 %			80	85/90 %	90	%
6	75	83/90 %			80	85/90 %	85	90 %
7	75	83/90 %			80	85/90 %	80	85/90 %
8	75	83/90 %			80	85/90 %	80	85/90 %
9	75	83/90 %			80	85/90 %	80	85/90 %
10	75	83/90 %			80	85/90 %	80	85/90 %
11	75	83/90 %	90	%	80	85/90 %	80	85/90 %
12	75	83/90 %	85	90 %	80	85/90 %	80	85/90 %
13	75	83/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %
14	75	83/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %
15	83	90 %	80	85/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %
16	90	%	80	85/90 %	80	85/90 %	80	85/90 %
17			80	85/90 %	85	90 %	80	85/90 %
18			80	85/90 %	90	%	80	85/90 %
19			80	85/90 %			80	85/90 %
20			80	85/90 %			80	85/90 %
21			80	85/90 %			80	85/90 %
22			80	85/90 %			80	85/90 %
23			80	85/90 %			80	85/90 %
24			80	85/90 %			80	85/90 %

Obrázek 16 představuje očekávaný průběh kondenzačního výkonu v jednotlivých ročních obdobích, produkovaného novou strojovnou chlazení. Kondenzační výkon je vypočítán stejně jako v případě původní strojovny chlazení podle bilance chladícího zařízení, vyjádřené rovnicí č. 11. Průběh kondenzačních výkonů respektuje předpokládaný provoz kompresorů nové strojovny chlazení uvedený v tabulce 7. Stejně jako v případě původní strojovny chlazení, jsou denní průběhy kondenzačního výkonu nové strojovny chlazení využity při návrhu tepelného čerpadla vhodného pro využití odpadního tepla z původní strojovny a pro určení jejich očekávaného tepelného výkonu v jednotlivých obdobích modelového roku.



Obrázek 16 Předpokládaný denní průběh kondenzačního výkonu nové strojovny chlazení

Tabulka 8 poté shrnuje maxima a minima kondenzačního výkonu produkovaného oběma strojovnami chlazení, které jsou limitující pro provoz tepelných čerpadel.

Tabulka 8 Maxima a minima kondenzačního výkonu produkovaného strojovnami chlazení v jednotlivých obdobích

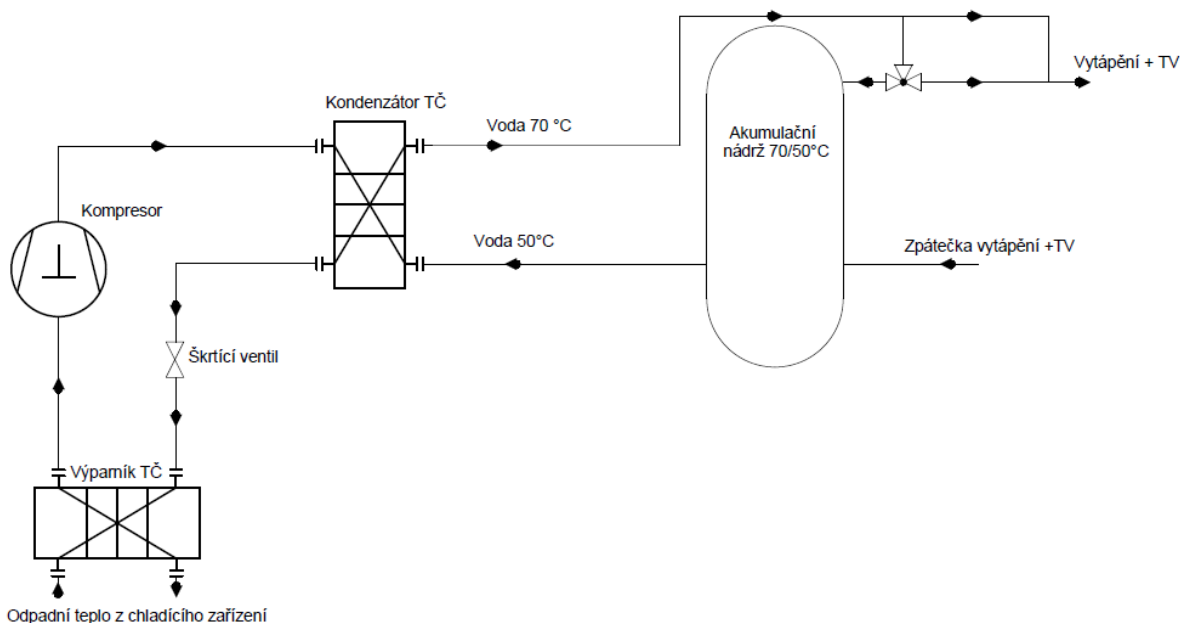
	Letní max. Q_k	Letní min. Q_k	Zimní max. Q_k	Zimní min. Q_k	Max. v přechodném období Q_k	Min. v přechodném období Q_k
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
Původní strojovna chlazení	1 464	1 021	1 256	876	1 363	951
Nová strojovna chlazení	2 129	1 508	1 863	917	1 999	994

4 Varianta 1-krytí potřeb tepla tepelným čerpadlem

Ve variantě číslo 1 je odpadní teplo z chladicího zařízení využito pro předehřev pracovní látky tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo v této variantě pracuje s tepelným spádem 70/50 °C, který postačuje pro pokrytí tepelných potřeb na vytápění a ohřev teplé vody.

4.1 Schéma a popis koncepce

Ve variantě číslo 1 je tepelné čerpadlo dimenzováno na tepelný spád 70/50 °C, teplá voda z tepelného čerpadla je buď vedena do akumulární nádrže, která zároveň slouží i jako hydraulický vyrovnávač. V této variantě může být teplá voda z tepelného čerpadla přímo použita k vytápění a ohřevu teplé vody, ideálně pouze v případě provozu na nominální parametry. Schéma zapojení varianty 1 je zobrazeno na obrázku 17.



Obrázek 17 Schéma zapojení varianty 1

4.2 Návrh tepelného čerpadla

Tepelné čerpadlo je navrženo v kaskádním zapojení společně s chladicím zařízením. Tato varianta je zvolena z důvodu rozdílných mazacích olejů použitých v kompresoru chladicího okruhu a tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo může využívat buď veškeré kondenzační teplo chladicího zařízení, nebo jen jeho část. Odpadní teplo, které tepelné čerpadlo není schopné využít, je možné odvádět do stávajících vzduchových kondenzátorů.

K návrhu tepelného čerpadla je použit program RTselect společnosti GEA, který umožňuje získat parametry reálného stroje, zohledňujícího veškerá výrobní i materiálová omezení. V úvahu přicházejí tři možné výkonové varianty tepelných čerpadel, a to tepelná čerpadla RedGenium 550, 750 a 950. Tepelná čerpadla jsou dodávána jako sestava na rámu (viz obrázek 18) a stačí je pouze připojit ke zdroji odpadního tepla a k vodnímu potrubí. Správnost návrhu programem je zkontrolována v následující kapitole výpočtem termodynamických parametrů pomocí programu Microsoft Excel a knihovny látkových vlastností CoolProp.



Obrázek 18 Tepelné čerpadlo RedGenium

Obrázek 19 zobrazuje návrh tepelného čerpadla v programu RTselect. Volené hodnoty jsou označeny červenými rámečky, zatímco výsledné hodnoty jsou v modrém rámečku. Tepelné čerpadlo je navrženo s proměnnými otáčkami, aby bylo možné plynule měnit jeho výkon v rozmezí 100–50 %. Je nutné zvolit pracovní látku, kterou je amoniak, a nastavit maximální zatížení, což indikuje, že tepelné čerpadlo bude využíváno pouze k ohřevu teplé vody a nebude fungovat jako reverzibilní stroj s možností vytápění i chlazení. Následně je třeba zadat, že tepelné čerpadlo bude zapojeno jako kaskádní zařízení, tzn. bude odebírat teplo z čpavkového okruhu chlazení. Zadat výtlačnou a kondenzační teplotu chladicích kompresorů. Poslední zadávanou hodnotou je požadovaný teplotní spád, který je v tomto případě 70/50 °C. V modrém rámečku jsou pak uvedeny výkonové parametry stroje pro nominální zatížení. Tímto způsobem jsou navrženy všechny tři výkonové varianty tepelných čerpadel, z nichž je následně vybráno nejvhodnější pro každou strojovnu chlazení. [23]

Piston Heatpump RedGenium

Model: RedGenium 550 Condenser: Liquid

Frequency: 400V/50Hz Refrigerant: R-717

Speed Type: Variable Rating: Full Capacity

Efficiency: Highest Efficiency

Part Load: Const. Cold In / Warm Out

Ambient Conditions Condition 1 +

Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade Cooling Medium: Water (Non-Corrosive) Oil : GEA PR-OLEO® C-MH68A-FG

Desuperheater

Subcooler

Safety

Speed :500/1500 min⁻¹

End. Temp. (Low Stage) °C Cond Inlet Temperature °C

Cond. Temp.(low stage) °C Cond Outlet Temperature °C

Evap. Temp.(Low Stage) °C

Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1213	1419	224	5,42	6,34	6HH-442/1/1	5TH-188/1/1	3LL-92/2/1	3LL-180/1/1

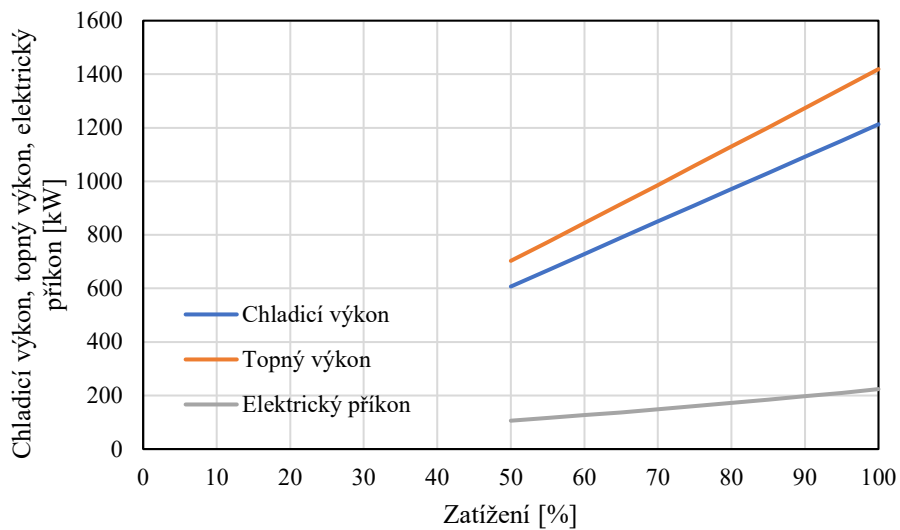
Obrázek 19 Návrh tepelného čerpadla RedGenium 550 v programu RTselect

Vhodné tepelné čerpadlo je pak vybráno na základě předpokládaného denního průběhu produkce odpadního tepla. Je nutné zvlášť vybrat tepelné čerpadlo pro novou a původní strojovnu chlazení. Vhodné tepelné čerpadlo je vybíráno tak, aby bylo provozováno s co nejvyšším zatížením, odvozeným od aktuální produkce odpadního tepla, zároveň nesmí jeho zatížení klesnout pod úroveň 50 %, aby nedošlo k vnitřní kondenzaci. Nominální výkonové parametry vybraných tepelných čerpadel jsou uvedeny v tabulce 9. [23]

Tabulka 9 Výkonové parametry zvolených modelů tepelných čerpadel varianty 1 RedGenium 550/750/950

Typ zařízení/parametry zařízení	RedGenium 550	RedGenium 750	RedGenium 950	Jednotka
Nominální topný výkon	1 419	1 878	2 329	[kW]
Nominální chladicí výkon	1 213	1 605	1 990	[kW]
Nominální příkon elektromotoru	224	297	370	[kW]
Tepelný spád	70/50	70/50	70/50	[°C]
COP	6,34	6,32	6,30	-
EER	5,42	5,40	5,38	-
Průtok vody	62,1	82,2	101,9	[m ³ · h ⁻¹]

Každé navržené tepelné čerpadlo má od výrobce k dispozici tabulku částečného zatížení, která je pro jednotlivé výše navržené modely tepelných čerpadel k nahlédnutí v příloze. Grafická interpretace tabulky částečného zatížení pro navržený model RedGenium 550 je zobrazena na obrázku 20, z něhož je patrné, že změna všech parametrů probíhá v rozmezí zatížení 50–100 % lineárně. Tato lineární závislost je platná pro všechny navržené typy tepelných čerpadel.



Obrázek 20 Grafická interpretace tabulky částečného zatížení pro model RedGenium 550

Na základě hodnot zatížení uvedených v tabulce 10 byl zvolen pro novou strojovnu chlazení model tepelného čerpadla RedGenium 750, protože velmi dobře využívá odpadní teplo z nové strojovny chlazení a v žádném období jeho zatížení neklesá pod 50 %. Tepelné čerpadlo RedGenium 550 by rovněž bylo možné použít, ale ve všech obdobích nevyužívá plně veškeré dostupné odpadní teplo, jelikož je nad kapacitu jeho chladicího výkonu. Stroj má tedy dobré využití z hlediska zatížení, ale špatné z pohledu využití odpadního tepla. Nelze použít typ RedGenium 950, protože ve významné části dne v zimním a přechodném období klesá jeho zatížení pod 50 %, a proto by nebyl možný jeho provoz. Model RedGenium 950 je pro aplikaci příliš velký.

Tabulka 10 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z nové strojovny chlazení

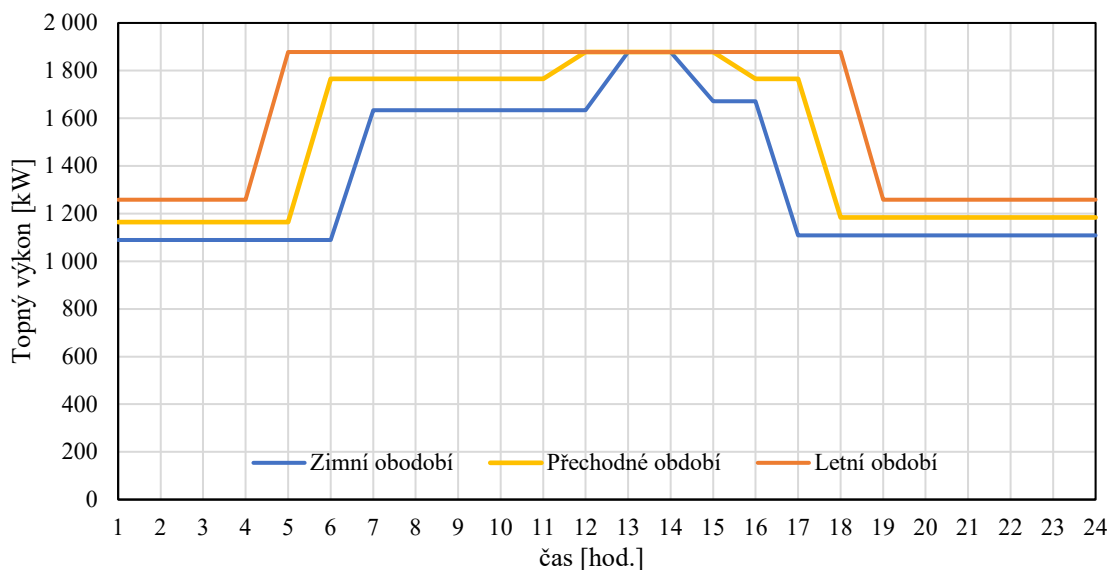
	Kondenzační výkon zima/přechodné období/léto [kW]	Zatížení tepelného čerpadla zima [-] 550/ 750/950	Zatížení tepelného čerpadla přechodné období [-] 550/ 750/950	Zatížení tepelného čerpadla léto [-] 550/ 750/950
1	917/ 994/1065	0,76/ 0,58/ 0,47	0,82/ 0,62/ 0,50	0,88/ 0,67/ 0,54
2	917/ 994/1065	0,76/ 0,58/ 0,47	0,82/ 0,62/ 0,50	0,88/ 0,67/ 0,54
3	917/ 994/1065	0,76/ 0,58/ 0,47	0,82/ 0,62/ 0,50	0,88/ 0,67/ 0,54
4	917/ 994/1065	0,76/ 0,58/ 0,47	0,82/ 0,62/ 0,50	0,88/ 0,67/ 0,54
5	917/994/1597	0,76/ 0,58/ 0,47	0,82/ 0,62/ 0,50	1/ 1/ 0,81
6	917/1496/1597	0,76/ 0,58/ 0,47	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
7	1390/1496/1597	1/ 0,87/ 0,7	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
8	1390/1496/1597	1/ 0,87/ 0,7	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
9	1390/1496/1597	1/ 0,87/ 0,7	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
10	1390/1496/1597	1/ 0,87/ 0,7	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
11	1390/1496/ 2129	1/ 0,87/ 0,7	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 1
12	1390/1999/ 2129	1/ 0,87/ 0,7	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
13	1863/ 1999/ 2129	1/ 1/ 0,94	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
14	1863/ 1999/ 2129	1/ 1/ 0,94	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
15	1419/1999/2129	1/ 1/ 0,94	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
16	1419/1508/2129	1/ 1/ 0,94	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 1
17	946/1508/1597	0,79/ 0,59/ 0,48	1/ 0,94/ 0,76	1/ 1/ 0,81
18	946/1005/1597	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	1/ 1/ 0,81
19	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54
20	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54
21	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54
22	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54
23	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54
24	946/1005/1065	0,79/ 0,59/ 0,48	0,83/ 0,63/ 0,51	0,88/ 0,67/ 0,54

Stejným způsobem jako v případě nové strojovny je vybrán vhodný model tepelného čerpadla na základě průběhu zatížení v jednotlivých obdobích roku, zobrazených v tabulce 11. Pro původní strojovnu chlazení je jednoznačně vhodný typ RedGenium 550, jelikož oba výkonově vyšší typy by v žádném období nebyly provozovány na nominální parametry. Typy RedGenium 750 a 950 by při aplikaci nebyly dostatečně využity.

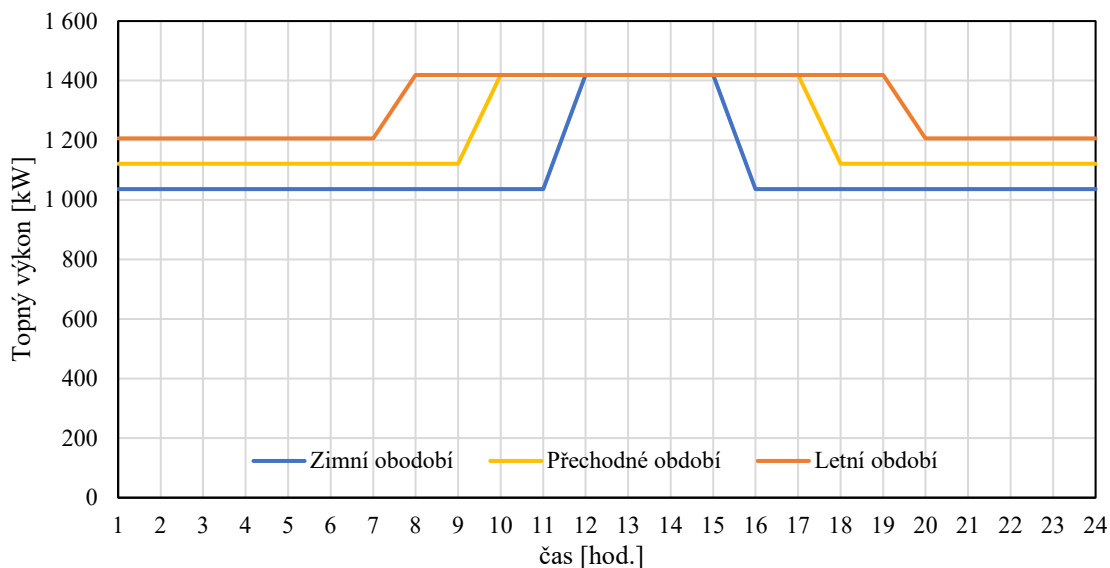
Tabulka 11 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z původní strojovny chlazení

	Kondenzační výkon	Zatížení tepelného	Zatížení tepelného čerpadla	Zatížení tepelného
	zima/přechodné období/ léto [kW]	čerpadla zima [-] 550/ 750/950	přechodné období [-] 550/ 750/950	čerpadla léto [-] 550/ 750/950
1	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
2	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
3	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
4	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
5	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
6	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
7	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
8	876/ 951/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	1/ 0,92/ 0,74
9	876/ 951/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	1/ 0,92/ 0,74
10	876/ 1363/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
11	876/ 1363/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
12	1256/ 1363/ 1464	1/ 0,79/ 0,64	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
13	1256/ 1363/ 1464	1/ 0,79/ 0,64	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
14	1256/ 1363/ 1464	1/ 0,79/ 0,64	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
15	1256/ 1363/ 1464	1/ 0,79/ 0,64	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
16	876/ 1363/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
17	876/ 1363/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	1/ 0,85/ 0,69	1/ 0,92/ 0,74
18	876/ 951/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	1/ 0,92/ 0,74
19	876/ 951/ 1464	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	1/ 0,92/ 0,74
20	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
21	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
22	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
23	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52
24	876/ 951/ 1021	0,73/ 0,55/ 0,45	0,79/ 0,60/ 0,48	0,85/ 0,64/ 0,52

Na obrázcích 21 a 22 jsou zobrazeny očekávané denní průběhy tepelného výkonu pro jednotlivá roční období obou zvolených tepelných čerpadel. Tyto průběhy jsou posledním nutným vstupem pro sestavení ročního bilančního modelu.



Obrázek 21 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 750 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z nové strojovny chlazení



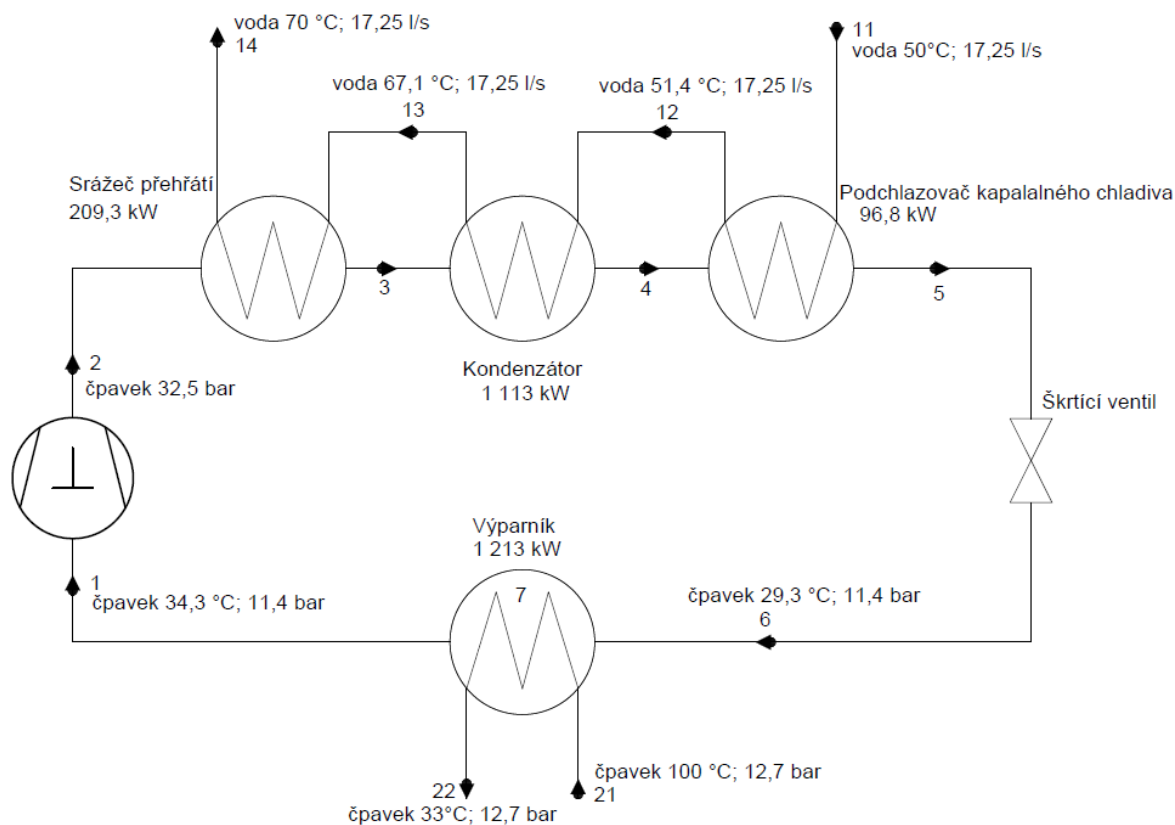
Obrázek 22 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 550 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z původní strojovny chlazení

4.3 Ověření návrhu tepelného čerpadla

Je potřeba ověřit návrh tepelného čerpadla, který byl proveden pomocí programu RTselect, aby bylo zajištěno, že výsledky odpovídají energetickým bilancím v jednotlivých komponentech tepelného čerpadla. Pro ověření je vybrán model RedGenium 550. Ověření zahrnuje početní a grafickou kontrolu Q-T diagramů jednotlivých komponent. V tabulce 12 jsou uvedeny podrobné parametry ověřovaného modelu tepelného čerpadla.

Tabulka 12 Detailní parametry modelu RedGenium 550

Komponenta/Parametr	Označení	Hodnota	Jednotky
Výparník	Q_{VYP}	1 213	[kW]
Podchlazovač kapalného chladiva	Q_{PK}	96,8	[kW]
Teplota vody na vstupu do podchlazovače	-	50	[°C]
Teplota vody na výstupu do podchlazovače	-	51,4	[°C]
Kondenzátor	Q_{KON}	1 113	[kW]
Teplota vody na vstupu do kondenzátoru	-	51,4	[°C]
Teplota vody na výstupu do kondenzátoru	-	67,1	[°C]
Srážec přehřátí	Q_{SP}	209,3	[kW]
Teplota vody na vstupu do srážec přehřátí	-	67,1	[°C]
Teplota vody na výstupu do srážec přehřátí	-	70	[°C]
Příkon elektromotoru	P_{el}	224	[kW]
Výparná teplota	-	29,3	[°C]
Výparný tlak	-	11,4	[bar]
Přehřátí	-	5	[°C]
Kondenzátní teplota	-	69,1	[°C]
Kondenzátní tlak	-	32,5	[bar]
Vstupní teplota sekundárního chladiva	-	100	[°C]
Výstupní teplota sekundárního chladiva	-	33	[°C]
Průtok ohřívajícího média	\dot{m}_{vody}	62,1	[m ³ · h ⁻¹]
Topný faktor	COP	6,34	[-]
Chladicí faktor	EER	5,42	[-]



Obrázek 23 Schéma teplého čerpadla RedGenium 550

Pomocí následujících rovnic byly dopočteny neznámé parametry oběhu tepelného čerpadla uvedeného na obrázku 23. Termodynamické parametry jsou určovány pomocí programu Excel s knihovnou látkových vlastností CoolProp.

Entalpie v bodě 1, jako funkce teploty a tlaku

$$h_1 = f(p_1, t_1) \quad (12)$$

Entalpie v bodě 3 je funkcí saturačního tlaku pro sytou kapalinu

$$h_3 = f(p_3, q_3) \quad (13)$$

Entalpie v bodě 4 je funkcí saturačního tlaku pro sytou páru

$$h_4 = f(p_4, q_4) \quad (14)$$

Hmotnostní tok pracovní látky tepelného čerpadla je vypočten z bilance kondenzátoru a znalosti entalpií v bodech 3 a 4.

$$\dot{m}_{HP} = \frac{Q_{KON}}{h_3 - h_4} \quad (15)$$

Entalpie v bodě 2 je vypočtena z energetické bilance srážecí přehřátí.

$$h_2 = h_3 + \frac{Q_{SP}}{\dot{m}_{HP}} \quad (16)$$

Entalpie bodu 5 je určena z energetické bilance podchlazovače kapalného chladiva.

$$h_5 = h_4 - \frac{Q_{PK}}{\dot{m}_{HP}} \quad (17)$$

Teplota v bodě 5 je funkcí tlaku v bodě 5 a entalpie v bodě 5

$$t_5 = f(p_5, h_5) \quad (18)$$

Entalpie v bodě 6, je shodná s entalpií v bodě 5, za předpokladu ideálního isoentalpického seškrčení pracovní látky

$$h_6 = h_5 \quad (19)$$

Teplota v bodě 6, je funkcí tlaku v bodě 6 a entalpie v bodě 6

$$t_6 = f(p_6, h_6) \quad (20)$$

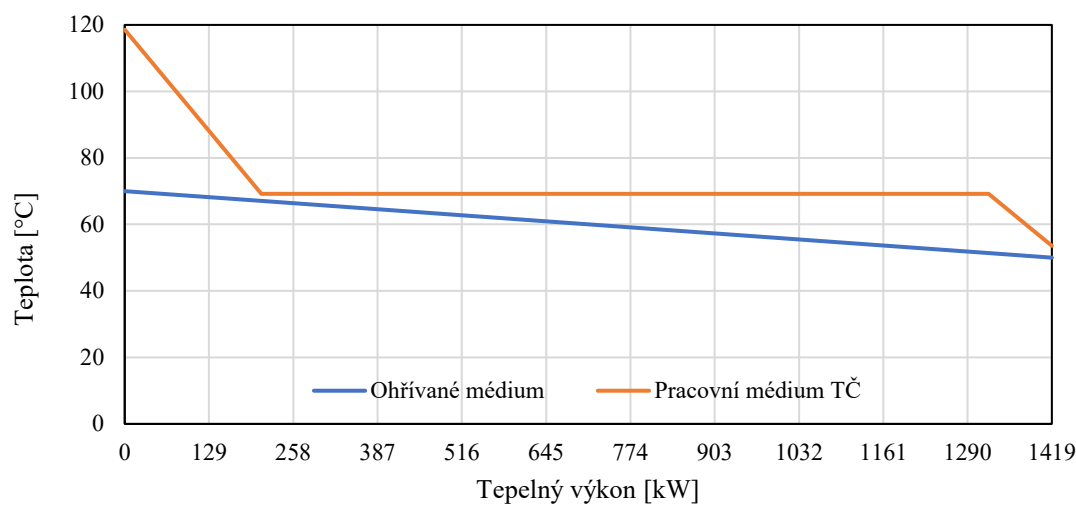
Entalpie v bodě 7 je funkcí saturačního tlaku pro sytou kapalinu

$$h_7 = f(p_7, q_7)$$

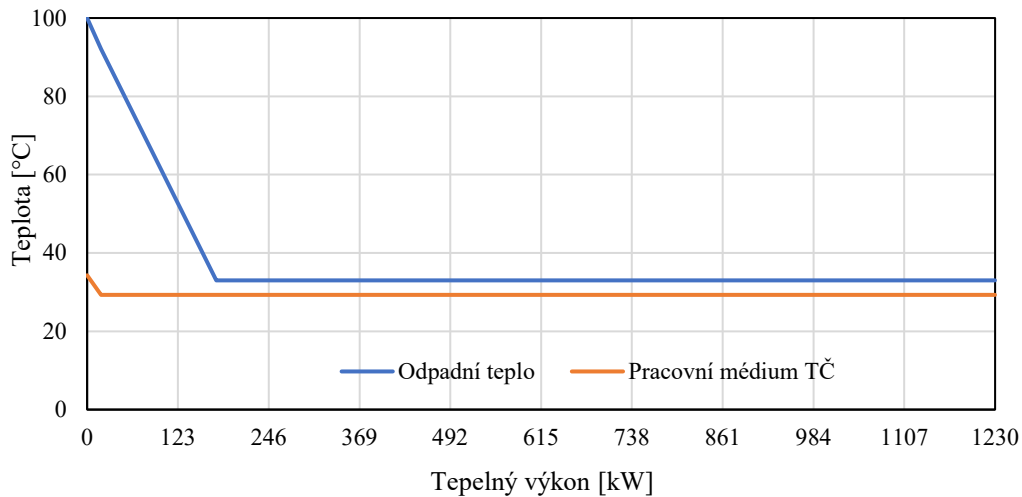
V tabulce 13 jsou shrnuty vypočtené termodynamické parametry ověřovaného tepelného čerpadla. S vypočtenými hodnotami z tabulky 13 lze ověřit hlavní výkonové parametry a vykreslit Q-T diagramy kondenzátoru (obrázek 24) a výparníku (obrázek 25). Z Q-T diagramů je patrné, že jednotlivé proudy se navzájem nekříží a že je mezi nimi vždy dostatečný minimální tepelný spád.

Tabulka 13 Termodynamické parametry ověřovaného tepelného čerpadla

	p [kPa]	t [°C]	h [kJ · kg ⁻¹]	q [-]	\dot{m}_{HP} [kg · s ⁻¹]
1	1 140	34,30	1 647,53	-	1,18
2	3 250	118,57	1 808,17	-	1,18
3	3 250	69,17	1 630,58	1	1,18
4	3 250	69,17	686,22	0	1,18
5	3 250	53,55	604,09	-	1,18
6	1 140	29,23	604,09	-	1,18
7	1 140	29,3	1 631,47	1	1,18



Obrázek 24 Q-T diagram kondenzátoru tepelného čerpadla RedGenium 550 navrženého pro variantu 1



Obrázek 25 Q-T diagram výparníku tepelného čerpadla

Kondenzační výkon

$$Q_k = \dot{m}_{HP} \cdot (h_2 - h_5) \quad (21)$$

Výkon výparníku

$$Q_o = \dot{m}_{HP} \cdot (h_1 - h_6) \quad (22)$$

Topný faktor

$$COP = \frac{Q_k}{P_{el}} \quad (23)$$

Chladicí faktor

$$EER = \frac{Q_o}{P_{el}} \quad (24)$$

Entalpie ohříváné vody na vstupu do kondenzátoru je určena jako funkce teploty a tlaku, je zde předpokládán atmosférický tlak.

$$h_{11} = f(p_{11}, t_{11}) \quad (25)$$

Entalpie ohřívání vody na výstupu z kondenzátoru je určena jako funkce teploty a tlaku, je zde předpokládán atmosférický tlak.

$$h_{14} = f(p_{14}, t_{14}) \quad (26)$$

Průtok ohřívání vody je určen rovnicí 27

$$\dot{m}_{vody} = \frac{Q_k}{(h_{14} - h_{11})} \quad (27)$$

Vypočtené výkonové parametry jsou shrnuty v tabulce 14. Výkon výparníku, chladicí faktor a průtok ohřívání vody se lehce odlišují od hodnot udávaných výrobcem. Výrobce uvádí, že u parametrů definovaných v tabulce 12 je přípustná chyba 5 %. Odchylka hodnot je tedy v mezích chyby a parametry z programu RTselect lze považovat za správné.

Tabulka 14 Vypočtené výkonové parametry ověřovaného TČ

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotky
Topný výkon	Q_k	1419,10	kW
Chladicí výkon	Q_o	1229,77	kW
Topný faktor	COP	6,34	-
Chladicí faktor	EER	5,49	-
Průtok vody	\dot{m}_{vody}	16,95	$kg \cdot s^{-1}$

4.4 Návrh akumulace

Pro tepelná čerpadla je potřeba navrhnout i akumulaci nádrž, která bude sloužit k ukládání přebytků teplé vody, pokud takové vzniknou, a zároveň působit jako hydraulický vyrovnávač. Tabulka 15 zobrazuje navržené parametry akumulaci nádrže. Akumulaci budou tvořit dvě nádrže na teplou vodu, které budou vzájemně propojené. Navržený okamžitý výkon, který bude možné čerpat z akumulace, činí 1 000 kW po dobu 3 hodin, aby bylo možné pokrýt špičkovou spotřebu teplé vody, jež nastává jednou týdně a trvá několik hodin. Popřípadě aby mohl zareagovat plynový kotel. Předpokládá se, že navržené akumulaci nádrže budou disponovat teplotní stratifikací. Teplota v nádrži bude rozložena ve svislém směru, výška nádrže by měla být 2,5krát větší než její průměr.

Tabulka 15 Navržené parametry akumulaci nádrže pro tepelná čerpadla varianty 1

Parametry navržené akumulaci nádrže	Označení	Hodnota	Jednotky
Počet akumulaci nádrží	-	2	ks
Teplota nabitého uložisti	T_{Charg}	70	°C
Teplota vybitého uložisti	$T_{Discharge}$	50	°C
Rozdíl teplot	-	0	°C
Požadovaný výkon	-	500	kW
Doba trvání výkonu	-	3	h
Tlak vody v uložisti	-	1	bar
Měrná tepelná kapacita pro střední teplotu	c_p	4,18	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hustota vody pro stře. teplotu a tlak vody	ρ_{vody}	983,2	$kg \cdot m^{-3}$
Kapacita 1 nádrže	Q_{AKU}	1 500	kWh
Kapacita 1 nádrže	Cap_{AKU}	5 400 000	kJ
Objem každé akumulaci nádrže	Cap_{AKU}	65,95	m^3
Celková kapacita obou akumulaci nádrží	-	3 000	kWh

Hmotnost vody v akumulaci nádrži je vypočtená úpravou kalorimetrické rovnice

$$m_{AKU} = \frac{Cap_{AKU}}{c_p \cdot (T_{Charg} - T_{Discharge})} \quad (28)$$

Objem akumulaci nádrže je stanoven rovnicí 29, jedná se o hlavní parametr pro určení ceny akumulaci nádrže.

$$V_{AKU} = \frac{m_{AKU}}{\rho_{vody}} \quad (29)$$

4.5 Bilanční model typového roku

Na základě předchozích kapitol byl sestaven roční bilanční model s hodinovým krokem. V bilančním modelu jsou sledovány následující hodnoty:

1. Hodinová potřeba tepla

Celková hodinová potřeba tepla je určena na základě venkovní teploty a potřeby tepla pro ohřev vody.

2. Výroba tepla tepelnými čerpadly

Výroba tepla tepelnými čerpadly je určena z předpokladů průběhu produkce odpadního tepla, na jejichž základě je sestaven očekávaný denní průběh topného výkonu v jednotlivých dnech ročních období.

3. Stav akumulace

Přebytky z výroby tepelných čerpadel jsou ukládány do akumulačních nádrží. Pokud je aktuální výroba nad limit akumulace, dojde k omezení provozu tepelných čerpadel. Z důvodu uvažování odstávky na konci každého měsíce nejsou stavy akumulace provázané mezi jednotlivými měsíci, a stav akumulace je tak na začátku každého měsíce nulový.

Omezení výroby je realizováno tak, že tepelné čerpadlo, jehož výroba je omezena, funguje jen část hodiny, a nikoli celou hodinu. Část hodiny je tak pokryta čistě jen akumulací a tepelné čerpadlo pak jen doplní akumulační nádrž. Prioritně je omezováno tepelné čerpadlo napojené na novou strojovnu chlazení, jelikož má motor s větším příkonem.

4. Výroba plynového kotle

Pokud hodinovou potřebu nezvládnou pokrýt tepelná čerpadla v kombinaci s akumulací, je teplo nutné dodat záložním zdrojem, kterým je plynový kotel. V každém měsíci je sledován i potřebný maximální výkon plynového kotle, aby mohlo být určeno, zda postačí stávající kotel v průmyslovém podniku, který není nahrazován.

5. Odstavení tepelného čerpadla

Odstavení tepelného čerpadla je provedeno tehdy, pokud druhé tepelné čerpadlo zvládne pokrýt potřebu dané hodiny s polovinou aktuálního stavu akumulace a s ohledem na její maximální výkon. Počítání pouze s polovinou aktuálního stavu akumulace je zvoleno z důvodu bezpečnosti, aby nedocházelo k nadbytečnému vybíjení, které by mohlo vést k potřebě spouštění plynového kotle.

4.6 Výsledky ročního provozního modelu varianty 1

Tabulky 16 a 17 zobrazují souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 1. Tabulky po jednotlivých měsících zobrazují potřebu tepla pro vytápění, ohřev teplé vody, produkci tepla obou tepelných čerpadel, výrobu kotle, dobu provozu tepelných čerpadel, elektrický příkon potřebný pro jejich pohon a maximální výkon kotle. Tepelné čerpadlo 1, model RedGenium 750, je napojeno na novou strojovnu chlazení. Tepelné čerpadlo 2, model RedGenium 550, je napojeno na původní strojovnu chlazení.

Tabulka 16 Výsledky ročního bilančního modelu varianty 1

Měsíc	Potřeba tepla vytápění [kWh]	Potřeba TV [kWh]	Výroba TČ-1 [kWh]	Výroba TČ- 2 [kWh]	Kotel výroba [kWh]
Leden	1 318 571	701 778	917 493	749 334	353 523
Únor	1 122 237	627 690	820 590	670 158	259 179
Březen	1 129 754	701 778	912 738	831 572	89 634
Duben	842 593	677 082	870 570	638 788	13 318
Květen	597 720	701 778	702 926	598 375	1 199
Červen	0	677 082	0	680 082	0
Červenec	0	528 906	0	531 906	0
Srpen	0	528 906	0	531 906	0
Září	442 928	677 082	529 890	593 147	0
Říjen	837 740	701 778	895 675	644 597	1 465
Listopad	1 035 881	677 082	870 051	798 027	45 552
Prosinec	1 207 732	701 778	917 493	749 334	242 684
Celkem	8 535 156	7 902 720	7 437 427	8 017 226	1 006 554

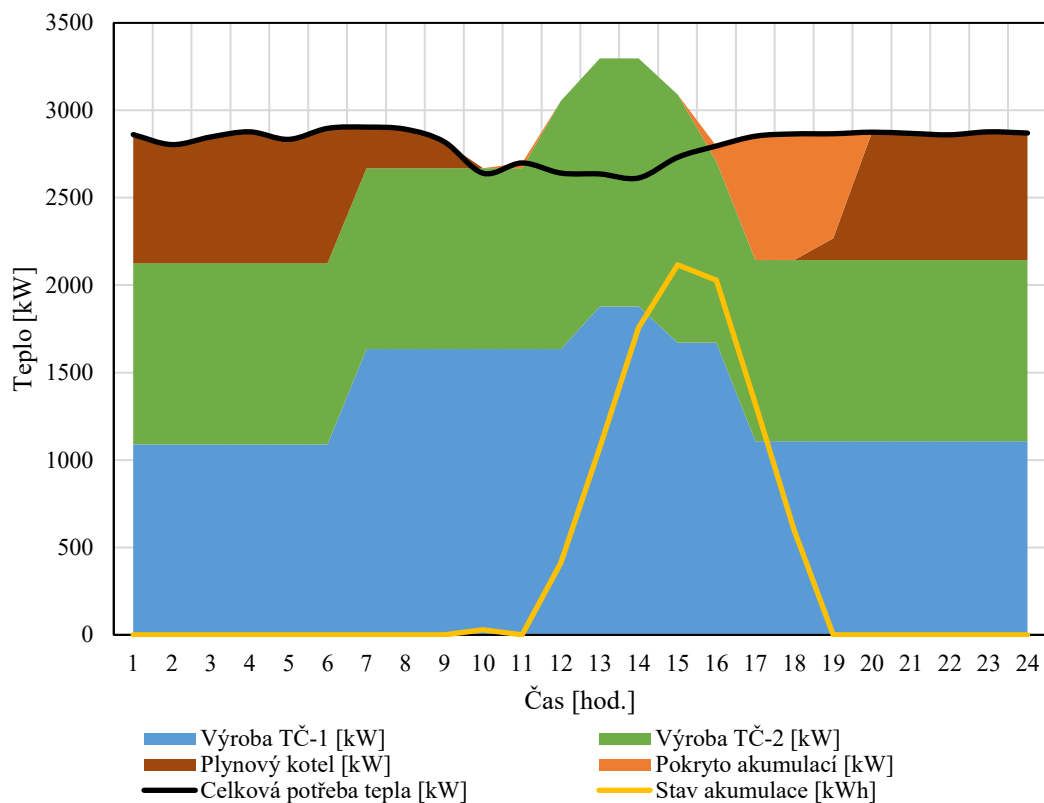
Z maximálního potřebného výkonu kotle je zřejmé, že postačí stávající kotel v kombinaci s oběma navrženými tepelnými čerpadly pro kompletní pokrytí tepelných potřeb průmyslového podniku. Následující výsledky jsou využity jako vstup do ekonomického hodnocení.

Tabulka 17 Výsledky ročního bilančního modelu varianty 1

Měsíc	Doba provozu TČ-1 [hod.]	Doba provozu TČ-2 [hod.]	Spotřeba El. TČ-1 [kWh]	Spotřeba El. TČ- 2 [kWh]	Maximální výkon kotle [kW]
Leden	682	682	145 102	118 294	1202
Únor	610	610	129 777	105 795	1 150
Březen	626	682	144 350	131 271	740
Duben	597	542	137 681	100 838	572
Květen	501	502	111 169	94 459	338
Červen	0	522	0	107 358	0
Červenec	0	408	0	83 967	0
Srpen	0	408	0	83 967	0
Září	394	489	83 803	93 633	0
Říjen	615	550	141 652	101 755	360
Listopad	599	655	137 599	125 975	636
Prosinec	682	682	145 102	118 294	870
Celkem	5 305	6 731	1 176 235	1 265 608	-

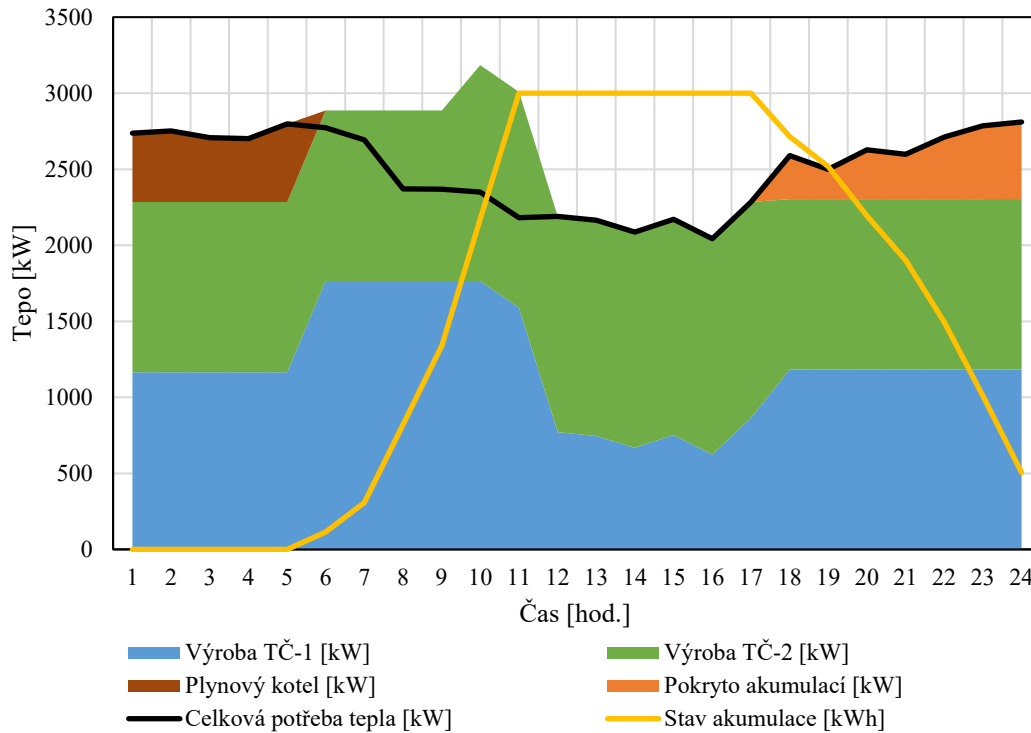
4.7 Typové denní diagramy varianty 1

Obrázek 26 představuje průběh v typovém dni zimního období. Z obrázku je patrné, že tepelná čerpadla nepokryjí celý požadovaný tepelný výkon průmyslového podniku, a část dne je nutné krýt výrobou z kotle. Kolem poledne nastává přebytek výroby nad spotřebou, který je uložen do akumulární nádrže a použit v dalším průběhu dne.



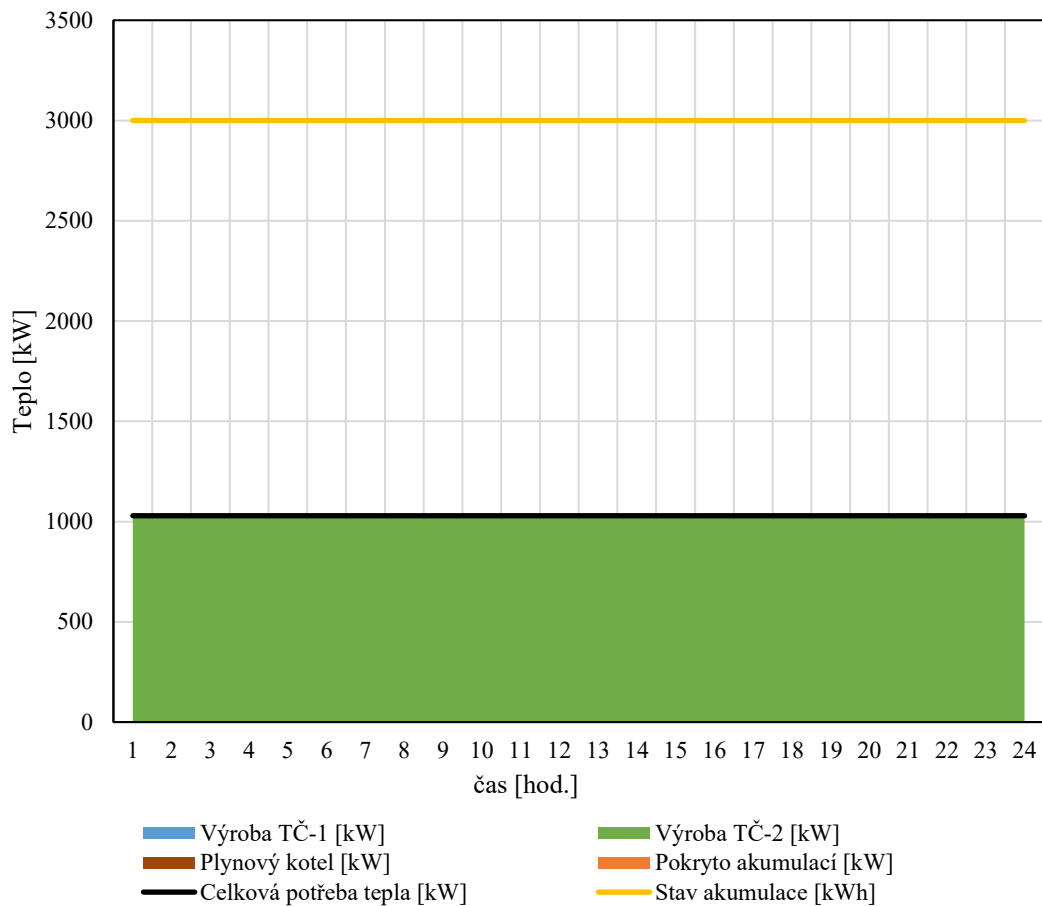
Obrázek 26 Typový den varianty 1 pro zimním období

Na obrázku 27 je zobrazen typový den přechodného období. Stejně jako v zimním období je nutné, aby část potřeb tepla byla kryta kotlem. V tomto období již může docházet k omezení provozu tepelných čerpadel a k úspoře jejich provozu. Tepelné čerpadlo 2 mezi 12. a 15. hodinou omezuje svůj provoz, aby byly sledovány aktuální potřeby tepla.



Obrázek 27 Typový den varianty 1 pro přechodné období

Na obrázku 28 je zobrazen průběh krytí tepelných potřeb v typickém letním dni. V letním období je nutné pokrýt pouze potřeby teplé vody, a tak je v provozu pouze tepelné čerpadlo 2, zatímco tepelné čerpadlo 1 je v celém letním období odstaveno.



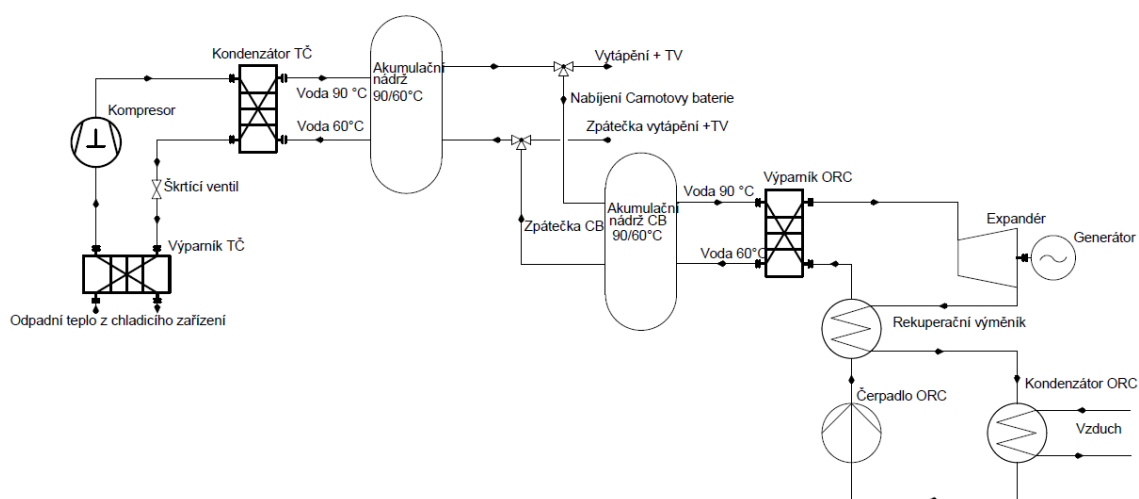
Obrázek 28 Typový den varianty 1 pro letním období

5 Varianta 2 krytí potřeb tepla tepelným čerpadlem s tepelní integrovanou Carnotovou baterií

Z výsledků varianty 1 je patrné, že tepelná čerpadla nebudou využita po celý rok. K plnému odstavení jednoho tepelného čerpadla dochází v celém letním období a částečně i během několika hodin přechodného období. V této variantě jsou tepelná čerpadla navržena na vyšší tepelný spád, aby mohla být nabízena na trhu s podpůrnými službami v době, kdy nebudou muset být k dispozici pro potřeby průmyslového podniku. Elektromotory tepelných čerpadel nebudou mít dostatečný příkonu, aby podnik mohl sám nabízet služby výkonové rovnováhy, a proto bude muset být součástí agregčního celku.

5.1 Schéma a popis koncepce

Tepelné čerpadlo v této variantě je navrženo na maximální možný tepelný spád 90/60 °C. Tento tepelný spád postačuje pro pokrytí tepelných potřeb na vytápění, ohřev teplé vody a zároveň slouží jako zdroj tepla pro Carnotovu baterii. Smysl fungování Carnotovy baterie je patrný z obrázku 29. Pokud v danou hodinu pokryjí potřeby tepla jen jedno tepelné čerpadlo nebo kombinace tepelného čerpadla a akumulace tepla, může být tepelné čerpadlo, které není právě využíváno, nabízeno v rámci služeb výkonové rovnováhy jako flexibilní zdroj. Tímto způsobem může dostat zapláceno za svůj provoz a následně Carnotova baterie může produkovat elektrickou energii, která se dá využít v průmyslovém podniku nebo uplatnit na trhu s elektřinou.



Obrázek 29 Schéma varianty 2

5.2 Návrh tepelných čerpadel varianty 2

Tepelná čerpadla pro variantu 2 jsou navržena shodně jako ve variantě 1. K návrhu byl použit program RTselect firmy GEA a opět byl volen mezi třemi výkonovými variantami tepelných čerpadel RedGenium 550, 750 a 950. V tabulce 18 jsou shrnuty výkonové parametry navržených strojů. Tepelná čerpadla navržena pro variantu 2 dosahují oproti variantě 1 nižších výkonových parametrů.

Tabulka 18 Výkonové parametry zvolených modelů tepelných čerpadel varianty 2 RedGenium 550/750/950

Typ zařízení/parametry zařízení	RedGenium 550	RedGenium 750	RedGenium 950	Jednotky
Nominální topný výkon	1366	1805	2265	[kW]
Nominální chladicí výkon	1089	1435	1804	[kW]
Nominální příkon elektromotoru	301	403	500	[kW]
Tepelný spád	90/60	90/60	90/60	[°C]
COP	4,54	4,48	4,53	[-]
EER	3,62	3,56	3,61	[-]
Průtok vody	40,1	53	66,5	[m ³ · h ⁻¹]

V programu RTselect nelze navrhnout tepelné čerpadlo, které by fungovalo na obou potřebných tepelných spádech, tj. na tepelném spádu 70/50 °C, který vyžadují tepelné potřeby průmyslového podniku, a zároveň na vysokém tepelném spádu 90/60 °C, aby měla smysl Carnotova baterie. Pokud by teoreticky tepelné čerpadlo mohlo pracovat mezi oběma tepelnými spády, jeho elektromotor by při tepelném spádu 70/50 °C fungoval se sníženou účinností kvůli nízké zátěži. Zároveň by bylo velmi těžké garantovat tepelný výkon kondenzátoru, jelikož každý spád má velmi rozdílný průtok ohřívání vody.

Z hodnot zatížení v tabulce 19 je pro využití odpadního tepla z nové strojovny chlazení zvoleno tepelné čerpadlo RedGenium 750, stejně jako ve variantě 1. Oproti první variantě tepelné čerpadlo dosahuje lepšího zatížení z důvodu menšího chladicího výkonu, avšak na úkor většího příkonu elektrické energie. Tepelné čerpadlo RedGenium 550 by také bylo možné použít, ale není vybráno ze stejného důvodu jako ve variantě 1, a tedy horšího využití odpadního tepla. Model 950 nelze použít z důvodu nízkého zatížení, zejména v zimním období, kdy limitující je 50 % zatížení, a tento model je jen lehce nad touto hodnotou. Z důvodu bezpečnosti nemůže být model 950 zvolen.

Tabulka 19 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel varianty 2 v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z nové strojovny chlazení

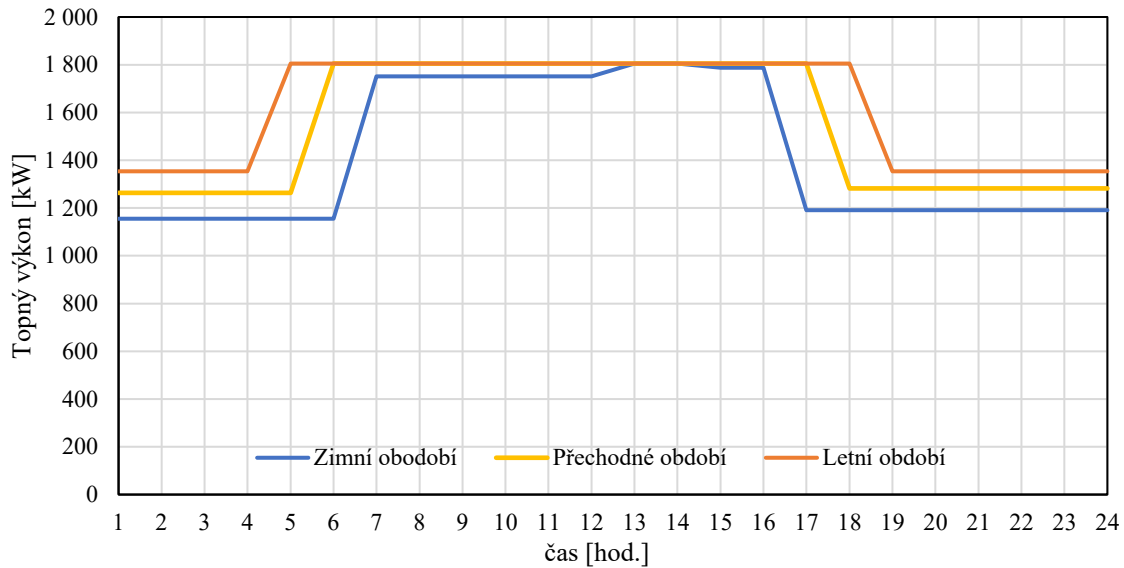
	Kondenzační výkon CHZ	Zatížení tepelného	Zatížení tepelného čerpadla	Zatížení tepelného
	zima/přechodné období/léto [kW]	čerpadla zima [-] 550/ 750/950	přechodné období [-] 550/ 750/950	čerpadla léto [-] 550/ 750/950
1	917/ 994/1065	0,85/ 0,64/ 0,51	0,92/ 0,7/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
2	917/ 994/1065	0,85/ 0,64/ 0,51	0,92/ 0,7/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
3	917/ 994/1065	0,85/ 0,64/ 0,51	0,92/ 0,7/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
4	917/ 994/1065	0,85/ 0,64/ 0,51	0,92/ 0,7/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
5	917/994/1597	0,85/ 0,64/ 0,51	0,92/ 0,7/ 0,56	1/ 1/ 0,89
6	917/1496/1597	0,85/ 0,64/ 0,51	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 0,89
7	1390/1496/1597	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 0,89
8	1390/1496/1597	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 0,89
9	1390/1496/1597	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 0,89
10	1390/1496/1597	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 0,89
11	1390/1496/ 2129	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 0,83	1/ 1/ 1
12	1390/1999/ 2129	1/ 0,97/ 0,78	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
13	1863/ 1999/ 2129	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
14	1863/ 1999/ 2129	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
15	1419/1999/2129	1/ 0,99/ 0,79	1/ 1/ 1	1/ 1/ 1
16	1419/1508/2129	1/ 0,99/ 0,79	1/ 1/ 0,84	1/ 1/ 1
17	946/1508/1597	0,87/ 0,66/ 0,53	1/ 1/ 0,84	1/ 1/ 0,89
18	946/1005/1597	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	1/ 1/ 0,89
19	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
20	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
21	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
22	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
23	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6
24	946/1005/1065	0,87/ 0,66/ 0,53	0,93/ 0,71/ 0,56	0,98/ 0,75/ 0,6

Stejným způsobem jako v případě nové strojovny je vybrán vhodný model tepelného čerpadla pro původní strojovnu chlazení. V tabulce 20 je na základě očekávaných kondenzačních výkonů chladicího zařízení v průběhu roku stanoveno očekávané zatížení navržených modelů tepelných čerpadel. Pro původní strojovnu chlazení je jednoznačně vhodný typ RedGenium 550, jelikož oba výkonově vyšší typy nejsou v žádném období provozovány na nominální parametry, s výjimkou modelu 750 v letním období. Typy RedGenium 750 a 950 by nebyly dostatečně využity.

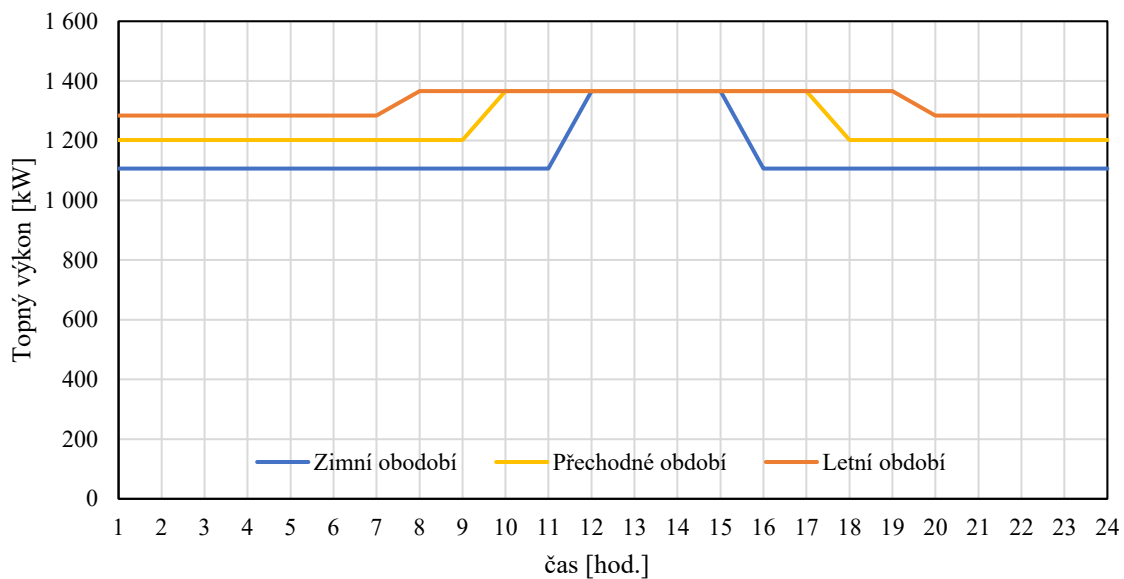
Tabulka 20 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel varianty 2 v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z původní strojovny chlazení

	Kondenzační výkon CHZ zima/přechodné období/ léto [kW]	Zatížení tepelného čerpadla zima [-] 550/ 750/950	Zatížení tepelného čerpadla přechodné období [-] 550/ 750/950	Zatížení tepleného čerpadla léto [-] 550/ 750/950
1	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
2	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
3	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
4	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
5	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
6	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
7	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
8	876, 951, 1464	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	1, 1, 0,82
9	876, 951, 1464	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	1, 1, 0,82
10	876, 1363, 1464	0,81, 0,62, 0,49	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
11	876, 1363, 1464	0,81, 0,62, 0,49	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
12	1256, 1363, 1464	1, 0,88, 0,7	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
13	1256, 1363, 1464	1, 0,88, 0,7	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
14	1256, 1363, 1464	1, 0,88, 0,7	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
15	1256, 1363, 1464	1, 0,88, 0,7	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
16	876, 1363, 1464	0,81, 0,62, 0,49	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
17	876, 1363, 1464	0,81, 0,62, 0,49	1, 0,95, 0,76	1, 1, 0,82
18	876, 951, 1464	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	1, 1, 0,82
19	876, 951, 1464	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	1, 1, 0,82
20	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
21	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
22	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
23	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57
24	876, 951, 1021	0,81, 0,62, 0,49	0,88, 0,67, 0,53	0,94, 0,72, 0,57

Obrázky 30 a 31 představují očekávané denní průběhy topného výkonu pro jednotlivá roční období obou vybraných tepelných čerpadel. Tyto průběhy jsou použity jako vstupy do ročního bilančního modelu.



Obrázek 30 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 750 varianty 2 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z nové strojovny chlazení



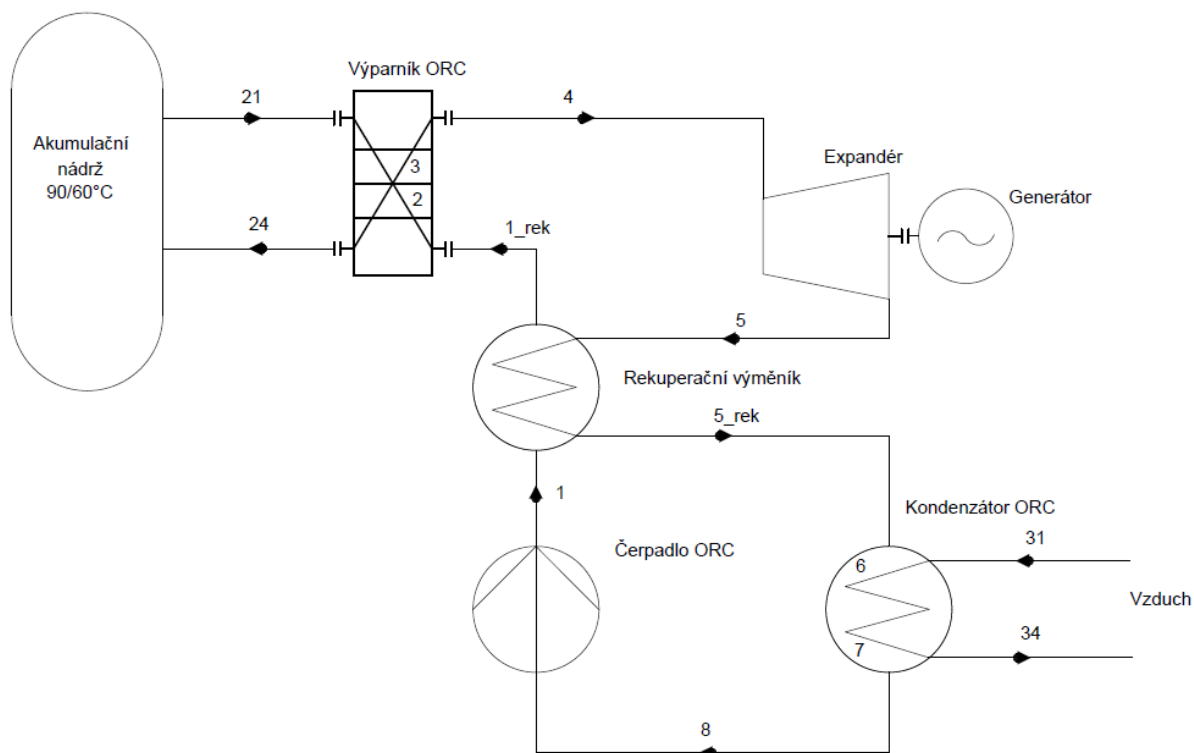
Obrázek 31 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 550 varianty 2 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z původní strojovny chlazení

5.3 Návrh Organického Rankinova cyklu

Prvotní návrh ORC je proveden dle vstupních podmínek uvedených v tabulce 21. Prvotní návrh slouží k určení výkonu jednotlivých výměníků, aby mohl být vybrán vhodný vzduchový kondenzátor. Následně je proveden finální návrh ORC. Jako pracovní látka je zvolena R1233zd(E), která je vhodnou látkou pro ORC nízkých výkonů, má nulovou hodnotu ODP a nízkou hodnotu GWP. Hmotnostní tok z akumulární nádrže do výparníku ORC je zvolen na $10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, aby v případě potřeby mohlo tepelné čerpadlo fungovat souběžně s ORC a provozovatel nemusel čekat na nabití akumulární nádrže. Výparná teplota je volena tak, aby se ve výparníku ORC ochladila voda na $60 \text{ }^\circ\text{C}$, jelikož Carnotova baterie se v systému bude chovat jako další spotřebič tepla. Zdrojem chladu je vzduch s předpokládanou vlhkostí 70 %. Při výpočtu jsou předpokládány nulové tlakové ztráty a ORC je modelován s konstantními isoentropickými účinnostmi.

Tabulka 21 Volené vstupní hodnoty parametrů modelu ORC

Parametr	Označení	Látka/Hodnota	Jednotka
Pracovní látka ORC	-	R1233zd(E)	-
Zdroj chladu ORC	-	vzduch	-
Zdroj chladu na vstupu	$T_{CM \text{ in}}$	22	$^\circ\text{C}$
Vlhkost vzduchu	R	70	%
Tlak zdroje chladu	p_{CM}	0,1	MPa
Tlak v uložišti tepla	p_{HS}	0,1	MPa
Médium uložisti tepla	-	voda	-
Teplota nabitého uložisti	$T_{HS \text{ in}}$	90	$^\circ\text{C}$
Teplota vybitého uložisti	$T_{HS \text{ out}}$	60	$^\circ\text{C}$
Hmot. tok zdroje tepla z uložisti-vybíjení	\dot{m}_{HS}	10	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Isoentrop. účinnost čerpadla	$\eta_{\text{čerp}}$	0,7	-
Isoentrop. účinnost expandéru-	η_{exp}	0,7	-
Účinnost generátoru	η_{gen}	0,94	-
Minimální teplotní rozdíl výparník ORC	$PP_{\text{výp}}$	5	$^\circ\text{C}$
Minimální teplotní rozdíl kondenzátor ORC	PP_{kond}	5	$^\circ\text{C}$
Minimální teplotní rozdíl rekuperátor ORC	PP_{rek}	5	$^\circ\text{C}$
Přehřátí par ORC	T_{SH}	10	$^\circ\text{C}$
Podchlazení kondenzátu	T_{SC}	2	$^\circ\text{C}$
Výparná teplota	$T_{\text{výp}}$	57,5	$^\circ\text{C}$
Kondenzační teplota	T_{kond}	35	$^\circ\text{C}$



Obrázek 32 Tepelné schéma ORC oběhu

Vztahy pro výpočet jednotlivých bodů tepelného schématu ORC jsou vypsány v tabulce 22. Tabulka 23 shrnuje výsledky vypočtených hodnot, které odpovídají bodům na obrázku 32. Modře zvýrazněné buňky označují veličiny, které jsou zvoleny jako vstupní hodnoty modelu. Veličiny použité k výpočtu:

p – tlak [Pa]

T – teplota [K]

h – měrná entalpie [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]

s – měrná entropie [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

x – kvalita pracovní látky [–] sytá kapalina – 0, sytá pára – 1

Body 1s a 5s jsou pouze pomocné k výpočtu bodů 1 a 5 z předem zvolené účinnosti čerpadla a expandéru.

Tabulka 22 Rovnice pro výpočet jednotlivých bodů ORC

Bod	p	T	h	s	x
1s	$p_{1s} = p_2$	$T_{1s} = f(p_{1s}, s_{1s})$	$h_{1s} = f(p_{1s}, s_{1s})$	$s_{1s} = s_8$	-
1	$p_1 = p_2$	$T_1 = f(p_1, h_1)$	$h_1 = h_8 + \frac{(h_{1s} - h_8)}{\eta_{\text{čerp}}}$	$s_1 = f(T_1, p_1)$	-
1_rek	$p_{1_rek} = p_2$	$T_{1_rek} = f(p_{1_rek}, h_{1_rek})$	$h_{1_rek} + (h_5 - h_{5_rek})$	$s_{1_rek} = f(T_{1_rek}, p_{1_rek})$	-
2	$p_2 = f(T_{\text{výp}}, x_2)$	$T_{\text{výp}}$	$h_2 = f(p_2, x_2)$	$s_2 = f(p_2, x_2)$	0
3	$p_2 = p_3$	$T_{\text{výp}}$	$h_3 = f(p_3, x_3)$	$s_3 = f(p_2, x_2)$	1
4	$p_4 = p_2$	$T_4 = T_{\text{výp}} + T_{SH}$	$h_4 = f(T_4, p_4)$	$s_4 = f(T_4, p_4)$	-
5s	$p_{5s} = p_6$	$T_{5s} = f(p_{5s}, h_{5s})$	$h_5 = f(p_{5s}, s_{5s})$	$s_{5s} = s_4$	-
5	$p_5 = p_6$	$T_5 = f(p_5, h_5)$	$h_5 = h_4 - (h_4 - h_{5s}) \cdot \eta_{exp}$	$s_5 = f(T_5, p_5)$	-
5_rek	$p_{5_rek} = p_6$	$T_{5_rek} = T_1 + PP_{rek}$	$h_{5_rek} = f(p_{5_rek}, T_{5_rek})$	$s_{5_rek} = f(p_{5_rek}, T_{5_rek})$	-
6	$p_6 = f(T_{kond}, x_6)$	T_{kond}	$h_2 = f(T_{kond}, x_6)$	$s_6 = f(T_6, x_6)$	1
7	$p_7 = p_6$	T_{kond}	$h_3 = f(p_7, x_7)$	$s_7 = f(p_7, x_7)$	0
8	$p_8 = p_6$	$T_8 = T_{kond} - T_{SC}$	$h_8 = f(T_8, p_8)$	$s_8 = f(T_8, p_8)$	-

Tabulka 23 Hodnoty vypočtených bodů ORC

Bod	p [kPa]	t [°C]	h [kJ · kg ⁻¹]	s [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	x [-]	m [kg · s ⁻¹]
1s	364,47	33,1	271,44	1,26	0	6,29
1	364,47	33,1	271,50	1,26	0	6,29
1_rek	364,47	43,1	283,90	1,30	-	6,29
2	364,47	57,5	302,03	1,36	0	6,29
3	364,47	57,5	474,83	1,88	1	6,29
4	364,47	67,5	484,04	1,91	-	6,29
5s	183,19	47,8	470,62	1,91	-	6,29
5	183,19	52,5	474,64	1,92	-	6,29
5_rek	183,19	38,1	462,25	1,88	-	6,29
6	183,19	35	459,58	1,87	1	6,29
7	183,19	35	273,76	1,27	0	6,29
8	183,19	33	271,30	1,26	-	6,29

Výpočet parametrů zdroje tepla ve výparníku oběhu je vypsán v tabulce 24. Hmotnostní tok pracovní látky ORC je vypočten z bilance zdroje tepla a ORC pomocí rovnice 30.

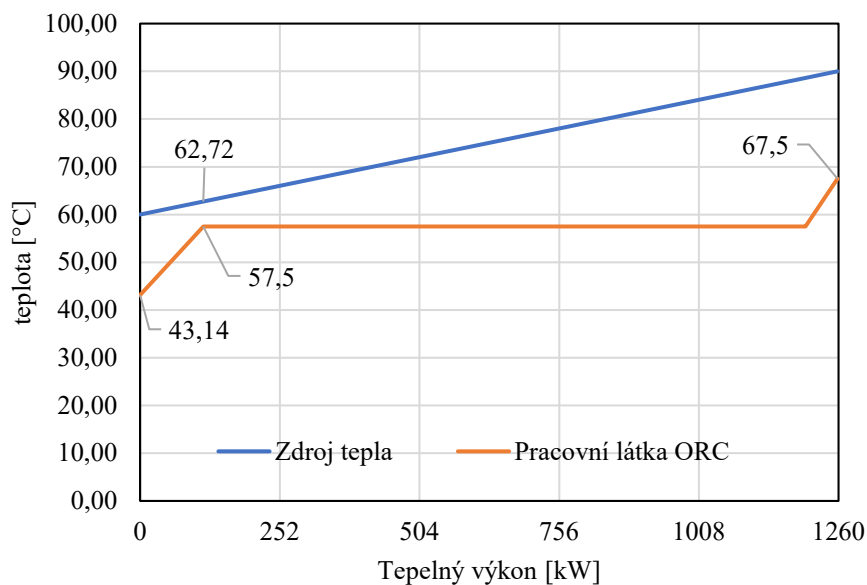
$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{HS} \cdot (h_{21} - h_{24})}{h_4 - h_{1_{rek}}}$$

(30)

Tabulka 24 Rovnice pro výpočet parametrů zdroje tepla

Bod	p	T	h
21	$p_{21} = p_{HS}$	$T_{21} = T_{HS\ in}$	$h_{21} = f(p_{21}, T_{21})$
22	$p_{22} = p_{HS}$	$T_{22} = f(p_{22}, h_{22})$	$h_{22} = h_{21} - \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)}{\dot{m}_{HS}}$
23	$p_{23} = p_{HS}$	$T_{23} = f(p_{23}, h_{23})$	$h_{23} = h_{21} - \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_{HS}}$
24	$p_{24} = p_{HS}$	$T_{24} = T_{HS\ out}$	$h_{24} = f(p_{24}, T_{24})$

Po výpočtu strany zdroje tepla lze sestavit Q-T diagram výparníku, který představuje obrázek 33. Z obrázku je patrné, že při zvolené výparné teplotě 57,5 °C je dodržen minimální teplotní rozdíl 5 °C.



Obrázek 33 Q-T diagram výparníku ORC

Postup výpočtu strany chladicího média v kondenzátoru je vypsán v tabulce 25. Nejprve je nutné stanovit měrnou vlhkost, která představuje poměr hmotnosti vodní páry a suchého vzduchu. Měrná vlhkost je stanovena pomocí rovnice 31 a dále použita pro výpočet jednotlivých bodů kondenzátoru, protože měrná vlhkost zůstává ve všech bodech kondenzátoru stejná.

$$\omega = f(R, T_{31}, p_{31}) \quad (31)$$

Hmotnostní tok chladicí látky kondenzátoru je stanoven z bilance kondenzátoru a ORC pomocí rovnice 32.

$$\dot{m}_{CM} = \dot{m}_{ORC} \cdot \frac{(h_{5rek} - h_7)}{(h_{31} - h_{33})} \quad (32)$$

Měrný objem chladicí látky je stanoven rovnicí 33.

$$v_{CM} = f(\omega, T_{31}, p_{31}) \quad (33)$$

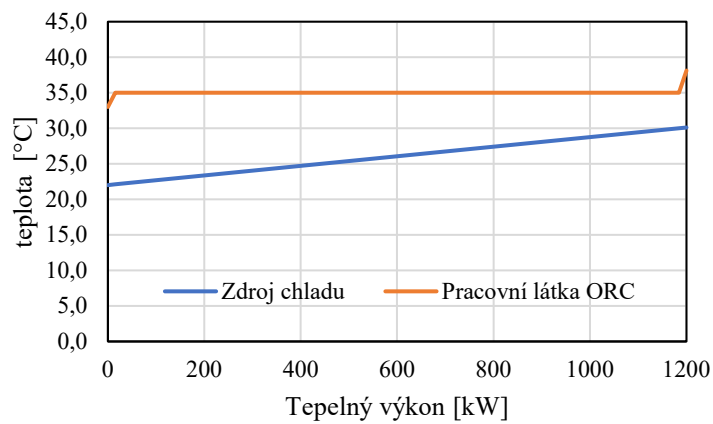
Objemový tok chladicího vzduchu je vypočten rovnicí 34. Tato hodnota je důležitá při pozdějším výběru kondenzátoru.

$$\dot{V}_{CM} = \dot{m}_{CM} \cdot v_{CM} \quad (34)$$

Tabulka 25 Výpočet parametrů chladicího média

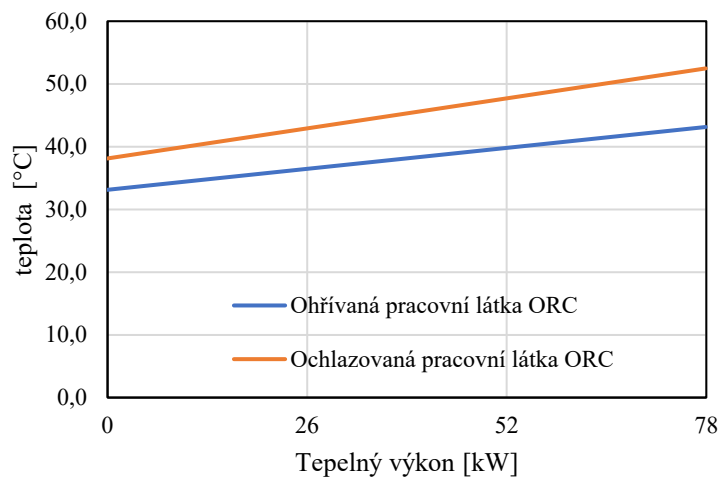
Bod	p	T	h
31	$p_{31} = p_{CM}$	$T_{31} = T_{CM\ in}$	$h_{31} = f(p_{31}, T_{31}, \omega)$
32	$p_{32} = p_{CM}$	$T_{32} = f(p_{32}, h_{32}, \omega)$	$h_{32} = \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{CM}} \cdot (h_7 - h_8) + h_{32}$
33	$p_{33} = p_{CM}$	$T_{33} = T_6 - PP_{kond}$	$h_{33} = f(p_{33}, T_{33}, \omega)$
34	$p_{34} = p_{CM}$	$T_{32} = f(p_{34}, h_{34}, \omega)$	$h_{34} = h_{31} + \frac{Q_{OUT}}{\dot{m}_{CM}}$

Na Q-T diagramu kondenzátoru ORC (obr. 34) lze ověřit, že je splněna vstupní podmínka minimálního teplotního rozdílu 5 °C.



Obrázek 34 Q-T diagram kondenzátoru ORC

Obrázek 35 zobrazuje Q-T diagram rekuperačního výměníku, z něhož je také patrné, že splňuje počáteční podmínky návrhu. Všechny podmínky jsou tímto splněné a návrh ORC lze považovat za správný.



Obrázek 35 Q-T diagram rekuperačního výměníku ORC

Výkonové parametry jednotlivých zařízení ORC oběhu jsou vypočteny podle následujících rovnic:

Množství odvedeného tepla v kondenzátoru je vypočteno jako součin hmotnostního toku ORC a rozdílu entalpií před a za kondenzátorem.

$$Q_{OUT} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{5_{rek}} - h_8) \quad (35)$$

Množství přivedeného tepla ve výparníku je vypočteno jako součin hmotnostního toku zdroje tepla a rozdílu entalpií zdroje tepla na vstupu a výstupu z výparníku.

$$Q_{IN} = \dot{m}_{HS} \cdot (h_{21} - h_{24}) \quad (36)$$

Předané teplo v rekuperačním výměníku je vypočteno jako součin hmotnostního toku ORC a rozdílu entalpií na vstupu a výstupu z rekuperačního výměníku.

$$Q_{REK} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_5 - h_{5_{rek}}) \quad (37)$$

Výkon expandéru je vypočtena jako součin hmotnostního toku ORC a rozdílu entalpií před a za expandérem.

$$w_{exp} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_5) \quad (38)$$

Výkon čerpadla je vypočtena rovnicí 39 jako součin hmotnostního toku ORC a rozdílu entalpií před a za čerpadlem.

$$w_{pump} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_1 - h_8) \quad (39)$$

Výkon oběhu je vypočtena rovnicí 40 jako rozdíl výkonu expandéru a čerpadla.

$$w_{cylce} = w_{exp} - w_{čerp} \quad (40)$$

Výkon generátoru je součinem výkonu oběhu a předpokládané účinnosti generátoru

$$w_{gen} = w_{cylce} \cdot \eta_{gen} \quad (41)$$

Výkonové parametry oběhu jsou vypsány v tabulce 26. Do oběhu je teplou vodou přiváděn výkon 1 258,15 kW, v kondenzátoru je nutné odvést 1 200,4 kW při objemovém průtoku vzduchu $447\,342\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Z těchto hodnot je patrné, že oběh bude mít velmi nízkou účinnost, což je u nízkoteplotních organických oběhů běžné. Účinnost oběhu lze vypočítat až po návrhu kondenzátoru, jelikož ventilátory vzduchového kondenzátoru mají značnou spotřebu elektrické energie, tím pádem negativně ovlivní práci oběhu.

Tabulka 26 Výkonové parametry ORC

Parametr	Hodnota	Jednotka
w_{exp}	59,07	[kW]
$w_{čerp}$	1,31	[kW]
w_{cycle}	57,76	[kW]
Q_{out}	1 200,4	[kW]
Q_{in}	1 258,15	[kW]
Q_{rek}	77,92	[kW]
w_{gen}	54,3	[kW]
\dot{m}_{ORC}	6,29	[kg · s ⁻¹]
\dot{V}_{air}	447 342	[m ³ · h ⁻¹]

5.4 Výběr kondenzátoru ORC

Při návrhu ORC je volen vzduchový kondenzátor (obr. 36). Tyto kondenzátory mají značnou spotřebu elektrické energie, která výrazně ovlivňuje účinnost tepelného oběhu a zároveň i Carnotovy baterie. K výběru kondenzátoru je použit návrhový software firmy Güntner. Jelikož databáze pracovních látek softwaru neobsahuje zvolenou pracovní látku R1233zd(E), je jako její porovnávací alternativa zvolena pracovní látka R1234yf.



Obrázek 36 Typový kondenzátor ORC

Zadávané hodnoty do programu představuje obrázek 37. V programu je nutné zvolit pracovní látku kondenzátoru, vstupní teplotu do kondenzátoru (označenou jako „hot gas temp.“), kondenzační teplotu, výkon kondenzátoru a parametry chladicího vzduchu.

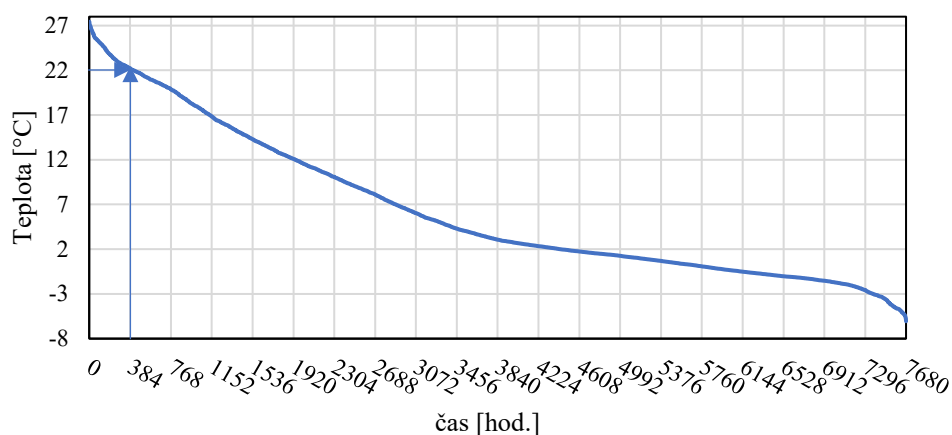
Obrázek 37 Zadávané hodnoty pro výběr kondenzátoru

Na obrázku 38 jsou vypsané výkonové parametry vybraného kondenzátoru, z nichž je patrné, že splňují požadavky navrženého ORC systému, a lze tento kondenzátor považovat za relevantní pro navržený oběh. Kondenzátor při teplotě vzduchu 22 °C pracuje na nominální výkon s celkovou spotřebou elektrické energie 33,18 kW, přičemž ventilátory kondenzátoru spotřebují 31 kW. Rozdíl 2,18 kW mezi celkovou spotřebou elektrické energie a spotřebou ventilátorů je brán jako výkon nutný pro provoz ostatních elektrických zařízení kondenzátoru, který je zachován ve všech provozních stavech kondenzátoru.

Capacity:	1 200,00 kW⁽¹⁾	Refrigerant:	R1234yf⁽²⁾
Air flow:	448 285,00 m³/h	Hot gas temp.:	38.1 °C
Air inlet:	22,00 °C 70 %	Condensation temp. (dew pt.):	35.0 °C
Altitude:	0,00 m	Condensate outlet:	29.6 °C
Air velocity:	2,40 m/s	Hot gas flow:	587.77 m³/h
Heat transf. coeff.:	25.97 W/(m²·K)	Mass flow:	29271 kg/h
		Pressure drop:	1.04 bar / 4.43 K
Fans (EC):	20 Piece(s) 3~400V 50-60Hz	Noise pressure level:	64,00 dB(A) in 10,00 m⁽⁴⁾
Data per motor (nominal data):		Noise power level:	97,00 dB(A)
Speed:	830 min-1	ErP:	Compliant⁽⁵⁾
Capacity(el.):	1.55 kW		
Current:	2,50 A⁽³⁾		
Total el. power consumption: 33,18 kW		Energy efficiency class: D	

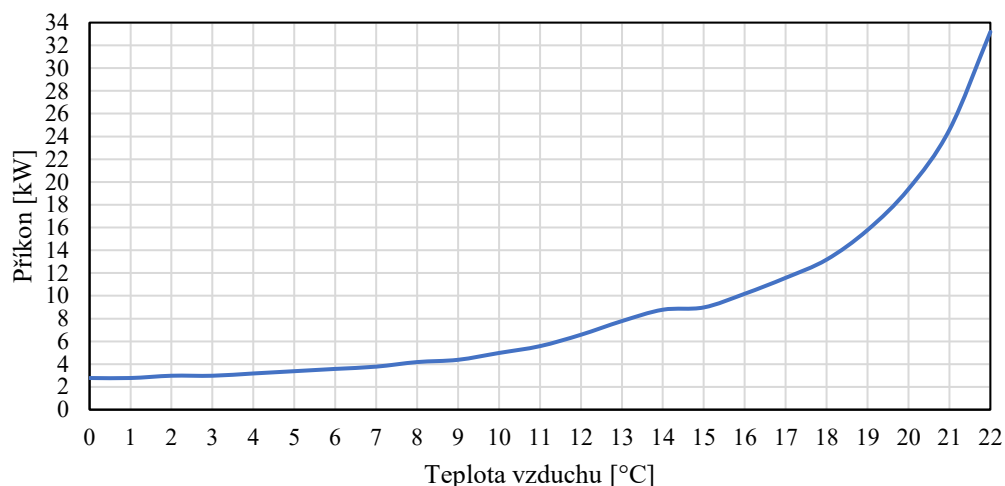
Obrázek 38 Výkonové parametry vybraného kondenzátoru

Kondenzátor nebude vždy provozován při návrhových podmínkách, jak je patrné z obrázku 39, který představuje roční průběh teploty v oblasti průmyslového podniku. Po dobu 384 hodin v roce jsou venkovní teploty vyšší než návrhová teplota 22 °C. Pokud je venkovní teplota vyšší než 22 °C, není kondenzátor používán, a tím pádem ani celý systém Carnotovy baterie. V případě nižší teploty vzduchu je také menší příkon ventilátorů oproti nominálnímu provozu.



Obrázek 39 Roční průběh venkovní teploty

Změna příkonu ventilátorů kondenzátoru v závislosti na teplotě vzduchu je vykreslena na obrázku 40, z něhož je zřejmé, že pokles teploty má zásadní vliv na příkon ventilátorů. Příkon ventilátorů je snižován až k okolní teplotě 1 °C, poté již zůstává konstantní a odpovídá hodnotě 0,12 kW na jeden ventilátor. K příkonu ventilátorů je pak vždy přičtena hodnota 2,18 kW pro zachování chodu ostatních elektrických zařízení.



Obrázek 40 Změna příkonu kondenzátoru v závislosti na teplotě vzduchu

Návrh kondenzátoru je nutné brát pouze jako orientační, jelikož kondenzátor není navržen na pracovní látku ORC oběhu. Návrh umožní získat představu o chování kondenzátoru mimo návrhové podmínky, a především pak o jeho elektrické spotřebě, která značně ovlivňuje čistou účinnost oběhu. Při realizaci je nutné dotázat se výrobce na možnost záměny pracovní látky v kondenzátoru na zvolenou pracovní látku R1233zd(E).

5.5 Výsledné parametry Carnotovy baterie

Na základě výběru reálného kondenzátoru je nutné přepočítat parametry ORC, až poté lze určit účinnost zpětné konverze Carnotovy baterie. Zvolený kondenzátor je dle softwaru firmy Güntner navržen na výstupní teplotu kondenzátu 29,6 °C. To neodpovídá zvolenému podchlazení o 2 °C, ale podchlazení kondenzátu činí 5,4 °C. Aby byla zachována funkčnost oběhu a ostatní uvažované parametry, je nutné zvýšit teplotní rozdíl v rekuperačním výměníku o 3,4 °C na hodnotu 8,4 °C.

Čistý výkon oběhu je vypočtena jako rozdíl výkonu oběhu a příkonu kondenzátoru

$$w_{net} = w_{cycle} - P_{kond} \quad (42)$$

Účinnost cyklu je podíl čistého výkonu oběhu a přivedeného tepla

$$\eta_{cycle} = \frac{w_{net}}{Q_{IN}} \quad (43)$$

Výkon generátoru je nutné přepočítat. Nově je vypočten jako součin čistého výkonu oběhu a předpokládané účinnosti generátoru.

$$w_{gen} = w_{net} \cdot \eta_{gen} \quad (44)$$

Účinnost zpětné konverze energie Carnotovy baterie je určena rovnicí 45 za předpokladu 100 % účinnosti akumulace. Účinnost 100 % u akumulace je předpokládána z důvodu krátké doby akumulace v řádu maximálně jednotek hodin.

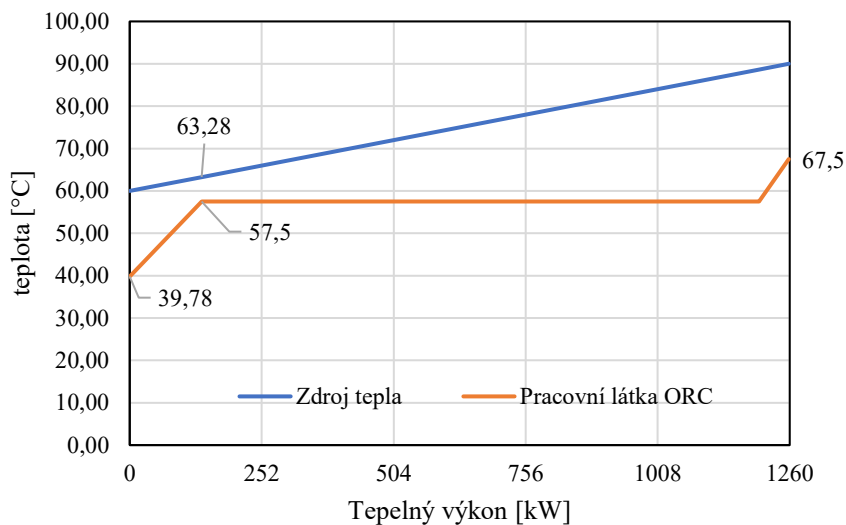
$$\eta_{RT} = \eta_{cycle} \cdot COP \quad (45)$$

V tabulce 27 jsou shrnuty výsledné parametry ORC a Carnotovy baterie. Změnou minimálního teplotního rozdílu v rekuperačním výměníku dojde k poklesu výkonu expandéru, poklesu výkonu čerpadla, snížení hmotnostního toku pracovní látky ORC a poklesu výkonu rekuperačního výměníku. Kvůli poklesu výkonu rekuperačního výměníku dojde ke zvýšení odváděného tepla z oběhu přibližně o 1,5 kW. Jelikož to neodpovídá ani 1 % výkonu navrženého kondenzátoru, není potřeba vybrat jiný kondenzátor. V tabulce lze pozorovat, jak výrazný vliv má teplota okolního vzduchu. Při teplotě okolního vzduchu 1 °C generuje oběh 51,14 kW s účinností 4,28 %. Účinnost zpětné konverze energie je v závislosti na provozovaném tepelném čerpadle 19,41 % nebo 20,87 %. Při nejvyšší provozní teplotě kondenzátoru (22 °C) generuje oběh pouze 22 kW elektrické energie s účinností 1,86 %, účinnost zpětné konverze energie činí 8,45 % nebo 9,08 % v závislosti na provozovaném tepelném čerpadle.

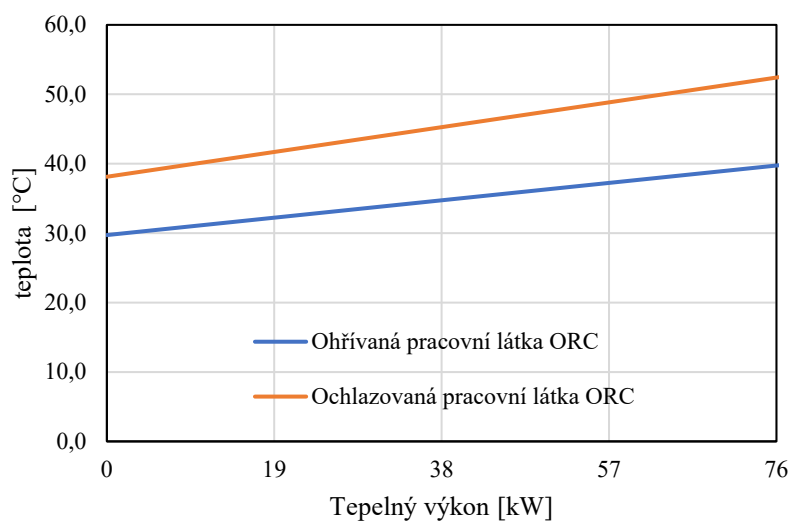
Tabulka 27 Výsledné parametry Carnotovy baterie

Parametr	Hodnota	Jednotka
w_{exp}	57,86	[kW]
$w_{čerp}$	1,27	[kW]
Q_{out}	1 201,56	[kW]
Q_{in}	1 258,15	[kW]
Q_{rek}	76,34	[kW]
\dot{m}_{ORC}	6,16	[kg · s ⁻¹]
P_{vent}	33,18-2,78	[kW]
w_{nett}	23,41-53,81	[kW]
w_{gen}	22,0-51,14	[kW]
η_{cycle}	1,86-4,28	[%]
η_{rte} Redgenium 550	8,45-19,41	[%]
η_{rte} Redgenium 750	9,08-20,87	[%]

Změnou minimálního teplotního rozdílu v rekuperátoru dojde i ke změně teplotních poměrů ve výparníku. Q-T diagram pro konečný návrh výměníku představuje obrázek 41. Z obrázku je patrné, že do výparníku bude vstupovat pracovní látka ORC o menší teplotě, než tomu bylo v prvotním návrhu. Ve výparníku je zachován minimální teplotní rozdíl 5 °C, a výsledek tak lze považovat za správný. Q-T diagram pro konečný návrh rekuperačního výměníku je na obrázku 42. V rekuperačním výměníku jsou dodrženy zadané minimální teplotní rozdíly, a tím pádem lze návrh považovat za správný.



Obrázek 41 Q-T diagram konečného návrhu výparníku ORC



Obrázek 42 Q-T diagram konečného návrhu rekuperačního výměníku ORC

5.6 Velikost akumuláčních nádrží varianty 2

Akumulační nádrž pro tepelná čerpadla je navržena stejně jako ve variantě 1. Navržené parametry nádrží shrnuje tabulka 28. Nádrže pro tepelná čerpadla ve variantě 2 mají větší objem kvůli většímu teplotnímu spádu.

Tabulka 28 Navržené parametry akumuláčnické nádrže pro tepelná čerpadla varianty 2

Parametry navržené akumuláčnické nádrže	Označení	Hodnota	Jednotky
Počet akumuláčnických nádrží	-	2	<i>ks</i>
Teplota nabitého uložistiše	T_{Charg}	90	$^{\circ}C$
Teplota vybitého uložistiše	$T_{Discharge}$	60	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot	-	0	$^{\circ}C$
Požadovaný výkon	-	500	<i>kW</i>
Doba trvání výkonu	-	3	<i>h</i>
Tlak vody v uložistiši	-	1	<i>bar</i>
Měrná tepelná kapacita pro střední teplotu	c_p	4,19	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Hustota vody pro stře. teplotu a tlak vody	ρ_{vody}	974,8	$kg \cdot m^{-3}$
Kapacita 1 nádrže	Q_{AKU}	1 500	<i>kWh</i>
Kapacita 1 nádrže	Cap_{AKU}	5 400 000	<i>kJ</i>
Objem každé akumuláčnické nádrže	Cap_{AKU}	88,07	m^3
Celková kapacita obou akumuláčnických nádrží	-	3 000	<i>kWh</i>

Akumulační nádrž Carnotovy baterie je navržena tak, aby fungovala na plný výkon po dobu minimálně 8 hodin. Pokud bude Carnotova baterie plně nabitá, může fungovat během obou denních špiček v poptávce po elektrické energii, které nastávají ráno a v podvečer. Parametry navržené akumulční nádrže shrnuje tabulka 29. Předpokládá se, že navržená akumulční nádrž je s teplotní stratifikací, stejně jako akumulční nádrž pro tepelná čerpadla. Teplota v nádrži bude rozložena ve svislém směru. Výška nádrže by měla být 2,5krát větší než její průměr. Je nutné zjistit dispozici v průmyslovém podniku, zda bude možné instalovat nádrž o tak velkém objemu jako jeden celek, nebo jako systém více propojených nádrží.

Tabulka 29 Parametry akumulční nádrže Carnotovy baterie

Parametry navržené akumulční nádrže	Hodnota	Jednotky
Teplota nabitého uložště	90	°C
Teplota vybitého uložště	60	°C
Rozdíl teplot	0	°C
Požadovaný výkon	1 258	kW
Doba trvání výkonu	8	h
Tlak vody v uložšti tlak vody v uložšti	1	bar
Měrná tepelná kapacita pro střední teplotu	4,19	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Hustota vody pro střední teplotu a tlak vody v akumulční nádrži	974,8	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Kapacita	10 064	kWh
Kapacita	36 230,4	MJ
Objem každé akumulční nádrže	295,4	m^3

5.7 Bilanční model typového roku

Na základě předchozích kapitol je sestaven roční bilanční model s hodinovým krokem. Bilanční model se v principu chová stejně jako ve variantě 1, přičemž sledované hodnoty 1-5 jsou zcela shodné a jsou vyhodnocovány stejně. Do modelu varianty 2 jsou přidány následující sledované hodnoty:

6. Hodinová dispozice pro služby výkonové rovnováhy

Pokud je jedno z tepelných čerpadel odstaveno, podle bodu 5 (viz kapitola 4.5), předpokládá se, že v tuto hodinu může být příkon jeho motoru nabízen pro potřeby systémových služeb. Pokud je venkovní teplota vyšší než 22 °C, tepelná čerpadla nejsou k dispozici pro služby výkonové rovnováhy, protože by nemohlo probíhat vybíjení Carnotovy baterie.

7. Výroba elektřiny ORC

Pokud je tepelné čerpadlo spuštěno pro potřeby služeb výkonové rovnováhy, dodává teplo do akumulární nádrže Carnotovy baterie, odkud jej odebírá ORC. Jeho výroba závisí na aktuální teplotě, která má vliv na příkon kondenzátoru.

8. Účinnost ORC a účinnost zpětné konverze

Pro každou hodinu, kdy je ORC v provozu, je vypočtena jeho účinnost a účinnost zpětné konverze Carnotovy baterie. Účinnost zpětné konverze je vypočtena s ohledem na to, které tepelné čerpadlo je provozováno pro potřeby systémových služeb.

5.8 Výsledky ročního provozního modelu varianty 2

Tabulky 30-33 zobrazují souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2, které jsou dále použity jako vstup do ekonomického hodnocení. Tabulka 30 pro jednotlivé měsíce ukazuje potřebu tepla pro vytápění, potřebu tepla pro ohřev teplé vody, předpokládanou výrobou tepla obou tepelných čerpadel a předpokládanou výrobu tepla plynovým kotlem. Z výsledků uvedených v tabulce si lze všimnout, že varianta 2 potřebuje méně zemního plynu než varianta 1 díky lepšímu využití výkonu tepelných čerpadel.

Tabulka 30 1. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2

Měsíc	Potřeba vytápění [kWh]	Potřeba TV [kWh]	Výroba TČ-1 [kWh]	Výroba TČ-2 [kWh]	Kotel výroba [kWh]
Leden	1 318 571	701 778	970 140	783 640	266 658
Únor	1 122 237	627 690	864 079	700 864	185 280
Březen	1 129 754	701 778	948 961	856 664	28 908
Duben	842 593	677 082	875 650	645 592	1 435
Květen	597 720	701 778	711 759	590 405	337
Červen	0	677 082	0	680 082	0
Červenec	0	528 906	0	531 906	0
Srpen	0	528 906	0	531 906	0
Září	442 928	677 082	513 085	609 952	0
Říjen	837 740	701 778	901 089	641 031	433
Listopad	1 035 881	677 082	881 943	823 772	8 393
Prosinec	1 207 732	701 778	968 954	783 640	157 203
Celkem	8 535 156	7 902 720	7 635 659	8 179 453	648 647

Tabulka 31 zobrazuje pro jednotlivé měsíce dobu provozu jednotlivých tepelných čerpadel, spotřebu elektrické energie a maximální výkon plynového kotle. Z výsledků uvedených v tabulce 31 si lze všimnout, že tepelná čerpadla mají výrazně vyšší spotřebu elektrické energie než ve variantě 1 kvůli nižší hodnotě COP. Shodně jako ve variantě 1 vyhovuje výkon současného menšího plynového kotle.

Tabulka 31 2. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2

Měsíc	Doba provozu TČ-1 [hod.]	Doba provozu TČ-2 [hod.]	Spotřeba El. TČ-1 [kWh]	Spotřeba El. TČ-2 [kWh]	Maximální výkon kotle [kW]
Leden	682	682	216 604	172 684	1 065
Únor	608	610	192 924	154 443	1 013
Březen	626	682	211 875	188 775	560
Duben	580	524	195 507	142 265	333
Květen	479	477	158 915	130 103	158
Červen	0	514	0	149 859	0
Červenec	0	402	0	117 208	0
Srpen	0	402	0	117 208	0
Září	357	488	114 557	134 410	0
Říjen	596	523	201 187	141 260	161
Listopad	584	656	196 912	181 527	455
Prosinec	681	682	216 340	172 684	734
Celkem	5 194	6 641	1 704 822	1 802 426	-

V tabulce 32 je zobrazeno množství elektrického příkonu, které mohou tepelná čerpadla poskytovat pro služby výkonové rovnováhy. Pro služby výkonové rovnováhy je k dispozici celkem 2 211 hodin za celý modelový rok, které odpovídají celkem 749 806 kWh elektrického příkonu.

Tabulka 32 3. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2

Měsíc	Elektrický příkon pro SVR TČ 1	Elektrický příkon pro SVR TČ 2	Doba provozu TČ-1 SVR	Doba provozu TČ-2 SVR
	[kWh]	[kWh]	[hod.]	[hod.]
Leden	0	0	0	0
Únor	0	0	0	0
Březen	0	0	0	0
Duben	0	39 864	0	134
Květen	48 646	53 482	121	188
Červen	202 508	0	571	0
Červenec	130 371	0	377	0
Srpen	113 042	0	334	0
Září	76 219	35 963	190	131
Říjen	806	47 498	2	159
Listopad	8 918	602	2	2
Prosinec	0	0	0	0
Celkem	572 397	177 409	1 597	614

Tabulka 33 zobrazuje výrobu elektrické energie ORC, průměrnou účinnost výroby pro jednotlivé měsíce a průměrnou účinnost zpětné konverze Carnotovy baterie. Organický Rankinův cyklus v modelovém roku vyprodukuje 92 685 kWh elektrické energie s průměrnou účinností 3,7 %. Průměrná roční účinnost zpětné konverze navržené Carnotovy baterie činí 16,28 %.

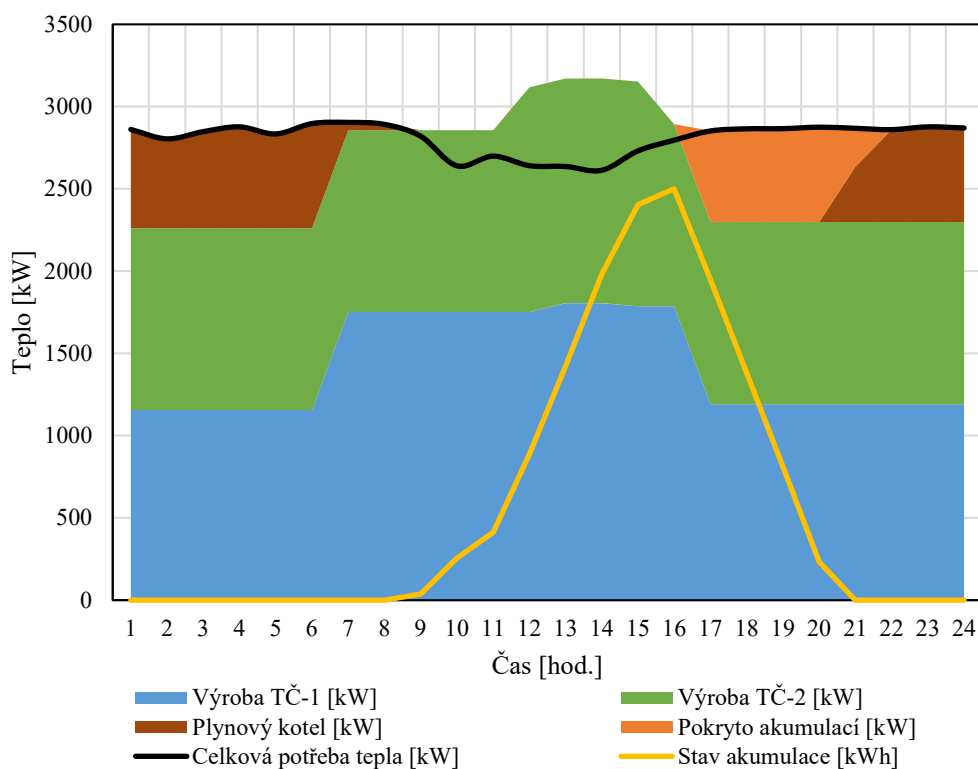
Tabulka 33 4. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu ORC systému

Měsíc	Výroba elektřiny ORC	Průměrná účinnost ORC	Průměrná účinnost zpětné konverze
	[kWh]	[%]	[%]
Leden	0	0	0
Únor	0	0	0
Březen	0	0	0
Duben	6 550	4,04	18,30
Květen	13 883	3,77	17,03
Červen	22 940	3,40	15,21
Červenec	15 179	3,40	15,25
Srpen	13 515	3,42	15,32
Září	12 807	3,37	12,21
Říjen	7 615	4,00	18,15
Listopad	196	4,16	18,74
Prosinec	0	0	0
Celkem/průměr	92 685	3,70	16,28

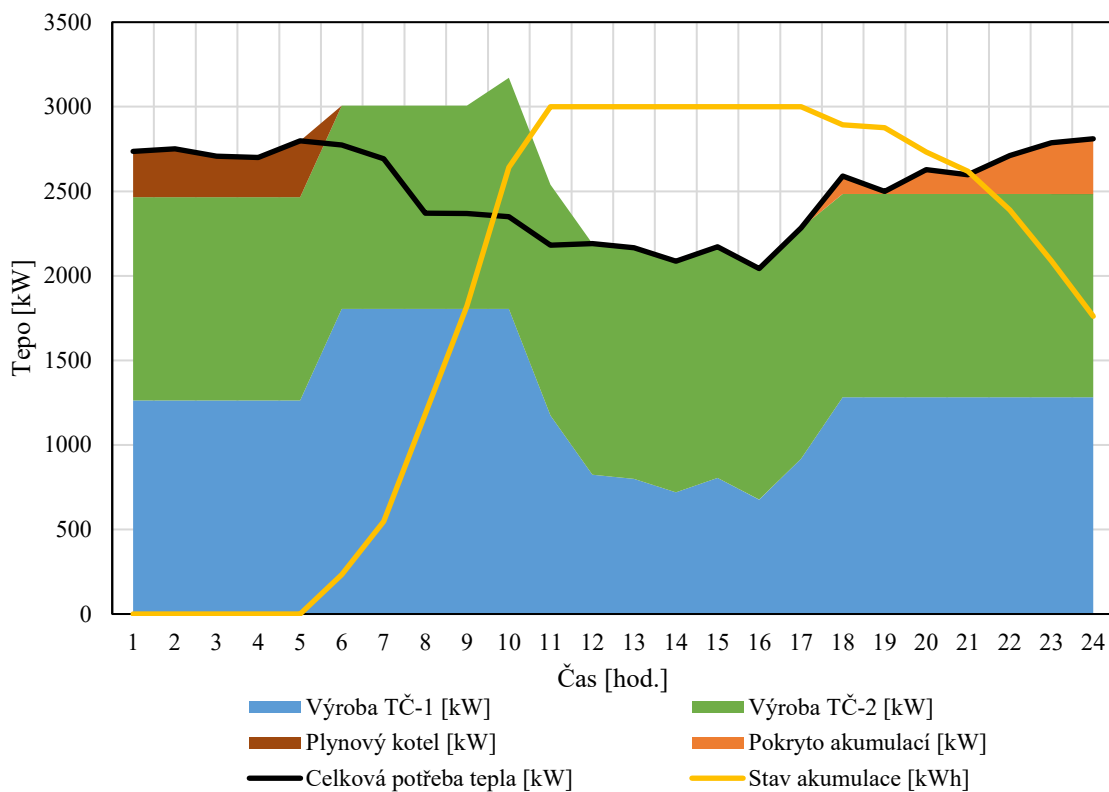
5.9 Typové dny pro jednotlivá období modelového roku varianty

2

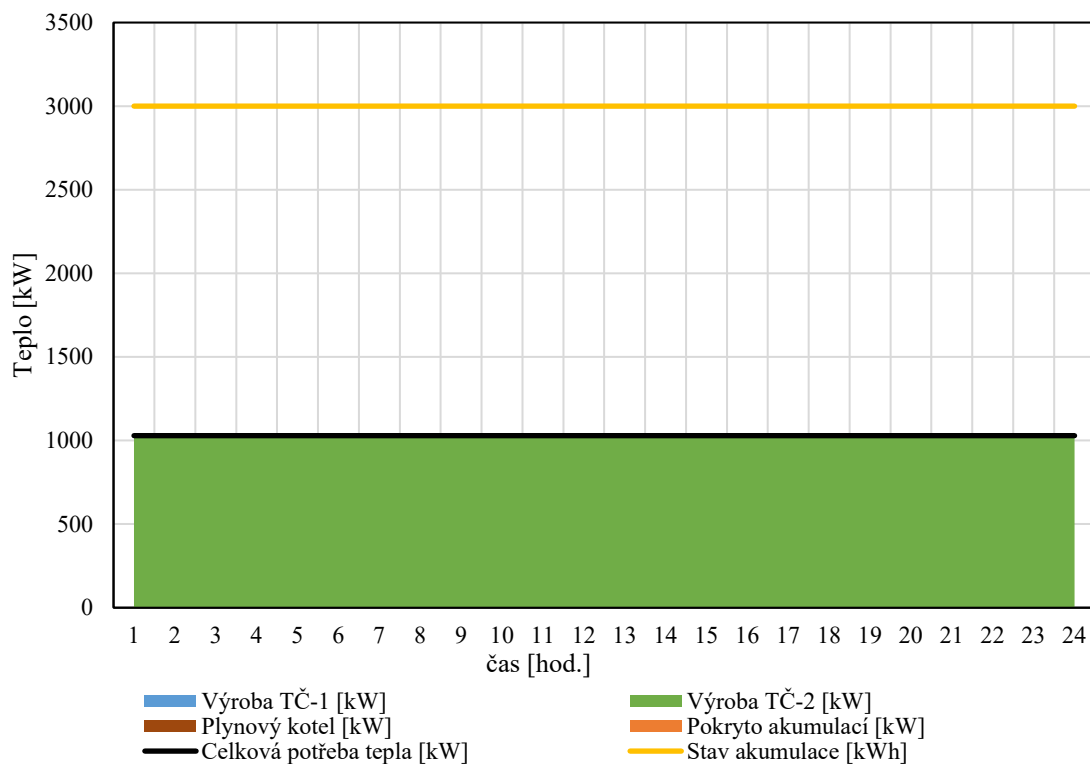
Na obrázcích 43-45 jsou zobrazeny typové dny pro jednotlivá roční období varianty 2, z nichž je patrné, že varianta 2 se při zajišťování tepelných potřeb podniku chová téměř totožně jako varianta 1. Tepelná čerpadla ve variantě 2 dosahují díky menšímu chladicímu výkonu lepšího využití odpadního tepla a tím i lepší výroby tepla.



Obrázek 43 Typový den varianty 2 pro zimním období



Obrázek 44 Typový den varianty 2 pro přechodném období



Obrázek 45 Typový den varianty 2 pro letním období

6 Ekonomické hodnocení

V následující kapitole jsou ekonomicky zhodnoceny navržené varianty 1 a 2. Návrhy jsou hodnoceny z pohledu investora, přičemž je zahrnut způsob financování. Vstupní předpoklady ekonomického hodnocení jsou vypsány v tabulce 34. Investiční náklady a provozní náklady na opravy a údržbu plynového kotle jsou převzaty z [24]. Pořizovací náklady plynového kotle jsou tzv. „*overnight costs*“, tj. náklady za předpokladu, že je dílo realizováno ihned. Při přepočtech na české koruny je použit kurz stanovený Českou národní bankou k datu 21. 4. 2024 [25].

Tabulka 34 Vstupní předpoklady ekonomického hodnocení

Předpoklad	Hodnota	Jednotka
Vlastní kapitál z celkových investičních nákladů	40	%
Výše úvěr z celkových investičních nákladů	60	%
Roční úrok	6	%
Inflace	2,5	%
Diskontní míra	10	%
Doba životnosti projektu	20	rok
Doba odpisování	15	rok
Doba po jejímž uplynutí je obměněn nahrazovaný plynový kotel	5	rok
Investiční náklady na obměnu plynového kotel	100	$USD \cdot kW^{-1}$
Náklady na provoz a údržbu plynového kotle	2,5	$USD \cdot kW^{-1}$
Kurz eura	1 EUR = 25,265 Kč	-
Kurz dolaru	1 USD = 23,707 Kč	-

6.1 Investiční náklady na instalaci tepelných čerpadel

Investiční náklady vybraných tepelných čerpadel (tab. 35) jsou stanoveny na základě e-mailové komunikace se zaměstnanci firmy GEA. V e-mailu je poptána i měrná cena uzavřené akumulární nádrže na teplou vodu do 100 °C a přetlaku 6 bar, jelikož se jedná o běžný prvek instalovaný s tepelným čerpadlem, a tudíž lze informace od zaměstnanců považovat za relevantní. Měrné náklady na instalaci akumulární nádrže činí 1 500 – 2000 EUR · m⁻³ dle její velikosti. Zaměstnanec GEA v e-mailové komunikaci sdělil, že náklady na pořízení tepelných čerpadel činí přibližně 70 % z celkové ceny instalace. Ostatní náklady tak činí zbylých 30 % a jsou vypsány v tabulce 36. Montážní náklady a náklady na potrubí a izolace tvoří 5-10 % z celkových nákladů instalace, náklady na projekt 5 % z celkových nákladů instalace, elektromotorická instalace a měření a regulace 5-10 % z celkových nákladů investice, spuštění jednotek včetně náplně 5 % z celkových nákladů investice a armatury společně s instrumentacemi také 5 % z celkových nákladů investice. Záznam e-mailové komunikace je k nahlédnutí v příloze.

Tabulka 35 Investiční náklady na pořízení tepelných čerpadel

Typ tepelného čerpadla	Varianta 1 [Kč]	Varianta 2 [Kč]	Podíl z celkových nákladů instalace
RedGenium 550	11 367 229	12 966 554	-
RedGenium 750	14 238 470	15 918 542	-
Celkem tepelná čerpadla	25 605 699	28 855 096	70 %

Tabulka 36 Ostatní investiční náklady na instalaci tepelných čerpadel.

Ostatní investiční náklady	Varianta 1 [Kč]	Varianta 2 [Kč]	Podíl z celkových nákladů instalace
Montáž TČ, potrubí a izolace	1 828 978	2 063 221	10 %
Projekt	1 828 978	2 063 221	5 %
EmI a MaR	1 828 978	2 063 221	5 %
Spuštění včetně náplně	1 828 978	2 063 221	5 %
Armatury a instrumentace	3 657 957	4 126 442	5 %

V tabulce 37 jsou vypsány celkové náklady na instalaci tepelných čerpadel včetně akumulčních nádrží. Pro obě akumulční nádrže je uvažována měrná cena $1\,750\text{ EUR} \cdot \text{m}^{-3}$, která odpovídá $44\,214\text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$. V tabulce jsou také stanoveny měrné investiční náklady, které jsou vztaženy k tepelnému výkonu tepelných čerpadel.

Tabulka 37 Celkové a měrné náklady na instalaci tepelných čerpadel včetně akumulčních nádrží

Typ nákladu	Varianta 1	Varianta 2	Jednotka
Investiční náklady akumulční nádrže	5 831 794	7 787 810	[Kč]
Celkové náklady TČ včetně akumulční nádrže	42 411 363	49 052 232	[Kč]
Měrné investiční náklady pouze na tepelná čerpadla	7 766	9 100	[Kč · kW ⁻¹]
Měrné investiční náklady celé instalace včetně akumulční nádrže	12 864	14 852	[Kč · kW ⁻¹]

6.2 Investiční náklady ORC

K určení investičních nákladů jednotlivých komponent systému ORC jsou použity funkce investičních nákladů (47-50), převzaté z [26]. Do rovnic je nutné dosazovat hodnoty v kW a m^2 . Cena kondenzátoru je převzata z programu firmy Guntner pro navrhovaný kondenzátor z kapitoly 5.4.

Určení investičních nákladů na pořízení výparníku a rekuperačního výměníku vyžaduje znalost plochy výměníku tepla, kterou je možné určit pomocí rovnice 46. Výkony výměníků a střední logaritmické teplotní spády jsou určeny z předchozího návrhu ORC.

Kromě plochy je v rovnici 46 neznámou i koeficient přestupu tepla, který je označený k . Koeficient přestupu tepla je velmi složité určit, a to i pouze numerickým výpočtem, který téměř vždy vyžaduje experimentální ověření, protože numerický výpočet bývá zatížen velkou chybou. Pro účel stanovení plochy výměníku, která je nutná pro určení ceny výměníku je dostačující použít koeficient přestupu tepla na základě dostupné literatury.

Publikace [27] uvádí typické hodnoty celkového koeficientu přestupu tepla pro trubkové výparníky, kdy na teplé straně je voda a na studené chladivo. Výparníky dosahují hodnot celkového koeficientu přestupu tepla v rozmezí $400\text{--}800\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Pro rekuperační výměníky uvádí tentýž zdroj rozmezí hodnot koeficientu přestupu $120\text{--}350\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$.

Heat Atlas pro trubkové výparníky uvádí hodnotu celkového koeficientu přestupu tepla v rozpětí $300\text{--}900\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Pro trubkové výměníky s plynným médiem na obou stranách uvádí rozmezí hodnot koeficientu přestupu tepla $150\text{--}500\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. [28]

Pro výpočet plochy výparníku je na základě hodnot ze zmíněných publikací zvolen celkový koeficient přestupu výparníku ORC $k_{v\acute{y}p} = 300\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Pro rekuperační výměník je předpokládána hodnota celkového koeficientu přestupu tepla $k_{rek} = 120\text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$. Jsou vybrány vždy nejmenší z nalezených hodnot v publikacích, aby nedošlo k podhodnocení investičních nákladů.

Plocha výparníku podle rovnice 46 $S_{výp} = 198,38 \text{ m}^2$

Plocha rekuperačního výměníku podle rovnice 46 $S_{rek} = 61,17 \text{ m}^2$

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln}$$

(46)

Q – výkon výměníku [W]

k – koeficient přestupu tepla [$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$]

S – plocha výměníku [m^2]

$$\Delta T_{ln \text{ výp}} = \frac{\Delta T_{větší} - \Delta T_{menší}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{větší}}{\Delta T_{menší}}\right)} = 21,34 \text{ K} - \text{střední logaritmický teplotní spád [K]}$$

$$\Delta T_{ln \text{ rek}} = \frac{\Delta T_{větší} - \Delta T_{menší}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{větší}}{\Delta T_{menší}}\right)} = 10,4 \text{ K [K]}$$

$$IN_{Výp} = 276 \cdot S_{Výp}^{0,88} \text{ [USD]}$$

(47)

$$IN_{čerp} = 3\,540 \cdot W_{čerp}^{0,71} \text{ [USD]}$$

(48)

$$IN_{Exp} = 4\,750 \cdot W_{Exp}^{0,7} \text{ [USD]}$$

(49)

$$IN_{Rek} = 12\,000 \cdot \left(\frac{S_{Rek}}{100}\right)^{0,6} \text{ [USD]}$$

(50)

Investiční náklady jednotlivých komponent ORC jsou uvedeny v tabulce 38. Cena generátoru je uvažována pro výkon 55 kW jako nejbližší vyšší dostupný model, stejně tak i cena zařízení pro vyvedení výkonu. Cena rámu je kalkulována pro rám o hmotnosti 300 kg. Stejně jako u tepelného čerpadla se předpokládá, že náklady na jednotku ORC činí 70 % z celkových investičních nákladů na instalaci jednotky.

Tabulka 38 Investiční náklady komponent ORC

Komponenta	Investiční náklad [Kč]
Výparník	682 327
Kondenzátor	3 632 804
Čerpadlo	99 444
Expandér	1 928 569
Rekuperační výměník	211 827
Generátor [29]	44 990
Rám [30]	10 896
Vyvedení výkonu [31]	29 300
Celkem	6 440 157

U ostatních investičních nákladů (tab. 39) se předpokládá, že jejich rozložení podílu na celkové ceně instalace je shodné jako u tepelného čerpadla.

Tabulka 39 Ostatní investiční náklady ORC

Ostatní investiční náklady	Investiční náklad [Kč]	Podíl z celkových nákladů investice
Montáž jednotky s izolací včetně opláštění	948 594	10 %
EmI a MaR	474 297	5 %
Spuštění a náplně	474 297	5 %
Projekt	474 297	5 %
Armatury a instrumentace	474 297	5 %

Měrný investiční náklad na pořízení akumulčních nádrží pro tepelná čerpadla je uvažován nižší měrná cena $1\,500\text{ EUR} \cdot \text{m}^{-3}$, což odpovídá $37\,898\text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$. Nižší měrná cena je uvažována kvůli většímu objemu nádrže. Celkové investiční náklady, jak bez akumulční nádrže Carnotovy baterie, tak i s ní, jsou uvedeny v tabulce 40.

Tabulka 40 Celkové a měrné náklady na instalaci tepelných čerpadel včetně akumulčních nádrží

Typ nákladu	Celková hodnota	Jednotka
Náklady ORC	9 257 836	[Kč]
Náklady akumulční nádrže Carnotovy baterie	11 179 763	[Kč]
Celkové náklady ORC včetně akumulční nádrže	20 437 599	[Kč]
Měrné náklady ORC	181 029	[Kč · kWe ⁻¹]

6.3 Provozní náklady

Provozní náklady výchozího stavu zahrnují cenu zemního plynu potřebného k výrobě tepla, přípravě teplé vody a náklady na servis plynového kotle. U navržených variant 1 a 2 zahrnují kromě ceny zemního plynu také cenu elektřiny a náklady na roční servis a údržbu instalovaných tepelných čerpadel. Při výpočtu roční ceny zemního plynu je předpokládána roční provozní účinnost kotle na zemní plyn 80 %.

6.3.1 Kalkulace ceny zemního plynu

Cena zemního plynu, stejně jako cena elektřiny, je tvořena dvěma složkami: regulovanou a neregulovanou. Regulovanou část ceny určuje Energetický regulační úřad a zahrnuje poplatek za distribuci plynu do místa spotřeby a poplatek operátorovi trhu. Neregulovaná část ceny se skládá z ceny samotného plynu, kterou stanovuje dodavatel. Tato část je rozdělena na komoditní složku, tedy cenu za spotřebovanou MWh plynu, a kapacitní složku, představující cenu za dodávku plynu vztahující se na spotřebovaný objem.

Průmyslový podnik je umístěn v distribuční oblasti společnosti Gasnet. Regulovaná část ceny zemního plynu je vypočítána na základě ceníku společnosti Gasnet [32]. Neregulovaná část ceny zemního plynu je předpokládána na základě termínovaných kontraktů, označovaných také jako futures, které představují cenu za MWh zemního plynu s dodáním v následujících letech. Dle Lipské burzy je futures cena pro tržní oblast České republiky na rok 2025 $36,1 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1}$, na rok 2026 pak $32,535 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1}$ a na rok 2027 $29,383 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1}$. Ceny jsou k datu 24. 4. 2024. [34]

Lze tedy očekávat, že pokud nedojde k mimořádné globální situaci, bude se cena zemního plynu v příštích letech pohybovat kolem $30 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1}$. Cena za zemní plyn je uvažována na úrovni $32 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1}$ jako komoditní část neregulované složky ceny. Je důležité mít na paměti, že následující výpočet je pouze orientační a platí pro předem stanovené předpoklady uvedené v tabulce 41. Skutečná cena je vždy určena individuálně na základě dohody mezi dodavatelem a spotřebitelem.

Tabulka 41 Uvažované předpoklady pro výpočet ceny zemního plynu

Typ předpokladu	Hodnota/výpočet
Roční provozní účinnost kotle	80 %
Výhřevnost ZP	$\text{Spalné teplo} \cdot 0,9$
Přepočít z kWh na m^3	$1 \text{ m}^3 = 10,62 \text{ kWh}$
Pevná cena za zúčtování	$2,83 \text{ Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}$
Pevná cena za distribuovaný plyn	$149,99 \text{ Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}$
Pevná roční cena za kapacitu	$170\,154,86 \text{ Kč} \cdot \text{tis. m}^{-3}$
Cena za zemní plyn	$32 \text{ EUR} \cdot \text{MWh}^{-1} = 808,48 \text{ Kč} \cdot \text{MWh}^{-1}$
Kapacitní složka ceny	$99\,936,06 \text{ Kč} \cdot \text{tis. m}^{-3}$
Výpočet denní přidělené distribuční kapacity	$\frac{\text{Roční spotřeba zemního plynu (tis. m}^3\text{)}}{115}$

Příklad výpočtu ceny zemního plynu pro výchozí stav, tedy kdy je potřeba tepla i teplé vody pokryta plynovými kotli, je uveden v tabulce 42.

Tabulka 42 Ukázková kalkulace ceny zemního plynu pro výchozí stav

Položka kalkulace	Hodnota/Výpočet
Roční potřeba tepla	16 439 <i>MWh</i>
Příkon paliva ve spalném teple	$\frac{16\,439}{0,8} \cdot 0,9 = 22\,831,94 \text{ MWh/rok}$
Spotřeba zemního plynu	$\frac{22\,831,94}{10,62} = 2\,149,9 \text{ tis. m}^3$
Denní rezervovaná kapacita	$\frac{2\,149,9}{115} = 18,69 \text{ tis. m}^3$
Regulovaná složka ceny	
Pevná cena za zúčtování	$22\,831,94 \cdot 2,83 = 64\,614,4 \text{ Kč/rok}$
Platba za roční rezervovanou kapacitu	$18,69 \cdot 170\,154,86 = 3\,181\,009,02 \text{ Kč}$
Platba za přenesení plynu	$22\,831,94 \cdot 149,99 = 3\,424\,563,35 \text{ Kč}$
Celkem regulovaná složka	6 670 186,77 <i>Kč/rok</i>
Neregulovaná složka ceny	
Platba za komoditu	$22\,831,94 \cdot 808,48 = 18\,459\,170,44 \text{ Kč}$
Kapacitní složka	$18,69 \cdot 170\,154,86 = 1\,868\,283,44 \text{ Kč}$
Celkem neregulovaná část	20 327 453,89 <i>Kč</i>
Celkem cena bez DPH	26 997 640,65 <i>Kč</i>
Měrná cena za <i>MWh</i>	1 182,45 <i>Kč/MWh</i>

6.3.2 Kalkulace ceny elektřiny

Cena elektřiny je, stejně jako cena zemního plynu, tvořena regulovanou a neregulovanou složkou. Průmyslový podnik se nachází v distribuční soustavě společnosti ČEZ a ceník, ze kterého jsou převzaty ceny za jednotlivé složky regulované ceny elektřiny, je k nahlédnutí v příloze. V tabulce 43 jsou uvedeny počáteční předpoklady pro výpočet ceny elektřiny. Tabulka 44 představuje ukázkové stanovení kalkulace ceny elektřiny pro variantu 1.

Tabulka 43 Uvažované předpoklady pro výpočet ceny elektřiny

Předpoklad	Hodnota
Cena za dodávku elektřiny	3 840 Kč · MWh ⁻¹
Cena za silovou elektřinu	95 Euro · MWh ⁻¹ = 2400,18 Kč · MWh ⁻¹
Stálá platba za rezervovanou kapacitu	128 Kč/měsíc
Daň z elektřiny	28,3 Kč · MWh ⁻¹
Systémové služby	212,82 Kč · MWh ⁻¹
Činnost OTE	4,14 Kč/měsíc
Podpora obnovitelných zdrojů energie (POZE)	495 Kč · MWh ⁻¹

Tabulka 44 Ukázková kalkulace ceny elektřiny pro variantu 1

Položka kalkulace	Hodnota/Výpočet
Neregulovaná část ceny	
Cena za dodávku	2 439,28 · 2400,18 = 5 854 706,07 Kč/rok
Regulovaná složka ceny	
Stálá platba za rezervovanou kapacitu	12 · 128 = 1 536 Kč/rok
Platba za distribuovanou elektřinu	2 439,28 · 3 840 = 9 366 846,72 Kč/rok
Daň z elektřiny	2439,28 · 28,3 = 69 031,71 Kč/rok
Systémové služby	2 439,28 · 218,8 = 519 079,42 Kč/rok
Činnost OTE	12 · 4,14 = 49,68 Kč/rok
POZE	2 439,28 · 495 = 1 207 445,09 Kč/rok
Cena celkem bez DPH	17 018 694,69 Kč/rok
Měrná cena za MWh	6 976,93 Kč/MWh

6.4 Roční Cashflow

V tabulce 45 je sestaveno roční cashflow pro jednotlivé varianty bez zahrnutí způsobu financování. U poskytování kladných služeb výkonové rovnováhy je předpokládaná cena 650 Kč za poskytnutou MW výkonu, u záporných služeb výkonové rovnováhy je uvažovaná cena 3 500 Kč za poskytnutou MW.

Je předpokládáno, že bude prodán veškerý kladný i záporný výkon, který je pro služby výkonové rovnováhy k dispozici. V realitě by tomu tak pravděpodobně nebylo. Varianta 1 bez zahrnutí odpisů dosahuje více než trojnásobně větší roční úspory provozních nákladů než varianta 2. Pokud jsou v úspoře zahrnuty i odpisy, ztrácí varianta 2 téměř smysl, jelikož roční úspora je záporná. Pokud by nebyl prodán veškerý výkon pro služby výkonové rovnováhy, je ve srovnání s výchozím stavem ještě ztrátovější.

Tabulka 45 Roční cashflow pro 1 bez zahrnutí zdrojů investování

Náklady	Varianta 1	Varianta 2	Výchozí stav
	[Kč/rok]	[Kč/rok]	[Kč/rok]
Zemní plyn	1 641 179	1 057 892	26 997 641
Spotřeba elektřiny	17 018 695	24 436 338	0
Servis a údržba	560 000	560 000	234 462
Odpisy	1 707 047	2 542 862	-
Výnosy z poskytování kladných SVR	-	487 374	-
Výnosy z poskytování záporných SVR	-	344 398	-
Celkem	20 926 920	27 785 321	27 232 101
Roční úspora oproti výchozímu stavu bez zahrnutí odpisů	8 012 228	1 989 642	-
Roční úspora oproti výchozímu stavu včetně odpisů	6 305 181	-553 220	-

Roční cashflow se zahrnutím zdrojů financování je zobrazeno v tabulce 46. Zahrnutí způsobu financování má negativní dopad na variantu 2. Varianta 2 je po dobu splácení úvěru výrazně ztrátová. Varianta 1, i se zahrnutím zdrojů financování, vykazuje značné úspory oproti výchozímu stavu.

Tabulka 46 Roční cashflow pro 1. rok provozu se zahrnutím zdrojů financování

Náklady	Varianta 1	Varianta 2	Výchozí stav
	[Kč/rok]	[Kč/rok]	[Kč/rok]
Zemní plyn	1 641 179	1 057 892	26 997 641
Spotřeba elektřiny	17 018 695	24 436 338	-
Servis a údržba	560 000	560 000	234 462
Odpisy	1 707 047	2 543 955	-
Úrok	1 526 809	2 501 643	-
Úmor	3 648 123	5 977 347	-
Výnosy z poskytování kladných SVR	-	487 374	-
Výnosy z poskytování záporných SVR	-	344 398	-
Celkem	26 101 853	37 076 073	27 232 103
Roční úspora oproti výchozímu stavu bez zahrnutí odpisů	2 837 298	-6 489 337	-
Roční úspora oproti výchozímu stavu včetně odpisů	1 130 251	-9 032 199	-

6.5 Čistá současná hodnota a diskontovaná návratnost investice

Čistá současná hodnota (NPV) je vypočtena dle vztahu 51 s uvažovanou diskontní sazbou 10 %. Výpočet NPV zahrnuje i způsob financování projektu. Pro výchozí stav je ve 5. roce životnosti projektu uvažována výměna nahrazovaného kotle za 9 378 489 Kč s rovnoměrným odpisováním po dobu 15 let. Z obrázku 46 je patrné, že varianta 1 začíná být po 6. roce výhodnější než výchozí stav. Varianta 2 je ve srovnání s variantou 1 i výchozím stavem po celou dobu životnosti projektu pro provozovatele nevýhodná.

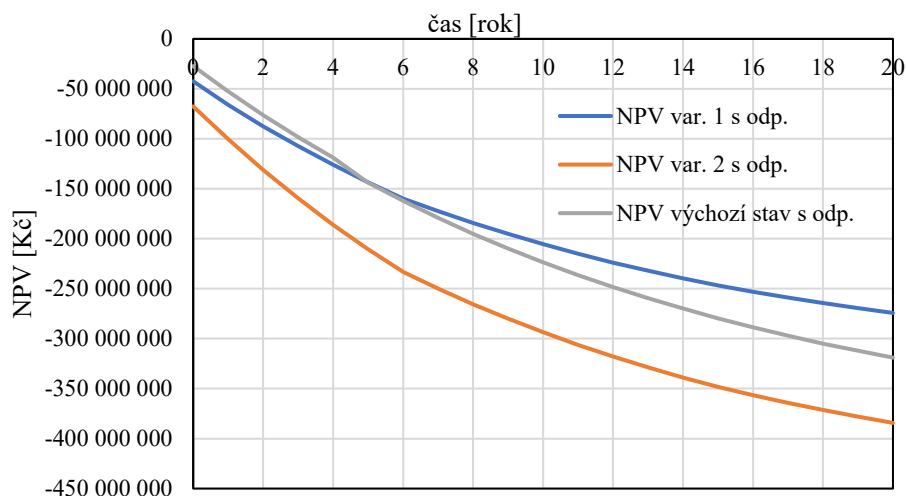
$$NPV = \sum_{t=0}^n \frac{CF}{(1+i)^n}$$

(51)

CF -roční cash flow [Kč/rok]

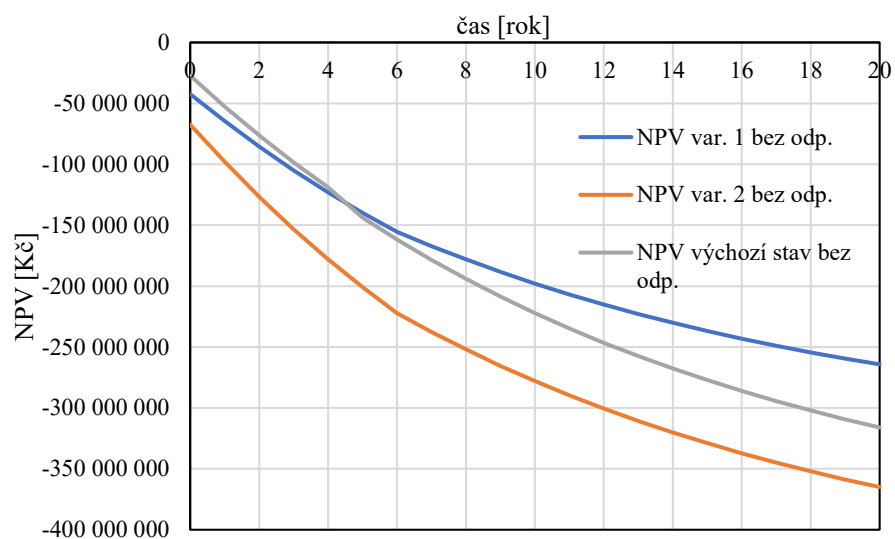
i -diskontní míra [%]

n -rok



Obrázek 46 Čistá současná hodnota po dobu životnosti projektu se zahrnutím odpisů i způsobu financování

Pokud do výpočtu NPV nejsou zahrnuty odpisy (obr. 47), stává se varianta 1 pro provozovatele výhodnější již mezi 5. a 6. rokem životnosti projektu.



Obrázek 47 Čistá současná hodnota po dobu životnosti projektu s bez zahrnutím odpisů i způsobu financování

Diskontovaná doba návratnosti je definována vztahem 53. Její stanovení probíhá pro cashflow, které nezahrnuje způsob financování projektu. Cashflow bez zahrnutí financování projektu je zvoleno kvůli variantě 2, která se zahrnutím financování negeneruje žádnou úsporu, a její diskontovaná návratnost by vycházela záporně. Výsledky uvedené v tabulce 47 potvrzují hodnocení pomocí NPV. Varianta 1 má diskontovanou dobu návratnosti 5,36 roku bez zahrnutí odpisů. Pokud jsou odpisy zahrnuty, je diskontovaná doba návratnosti 6,66 roku. Varianta 2 má dobu návratnosti výrazně delší, než je doba životnosti projektu. Pokud jsou zahrnuty odpisy, je doba návratnosti varianty 2 nulová kvůli záporné roční úspoře.

Tabulka 47 Diskontovaná doba návratnosti investic

Typ návratnosti	Varianta 1	Varianta 2	Jednotka
Diskontovaná doba návratnosti bez odpisů	5,82	38,42	[rok]
Diskontovaná doba návratnosti s odpisy	6,66	-	[rok]

$$DCF = \frac{CF}{(1+i)^n} \quad (52)$$

$$TN_D = \frac{IN}{DCF} \quad (53)$$

6.5.1 Potřebná cena služeb výkonové rovnováhy

Aby se varianta 2 vyrovnala variantě 1 a jejich diskontované doby návratnosti bez zahrnutí odpisů byly stejné, je pomocí funkce Řešitel v MS Excel hledána potřebná cena kladných i záporných služeb výkonové rovnováhy. Cena za poskytnutí záporných služeb výkonové rovnováhy by musela činit $10\,950 \text{ Kč} \cdot \text{MW}^{-1}$, což je více než $16\times$ více než uvažovaných $650 \text{ Kč} \cdot \text{MW}^{-1}$. Za poskytnutí kladného regulačního výkonu by cena musela být $40\,414 \text{ Kč} \cdot \text{MW}^{-1}$, což je více než $12\times$ více než uvažovaných $3\,500 \text{ Kč} \cdot \text{MW}^{-1}$.

6.6 Srovnání technicko-ekonomických parametrů Carnotovy baterie

Ke srovnání navržené Carnotovy baterie s podobnými řešeními uvedenými v literatuře jsou použity technicko-ekonomické ukazatele uvedené v tabulce 48. Při výpočtu ekonomických ukazatelů, kterými jsou měrné náklady na elektrický výkon, měrné náklady na produkci elektřiny a diskontované náklady na akumulaci, jsou investiční náklady uvažovány pouze jako kombinace většího tepelného čerpadla, ORC a akumulární nádrže CB. Roční provozní náklady celé Carnotovy baterie jsou předpokládány ve výši nákladů na servis tepelných čerpadel. Důvodem je, že systém Carnotovy baterie nepotřebuje dvě tepelná čerpadla a ani k nim navrženou akumulární nádrž. Zahnutí obou tepelných čerpadel a jejich akumulární nádrže by vedlo ke zkreslení výsledků. V literatuře jsou pro shodný typ Carnotovy baterie (s tepelným čerpadlem a Rankinovým cyklem) uváděny následující hodnoty technicko-ekonomických ukazatelů. [7]

Účinnost zpětné konverze: 45-65 %, více než 100 % v kombinaci s tepelnou integrací

Energetická hustota: $3-15 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$

Měrné náklady na elektrický výkon: $11\,853,5 - 189\,656 \text{ Kč} \cdot \text{kW}^{-1}$

Měrné náklady na produkci elektřiny: $5\,927 - 23\,707 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$

Tabulka 48 Technicko-ekonomické parametry navržené Carnotovy baterie

Technicko-ekonomický parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Účinnost zpětné konverze	η_{RT}	8,45-20,87	%
Kapacita Carnotovy baterie	Cap_{CB}	10 064	kWh
Teplotní zdvih tepelného čerpadla	-	57	°C
Teplota teplého/studeného uložení	-	90/60	°C
Teplotní skluz	-	30	°C
Teplota kondenzace	T_{kond}	35	°C
Výparná teplota	$T_{výp}$	57,5	°C
Teplota odpadního tepla	-	33	°C
Energetická hustota	ED	1,39	$[\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}]$
Měrné náklady na elektrický výkon	PC	844 317	$[\text{Kč} \cdot \text{kW}^{-1}]$
Měrné náklady na produkci elektřiny	CC	105 540	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$
Diskontované náklady akumulace	$LCOS$	60,76	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$

Navržená Carnotova baterie má ve srovnání s řešeními uváděnými v literatuře velmi nízkou hodnotu účinnosti zpětné konverze, v nejhorším případě pouze 8,45 % a v nejlepším 20,87 %. Nízká hodnota účinnosti je dána velmi nízkou teplotou odpadního tepla, která je pouze 33 °C. Teplotní zdvih tepelného čerpadla je také vysoký a odpovídá 57 °C, což má za následek nízké COP, s nímž jsou spojené velké příkony pohonů tepelných čerpadel.

Negativní vliv na účinnost má také hodnota tepelného skluzu, v literatuře uváděná jako „*temperature glide*“. Teplotní skluz udává rozdíl mezi teplým a studeným zásobníkem tepla, který je v případě navržené Carnotovy baterie 30 °C. Takto velký teplotní skluz je dán tím, že pro navržené tepelné čerpadlo musí být vratná voda dostatečně studená, aby uchládila komponenty tepelného čerpadla. Nižší hodnotu teplotního skluzu nebylo možné při výběru tepelného čerpadla nakonfigurovat.

Vliv zvolené výparné a kondenzační teploty má vliv na účinnost ORC. Z důvodu teplotního rozdílu mezi teplým a studeným zásobníkem, který je pevně dán tepelným čerpadlem, je nutné zvolit výparnou teplotu tak, aby se Carnotova baterie v systému chovala jako spotřebič tepla podle požadavků zdroje tepla. Teplota kondenzace je volena podle venkovní teploty, jelikož Carnotova baterie funguje hlavně v teplých měsících, je nutné zvolit poměrně vysokou teplotu vzduchu na vstupu a tím i teplotu kondenzace. Při zvolení nižší teploty kondenzace se zachováním vstupní teploty vzduchu vychází obrovské požadavky na objemové průtoky vzduchu. S vysokými objemovými průtoky je spojený i velký elektrický příkon ventilátorů, který, jak se ukázalo, má zásadní vliv na celkový provoz a účinnost. Nízká výparná teplota a vysoká kondenzační teplota mají negativní vliv na výkon expandéru a tím i na celkovou účinnost systému.

Nízká hodnota energetické hustoty, která je téměř poloviční oproti dolní hranici intervalu obvyklých hodnot, je dána poměrně nízkou teplotou akumulčního zásobníku a velkým teplotním skluzem. Měrné náklady na elektrický výkon jsou pětinasobně vyšší než maximální uváděné hodnoty. Měrné náklady na produkci elektrické energie jsou také pětinasobně vyšší než maximum z uváděného intervalu. Diskontované náklady na akumulaci vycházejí také hůře oproti jedinému příkladu shodné konfigurace CB uvedené v [7]. Uvedená Carnotova baterie dosahuje hodnoty LCOS v rozmezí 4,27-10,43 Kč · kWh⁻¹, což je výrazně méně než umnou navržené Carnotovy baterie.

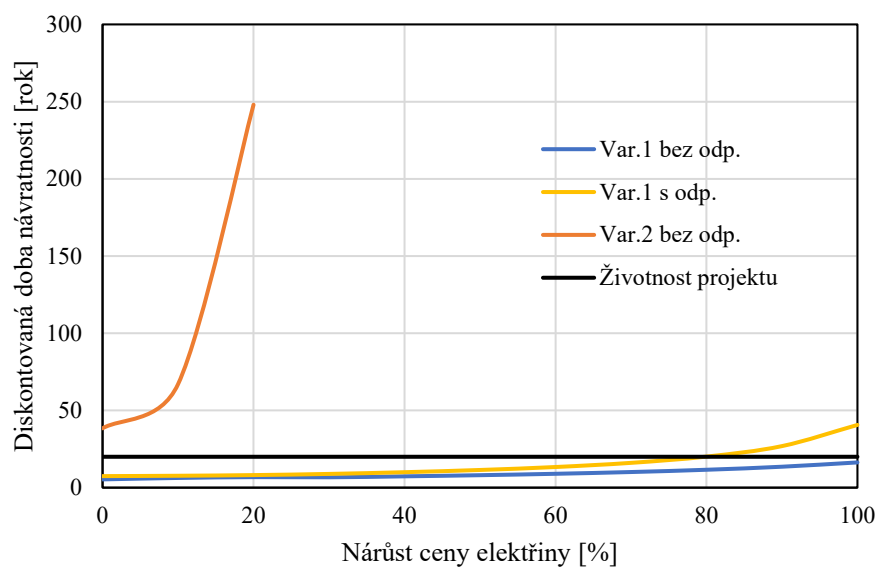
V porovnání s očekávanými hodnotami LCOS, které jsou pro systém s Rankinovým oběhem $5,45 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$, vychází LCOS také výrazně hůře. LCOS navrženého systému vychází hůře i vůči LCOS přečerpávacích elektráren, které je typicky $2,78 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$, a hůře i než lithiové baterie, jejichž LCOS je přibližně $7,65 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$. Vysoká hodnota LCOS u navržené Carnotovy baterie je dána nízkou hodnotou účinnosti, krátkou dobou provozu a již výše zmíněnými okolnostmi návrhu.

7 Citlivostní analýza

Citlivostní analýza zkoumá vliv růstu ceny silové elektřiny a zemního plynu na diskontovanou dobu návratnosti investice. Diskontovaná doba návratnosti je opět uvažována bez zahrnutí způsobu financování projektu.

7.1 Zvyšování ceny elektřiny

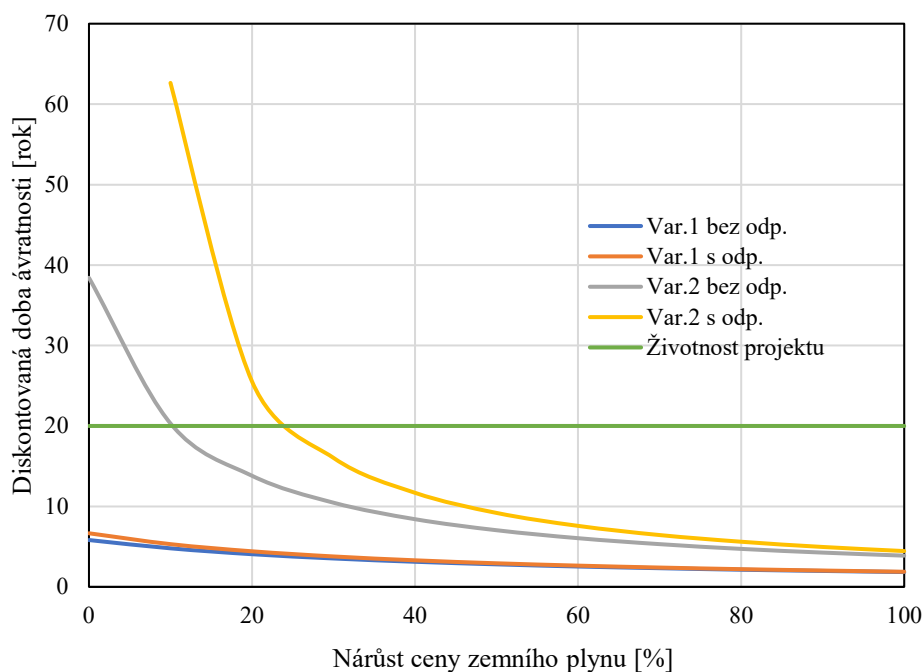
Vliv růstu ceny elektřiny na navržené varianty popisuje obrázek 48. Kratší dobu návratnosti, než je doba životnosti projektu, i po sto procentním nárůstu ceny elektřiny, vykazuje pouze varianta 1 bez zahrnutí odpisů. Při zahrnutí odpisů do cashflow je pro navrženou variantu 1 kritická hodnota nárůstu ceny elektřiny o 80 %. Diskontovaná doba návratnosti pro variantu 2 strmě roste ihned po růstu ceny elektřiny a po překročení hodnoty 20 % začíná být záporná, proto není v grafu křivka dále vykreslena. Varianta 2 je kvůli své vysoké spotřebě elektrické energie velmi citlivá na jakýkoliv nárůst její ceny.



Obrázek 48 Vliv růstu ceny elektřiny na dobu diskontované návratnosti

7.2 Zvyšování ceny zemního plynu

Vliv zvyšování ceny zemního plynu na obě navržená řešení je vidět na obrázku 49. Jakýkoliv růst ceny zemního plynu má velmi pozitivní vliv na dobu diskontované návratnosti. Při nárůstu ceny pouze o 30 % začíná být relevantní i řešení navržené ve variantě 2. Jakmile cena zemního plynu vzroste o 50 %, začnou se obě varianty svou dobou návratnosti velmi přibližovat. Lze konstatovat, že pokud cena zemního plynu vzroste o 50 %, je rozhodnutí na investora, kterou variantu zvolí, jelikož ekonomicky budou obě varianty velmi podobné.



Obrázek 49 Vliv růstu ceny zemního plynu na dobu diskontované návratnosti

8 Ekologické hodnocení investice

Ekologické hodnocení investice je posouzení hodnoty měrných emisí CO_2 současného stavu a stavu po realizaci jejich snížení. V tabulce 49 jsou uvedeny emisní faktory relevantní pro ekologické hodnocení investice, jak je uvádí Vyhláška č. 140/2021 Sb. o energetickém auditu. Emisní faktory jsou vztaženy k výhřevnosti paliva. [33]

Tabulka 49 Emisní faktory pro palivo nebo energii dle Vyhlášky č. 140/2021 Sb.

Palivo nebo energie	$t_{CO_2} \cdot MWh^{-1}$
Zemní plyn	0,2
Elektřina	0,86

Výsledné ekologické vyhodnocení je shrnuto v tabulce 48. Obě navržené varianty přinášejí úsporu v produkci emisí CO_2 . Realizací varianty 1 dojde ke snížení emisí CO_2 o 43 %, realizací varianty 2 jsou emise CO_2 sníženy o 23 %. Obě varianty jsou tedy výrazně ekologičtější než současný stav a jejich realizací dojde k provozním úsporám po zavedení platby za emisní povolenky pro průmyslové podniky.

Tabulka 50 Posouzení produkce měrných emisí CO_2 pro jednotlivé varianty

	Zemní plyn-příkon paliva ve výhřevnosti [MWh]	Elektřina [MWh]	Emise CO_2 [t_{CO_2}]	Snížení emisí CO_2 oproti původnímu stavu [%]
Současný stav	20 548,75	-	4 109,75	-
Varianta 1	1 249,153	2 439,28	2 347,61	43
Varianta 2	805,195	3 502,55	3 173,23	23

9 Diskuse výsledků

Z výsledků vyplývá, že využití odpadního tepla tepelnými čerpadly má značný potenciál pro přípravu teplé vody nebo vytápění. Obecně lze říci, že tepelné čerpadlo je vhodné pro případy, kdy je potřeba dodávat kontinuálně teplo o relativně nízké teplotní úrovni. Obě navržené varianty mají provozní náklady významně nižší než náklady stávajícího plynového kotle. Zavedení tepelných čerpadel by podniku přineslo úsporu také ve formě snížení příkonu ventilátorů vzduchových kondenzátorů, která v řešení není zahrnuta. Výpočet úspory vlivem snížení kondenzačního výkonu není zahrnut z důvodu nedostatku informací o změně příkonu v závislosti na výkonu u již instalovaných kondenzátorů. Dalším benefitem tepelných čerpadel je úspora emisí CO_2 , obě varianty dosahují značné úspory oproti výchozímu stavu. Úspora emisí CO_2 se stane významnou po plném zavedení systému EU ETS II.

Jako nevhodné se jeví řešení instalace Carnotovy baterie pro dané podmínky. Pro Carnotovu baterii by bylo potřeba mít odpadní teplo o vyšší teplotní úrovni, než je k dispozici. Podle literatury je ideální teplota odpadního tepla kolem $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, což je výrazně vyšší než teplota odpadního tepla dostupná v systému. Carnotova baterie proto dosahuje nízkých výkonových parametrů, což ve spojení s vysokými náklady představuje překážku při uplatnění na trhu s podpůrnými službami. Navržená Carnotova baterie potvrzuje, že pro služby výkonové rovnováhy jsou vhodné investičně levné řešení, kterým je například elektrokotel. Klíčová je také teplota chladicího vzduchu v kondenzátoru, ideální by bylo provozovat Carnotovu baterii pouze při nízkých venkovních teplotách. Alternativou může být vodou chlazený kondenzátor, který však pro provozovatele představuje složitější řešení kvůli potřebě přípravy a nakládání s chladicí vodou.

10 Závěr

Rešeršní část slouží jako úvod do problematiky. V ní je popsán základní přehled a fungování Carnotových baterií jako progresivní technologie pro ukládání elektrické energie. Detailnější pohled je věnován Carnotovým bateriím s tepelnou integrací, které jsou nabíjeny tepelným čerpadlem, konkrétně pak možnostem, jak může být tepelná integrace v těchto systémech realizována. Krátká část je věnována ekonomickému pohledu na Carnotovy baterie, jejich možnému začlenění do energetického mixu a překážkám, které brání v komerčním nasazení této technologie. Závěr rešeršní části je věnován trhu s elektřinou, systémovým službám a významu flexibility v elektroenergetice.

Návrhově-výpočtová část je koncipována jako studie, jejímž cílem je pro vybraný průmyslový podnik navrhnout řešení využití odpadního tepla pomocí tepelných čerpadel a nahradit tak plynový kotel. Prvním navrhovaným řešením je využít odpadní teplo pro předehřev pracovní látky tepelných čerpadel, které následně zásobují teplem průmyslový podnik. Jelikož po návrhu první varianty je zjištěn značný počet provozních hodin, kdy tepelná čerpadla nemusí fungovat, je ve druhé variantě navržena Carnotova baterie s integrovaným zdrojem tepla, která bude operovat na trhu s podpůrnými službami. Kvůli potřebě vyšší teploty pro provoz organického Rankinova cyklu, kterým je realizováno vybíjení Carnotovy baterie, jsou tepelná čerpadla navržena s vyšší výstupní teplotou. Navržená Carnotova baterie dosahuje účinnosti zpětné konverze v rozmezí 8,45–20,87 % v závislosti na venkovní teplotě, která určuje příkon vzduchového kondenzátoru.

U obou navržených variant jsou odhadnuté investiční náklady a jsou ekonomicky zhodnoceny pomocí NPV a diskontované doby návratnosti. Varianta, která obsahuje pouze tepelná čerpadla, vychází značně lépe než varianta s Carnotovou baterií. Diskontovaná doba návratnosti varianty s tepelnými čerpadly se pohybuje mezi 5. a 6. rokem provozu, zatímco diskontovaná doba návratnosti Carnotovy baterie je delší než stanovená 20letá doba životnosti projektu. V porovnání s výchozím stavem je jednoznačně výhodnější varianta 1, která generuje vysokou úsporu ročních provozních nákladů. Aby se Carnotova baterie vyrovnala první navržené variantě, musela by být cena služeb výkonové rovnováhy minimálně 16× vyšší, než je v současnosti, v případě poskytování záporné regulační odchylky. Pro poskytování kladné regulační odchylky musí být cena za poskytnutí služby 12× vyšší, než je tomu v současnosti.

Citlivostní analýza se zabývá vlivem růstu ceny elektřiny a zemního plynu na dobu diskontované návratnosti. Jakýkoliv nárůst ceny elektřiny je kritický pro variantu s Carnotovou baterií, i při malém nárůstu její návratnost strmě roste. Varianta pouze s tepelnými čerpadly obstojí až do nárůstu ceny elektřiny o 80 %. Zdražování plynu má pozitivní vliv na obě navržená řešení, pokud cena plynu vzroste o 50 %, jsou si obě varianty svou diskontovanou dobou návratnosti velmi blízké.

V poslední části práce jsou navržené varianty podrobeny ekologickému hodnocení, z něhož vychází úspora emisí CO_2 o 43 % oproti původnímu stavu pro návrh pouze s tepelnými čerpadly. Varianta s Carnotovou baterií generuje roční úsporu emisí CO_2 o 23 % oproti původnímu stavu. Nižší úspora ve druhé variantě je způsobena vyšší spotřebou elektrické energie kvůli požadavku na vyšší výtlačnou teplotu.

Zdroje

- [1] BAŠTA, Vít, Jan ŠPALE, Miroslav RATHAN, Michal KASAN a Václav NOVOTNÝ. Skladování elektřiny prostřednictvím tepla aneb Carnotovy baterie 1. díl - principy a přehled. *TZB-info* [online]. [vid. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elektriny/21610-skladovani-elektriny-prostrednictvim-tepla-aneb-carnotovy-baterie-1-dil-principy-a-prehled>
- [2] LIANG, Ting, Andrea VECCHI, Kai KNOBLOCH, Adriano SCIACOVELLI, Kurt ENGELBRECHT, Yongliang LI a Yulong DING. Key components for Carnot Battery: Technology review, technical barriers and selection criteria. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2022, **163**, 112478. ISSN 13640321. Dostupné z: [doi:10.1016/j.rser.2022.112478](https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112478)
- [3] NOVOTNY, Vaclav, Vit BASTA, Petr SMOLA a Jan SPALE. Review of Carnot Battery Technology Commercial Development. *Energies* [online]. 2022, **15**(2), 647. ISSN 1996-1073. Dostupné z: [doi:10.3390/en15020647](https://doi.org/10.3390/en15020647)
- [4] DUMONT, Olivier, Guido Francesco FRATE, Aditya PILLAI, Steven LECOMPTE, Michel DE PAEPE a Vincent LEMORT. Carnot battery technology: A state-of-the-art review. *Journal of Energy Storage* [online]. 2020, **32**, 101756. ISSN 2352152X. Dostupné z: [doi:10.1016/j.est.2020.101756](https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101756)
- [5] PETRÁK, Jiří a Miroslav PETRÁK. *Tepelná čerpadla*. Praha: České vysoké učení technické, Fakulta strojní, 2004. ISBN 978-80-01-03126-1.
- [6] RÁCIK, Jozef. Stratifikační akumulární zásobníky. *ASB Portal* [online]. 9. červen 2017 [vid. 2024-05-11]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/technicka-zarizeni-budov/zdravotni-technika/stratifikacni-akumulacni-zasobniky>
- [7] VECCHI, Andrea, Kai KNOBLOCH, Ting LIANG, Harriet KILDAHL, Adriano SCIACOVELLI, Kurt ENGELBRECHT, Yongliang LI a Yulong DING. Carnot Battery development: A review on system performance, applications and commercial state-of-the-art. *Journal of Energy Storage* [online]. 2022, **55**, 105782. ISSN 2352152X. Dostupné z: [doi:10.1016/j.est.2022.105782](https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105782)
- [8] ZHANG, Meiyan, Lingfeng SHI, Peng HU, Gang PEI a Gequn SHU. Carnot battery system integrated with low-grade waste heat recovery: Toward high energy storage efficiency. *Journal of Energy Storage* [online]. 2023, **57**, 106234. ISSN 2352152X. Dostupné z: [doi:10.1016/j.est.2022.106234](https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106234)
- [9] DUMONT, O. a V. LEMORT. Mapping of performance of pumped thermal energy storage (Carnot battery) using waste heat recovery. *Energy* [online]. 2020, **211**, 118963. ISSN 03605442. Dostupné z: [doi:10.1016/j.energy.2020.118963](https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118963)
- [10] OLIVIER DUMONT, CHARALAMPIDIS, ANTONIOS, a LEMORT, VINCENT. Experimental Investigation Of A Thermally Integrated Carnot Battery Using A Reversible Heat Pump/Organic Rankine Cycl. In: [online]. 2021. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2085>

- [11] TASSENOY, Robin, Kenny COUVREUR, Wim BEYNE, Michel DE PAEPE a Steven LECOMPTE. Techno-economic assessment of Carnot batteries for load-shifting of solar PV production of an office building. *Renewable Energy* [online]. 2022, **199**, 1133–1144. ISSN 09601481. Dostupné z: doi:10.1016/j.renene.2022.09.039
- [12] ASOCIACE ENEERGETICKÝCH MANAŽERŮ a KOLEKTIV AUTORŮ. *Úvod do liberalizované energetiky: Trh s elektřinou* [online]. Druhé aktualizované vydání. Praha: Asociace Energetických manažerů, 2016. ISBN 978-80-260-9212-4. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/kniha-trh-s-elektrinou.pdf>
- [13] *Vyzkumna-zprava-o-vyuzitelnosti-agregace-flexibility.pdf* [online]. [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://www.mpo.gov.cz/assets/cz/energetika/vyzkum-a-vyvoj-v-energetice/resene-dokoncene-projekty-a-jejich-vystupy/projekty-podporene-v-ramci-2-verejne-souteze-programu-theta/2023/4/Vyzkumna-zprava-o-vyuzitelnosti-agregace-flexibility.pdf>
- [14] Základní údaje. *OTE, a.s.* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.ote-cr.cz/cs/o-spolecnosti/zakladni-udaje>
- [15] *ČEPS, a.s.* [online]. [vid. 2023-11-05]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/cs/systemove-sluzby>
- [16] *ČEPS, a.s.* [online]. [vid. 2023-11-05]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/cs/podpurne-sluzby>
- [17] *ČEPS, a.s.* [online]. [vid. 2023-11-13]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/cs/statistiky-svr>
- [18] Nano Energies: Pomáhejte přenosové soustavě a maximalizujte firemní zisky. *Nano Energies: Pomáhejte přenosové soustavě a maximalizujte firemní zisky* [online]. [vid. 2023-11-04]. Dostupné z: <https://nanoenergies.cz/flexibilita>
- [19] Agregátoři otevírají trh podpurných služeb malým hráčům. *TZB-info* [online]. [vid. 2023-11-05]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/elektroenergetika/22415-agregatori-oteviraji-trh-podpurnych-sluzeb-malym-hracum>
- [20] NANOENERGIES. *Decreasing the need for fossil capacity with flexibility* [online]. 2022. Dostupné z: <https://nanoenergies.cz/media/pages/content/new-study-energy-flexibility-aggregation-can-accelerate-the-growth-of-renewables/9d2c46901e-1674501102/nano-energies-ecf-flexibility-1.pdf>
- [21] *ETS2 : buildings, road transport and additional sectors - European Commission* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-emissions-trading-system-eu-ets/ets2-buildings-road-transport-and-additional-sectors_en
- [22] *What is the EU ETS? - European Commission* [online]. [vid. 2024-05-31]. Dostupné z: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-emissions-trading-system-eu-ets/what-eu-ets_en
- [23] GEA REFRIGERATION GERMANY GMBH. *Heat pump-GEA RedGenium* [online]. Dostupné z: <https://www.gea.com/assets/249860>

- [24] IRENA. *IRENA_REmap 2030 technology cost* [online]. Dostupné z: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/REmap/Methodology/IRENA_REmap_2030_technology_cost.ashx
- [25] *Kurzy devizového trhu - Česká národní banka* [online]. [vid. 2024-04-21]. Dostupné z: <https://www.cnb.cz/cs/financni-trhy/devizovy-trh/kurzy-devizoveho-trhu/kurzy-devizoveho-trhu/>
- [26] WANG, Lina, Jun YANG, Bing QU a Chang PANG. Multi-Objective Optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for a Hybrid Solar–Waste Energy Plant. *Energies* [online]. 2024, **17**(8), 1810. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en17081810
- [27] CAO, Eduardo. *Heat transfer in process engineering*. New York: McGraw-Hill, 2010. ISBN 978-0-07-162408-4.
- [28] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN a VDI E. V., ed. *VDI heat atlas*. 2nd ed. Berlin London: Springer, 2010. VDI-buch. ISBN 978-3-540-77877-6.
- [29] Elektromotor KASTE 55kW, 2950 ot. min-1. *Levne-elektromotory.cz* [online]. [vid. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://www.levne-elektromotory.cz/2800-otmin/2498-1001-elektromotor-kaste-55kw-2950-ot-min-1.html>
- [30] *Ferona online - Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, |rozměr|250x150x8* [online]. [vid. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/31412/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-250x150x8>
- [31] Frekvenční měnič KASTE FL 720, 55kw, 400V. *Levne-elektromotory.cz* [online]. [vid. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://www.levne-elektromotory.cz/vstupni-napeti-400v/2523-frekvencni-menic-kaste-fl-720-55kw-400v.html>
- [32] A.S. (HTTP://WWW.I-PROJEKT.CZ), Internet Projekt. Ceník distribuce. *GasNet* [online]. [vid. 2024-06-03]. Dostupné z: <https://www.gasnet.cz/pro-obchodniky-a-odberatele/legislativa-a-ceniky/cenik-distribuce>
- [33] INFO@AION.CZ, AION CS-. 140/2021 Sb. Vyhláška o energetickém auditu. *Zákony pro lidi* [online]. [vid. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2021-140>
- [34] *Futures* [online]. [vid. 2024-24-04]. Dostupné z: <https://www.eex.com/en/market-data/natural-gas/futures#%7B%22snippetpicker%22%3A%22304%22%7D>

Seznam tabulek

Tabulka 1 Průměrné hodnoty z maximálních a minimálních hodinových průtoků z čerpadel teplé vody a tlakové teplé vody	Chyba! Záložka není definována.
Tabulka 2 Přepočtené hodnoty z tabulky 1.....	41
Tabulka 3 Parametry vzduchových kondenzátorů.....	45
Tabulka 4 Parametry čpavkových chladivových kompresorů.....	47
Tabulka 5 Provoz chladících kompresorů v letním a zimním obdobím	48
Tabulka 6 Hodinové rozložení zatížení chladících kompresorů v původní strojově chlazení pro jednotlivá období roku.....	49
Tabulka 7 Hodinové rozložení zatížení chladících kompresorů v nové strojově chlazení pro jednotlivá období roku	51
Tabulka 8 Maxima a minima kondenzačního výkonu produkovaného strojovými chlazení v jednotlivých obdobích.....	52
Tabulka 9 Výkonové parametry zvolených modelů tepelných čerpadel varianty 1 RedGenium 550/750/950	56
Tabulka 10 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z nové strojovny chlazení	58
Tabulka 11 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z původní strojovny chlazení	59
Tabulka 12 Detailní parametry modelu RedGenium 550.....	61
Tabulka 13 Termodynamické parametry ověřovaného tepelného čerpadla.....	64
Tabulka 14 Vypočtené výkonové parametry ověřovaného TČ.....	66
Tabulka 15 Navržené parametry akumulační nádrže pro tepelná čerpadla varianty 1.....	67
Tabulka 16 Výsledky ročního bilančního modelu varianty 1	69
Tabulka 17 Výsledky ročního bilančního modelu varianty 1.....	70
Tabulka 18 Výkonové parametry zvolených modelů tepelných čerpadel varianty 2 RedGenium 550/750/950.....	75
Tabulka 19 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel varianty 2 v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z nové strojovny chlazení	76
Tabulka 20 Zatížení vybraných modelů tepelných čerpadel varianty 2 v závislosti na denním průběhu produkce odpadního tepla z původní strojovny chlazení	77
Tabulka 21 Volené vstupní hodnoty parametrů modelu ORC.....	79
Tabulka 22 Rovnice pro výpočet jednotlivých bodů ORC.....	81
Tabulka 23 Hodnoty vypočtených bodů ORC.....	81
Tabulka 24 Rovnice pro výpočet parametrů zdroje tepla	82
Tabulka 25 Výpočet parametrů chladicího média	83
Tabulka 26 Výkonové parametry ORC	86
Tabulka 27 Výsledné parametry Carnotovy baterie	91
Tabulka 28 Navržené parametry akumulační nádrže pro tepelná čerpadla varianty 2.....	93
Tabulka 29 Parametry akumulační nádrže Carnotovy baterie	94
Tabulka 30 1. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2.....	96
Tabulka 31 2. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2.....	97

Tabulka 32 3. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu varianty 2.....	98
Tabulka 33 4. Souhrnné výsledky ročního bilančního modelu ORC systému.....	99
Tabulka 34 Vstupní předpoklady ekonomického hodnocení.....	102
Tabulka 35 Investiční náklady na pořízení tepelných čerpadel	103
Tabulka 36 Ostatní investiční náklady na instalaci tepelných čerpadel.....	103
Tabulka 37 Celkové a měrné náklady na instalaci tepelných čerpadel včetně akumulčních nádrží.....	104
Tabulka 38 Investiční náklady komponent ORC.....	107
Tabulka 39 Ostatní investiční náklady ORC	107
Tabulka 40 Celkové a měrné náklady na instalaci tepelných čerpadel včetně akumulčních nádrží.....	108
Tabulka 41 Uvažované předpoklady pro výpočet ceny zemního plynu	110
Tabulka 42 Ukázková kalkulace ceny zemního plynu pro výchozí stav	111
Tabulka 43 Uvažované předpoklady pro výpočet ceny elektřiny.....	112
Tabulka 44 Ukázková kalkulace ceny elektřiny pro variantu 1	112
Tabulka 45 Roční cashflow pro 1 bez zahrnutí zdrojů investování.....	113
Tabulka 46 Roční cashflow pro 1. rok provozu se zahrnutím zdrojů financování.....	114
Tabulka 47 Diskontovaná doba návratnosti investic	117
Tabulka 48 Technicko-ekonomické parametry navržené Carnotovy baterie.....	118
Tabulka 49 Emisní faktory pro palivo nebo energii dle Vyhlášky č. 140/2021 Sb.....	123
Tabulka 50 Posouzení produkce měrných emisí CO2 pro jednotlivé varianty	123

Seznam obrázků

Obrázek 1 Princip fungování Carnotových baterií [1]	13
Obrázek 2 Přehled konceptů Carnotových baterií [1]	14
Obrázek 3 Stratifikační akumulční zásobník [6]	16
Obrázek 4 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace A převzato z [8]	23
Obrázek 5 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace B převzato z [8].....	23
Obrázek 6 TI-PTES s citelným uložištěm tepla konfigurace C převzato z [8].....	23
Obrázek 7 TI-PTES systém s citelným uložištěm tepla a reversibilním tepleným čerpadlem/ORC převzato z [10]	25
Obrázek 8 Schéma kombinace latentního a citelného uložiště tepla převzato z [4].....	26
Obrázek 9 Vztahy mezi jednotlivými účastníky na trhu s elektřinou převzato z [13].....	31
Obrázek 10 Průměrná cena PpS za rok 2022 [17].....	35
Obrázek 11 Průměrná cena PpS za rok 2023[17].....	35
Obrázek 12 Měřené průměrné hodinové průtoky TV	40
Obrázek 13 Diagram trvání výkonu	44
Obrázek 14 Zapojení TČ, pro využití odpadního tepla z chladicího zařízení převzato z [5]	46
Obrázek 15 Předpokládaný denní průběh kondenzačního výkonu původní strojovny chlazení	50
Obrázek 16 Předpokládaný denní průběh kondenzačního výkonu nové strojovny chlazení.....	52
Obrázek 17 Schéma zapojení varianty 1	53
Obrázek 18 Tepelné čerpadlo RedGenium	54
Obrázek 19 Návrh tepleného čerpadla RedGenium 550 v programu RTselect.....	55
Obrázek 20 Grafická interpretace tabulky částečného zatížení pro model RedGenium 550	57
Obrázek 21 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 750 v jednotlivých ročních období využívající odpadní teplo z nové strojovny chlazení	60
Obrázek 22 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 550 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z původní strojovny chlazení	60
Obrázek 23 Schéma teplého čerpadla RedGenium 550	62
Obrázek 24 Q-T diagram kondenzátoru tepelného čerpadla RedGenium 550 navrženého pro variantu 1	64
Obrázek 25 Q-T diagram výparníku tepelného čerpadla	65
Obrázek 26 Typový den varianty 1 pro zimním období.....	71
Obrázek 27 Typový den varianty 1 pro přechodné období.....	72
Obrázek 28 Typový den varianty 1 pro letním období.....	73
Obrázek 29 Schéma varianty 2	74

Obrázek 30 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 750 varianty 2 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z nové strojovny chlazení	78
Obrázek 31 Očekávaný průběh topného výkonu tepelného čerpadla RedGenium 550 varianty 2 v jednotlivých ročních obdobích využívající odpadní teplo z původní strojovny chlazení	78
Obrázek 32 Tepelné schéma ORC oběhu	80
Obrázek 33 Q-T diagram výparníku ORC	82
Obrázek 34 Q-T diagram kondenzátoru ORC.....	84
Obrázek 35 Q-T diagram rekuperačního výměníku ORC.....	84
Obrázek 36 Typový kondenzátor ORC.....	87
Obrázek 37 Zadávané hodnoty pro výběr kondenzátoru.....	88
Obrázek 38 Výkonové parametry vybraného kondenzátoru.....	88
Obrázek 39 Roční průběh venkovní teploty.....	89
Obrázek 40 Změna příkonu kondenzátoru v závislosti na teplotě vzduchu	89
Obrázek 41 Q-T diagram konečného návrhu výparníku ORC	92
Obrázek 42 Q-T diagram konečného návrhu rekuperačního výměníku ORC	92
Obrázek 43 Typový den varianty 2 pro zimním období.....	100
Obrázek 44 Typový den varianty 2 pro přechodném období.....	101
Obrázek 45 Typový den varianty 2 pro letním období.....	101
Obrázek 46 Čistá současná hodnota po dobu životnosti projektu se zahrnutím odpisů i způsobu financování..	115
Obrázek 47 Čistá současná hodnota po dobu životnosti projektu s bez zahrnutím odpisů i způsobu financování	116
Obrázek 48 Vliv růstu ceny elektřiny na dobu diskontované návratnosti.....	121
Obrázek 49 Vliv růstu ceny zemního plynu na dobu diskontované návratnosti	122

Seznam příloh

Zadávané hodnoty do programu POWER NASA

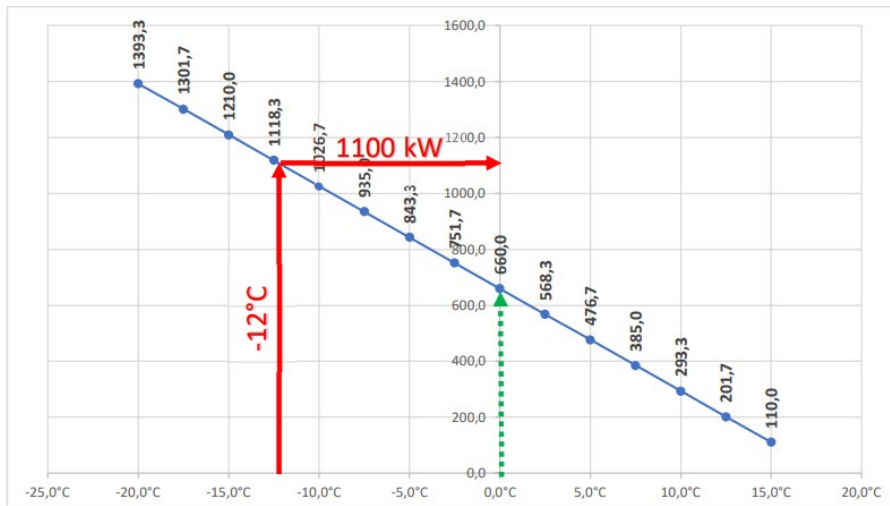
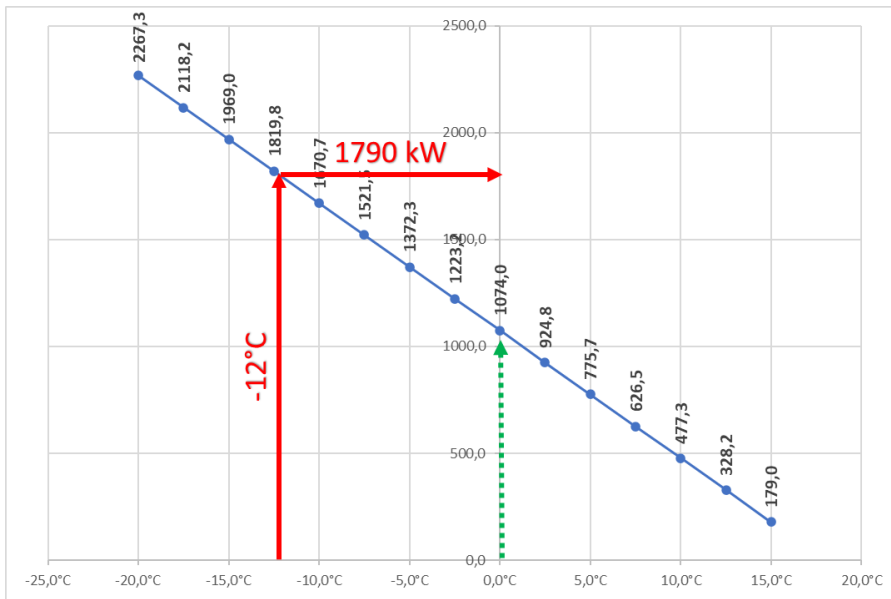
The screenshot shows the 'POWER Single Point' application window with the following configuration steps:

- 1. Choose a User Community:** Renewable Energy
- 2. Choose a Temporal Average:** Hourly
- 3. Enter Lat/Lon or Add a Point to Map:** Latitude: 50.6655 (-90 to +90 decimal degrees), Longitude: 13.868 (-180 to +180 decimal degrees). A 'Clear' button is also present.
- 4. Select Time Extent:** Start Date: 01/01/2013 (MM/DD/YYYY), End Date: 12/31/2013 (MM/DD/YYYY).
- 5. Select Output File Format:** CSV
- 6. Select Parameters:** (Limit 20 parameters). The Climatology temporal period has the most parameters. Double-click folders to expand and show available parameters. A search bar is provided for parameters.

The parameter selection tree is expanded to show the following options:

- Solar Fluxes and Related
- Temperatures
 - Temperature at 2 Meters (checked)
 - Dew/Frost Point at 2 Meters
 - Wet Bulb Temperature at 2 Meters
- Humidity/Precipitation
- Wind/Pressure

Ekvitermní křivky



Data k navrženým tepelným čerpadlům pro variantu 1

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1213	1419	224
95	1152	1346	210
90	1029	1274	198
85	1031	1201	185
80	971	1130	172
75	910	1058	160
70	850	986	149
65	789	915	137
60	728	844	127
55	668	773	116
50	607	703	106

Tab. 1 Částečná h zatížení TČ RedGenium 550 pro variantu 1

Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 750 pro variantu 1

The screenshot shows the configuration window for a Piston Heatpump RedGenium. Key settings include:

- Model: RedGenium 750
- Condenser: Liquid
- Frequency: 400V/50Hz
- Refrigerant: R-717
- Speed Type: Variable
- Rating: Full Capacity
- Efficiency: Highest Efficiency
- Part Load: Const. Cold In / Warm Out

Ambient Conditions (Condition 1):

- Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade
- Cooling Medium: Water (Non-Corrosive)
- Oil: GEA PR-OLEO®C-MH68A-FG
- End. Temp. (Low Stage): 100 °C
- Cond. Temp. (low stage): 33 °C
- Evap. Temp. (Low Stage): -14 °C
- Cond Inlet Temperature: 50 °C
- Cond Outlet Temperature: 70 °C
- Options: Desuperheater, Subcooler, Safety, Speed :500/1500 min⁻¹

Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1605	1878	297	5,4	6,32	6TH-550/1/1	5TH-244/1/1	3LL-92/2/1	4LL-120/1/1

Obr. 1 Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 750 pro variantu 1

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1605	1878	297
95	1524	1782	280
90	1445	1687	264
85	1364	1592	247
80	1284	1498	232
75	1204	1403	216
70	1123	1308	201
65	1043	1214	186
60	963	1120	171
55	883	1026	157
50	802	932	143

Tab. 2 částečná zatížení TČ RedGenium 750 pro variantu 1

Conditions	Options	Motor	Controls	Documentation	Comments				
Piston Heatpump RedGenium									
Model	RedGenium 950	Condenser	Liquid						
Frequency	400V/50Hz	Refrigerant	R-717						
Speed Type	Variable	Rating	Full Capacity						
		Efficiency	Highest Efficiency						
		Part Load	<input checked="" type="radio"/> Const. Cold In / Warm Out						
Ambient Conditions Condition 1 +									
<input checked="" type="radio"/> Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade <input checked="" type="radio"/> Cooling Medium: Water (Non-Corrosive) <input checked="" type="radio"/> Oil : GEA PR-OLEO® C-MH68A-FG									
<input checked="" type="radio"/> Desuperheater <input checked="" type="radio"/> Subcooler <input checked="" type="radio"/> Safety <input checked="" type="radio"/> Speed :500/1500 min ⁻¹									
<input checked="" type="radio"/> End. Temp. (Low Stage) 100 °C		<input checked="" type="radio"/> Cond Inlet Temperature 50 °C							
<input checked="" type="radio"/> Cond. Temp.(low stage) 33 °C		<input checked="" type="radio"/> Cond Outlet Temperature 70 °C							
<input checked="" type="radio"/> Evap. Temp.(Low Stage) -14 °C									
Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1990	2329	369	5,39	6,3	6HH-650/1/1	5TH-322/1/1	3LL-150/3/1	4LL-120/1/1

Obr. 2 Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 950 pro variantu 1

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1990	2329	370
95	1891	2210	348
90	1790	2090	326
85	1691	1972	305
80	1592	1854	285
75	1492	1735	264
70	1393	1619	245
65	1294	1501	226
60	1193	1383	208
55	1095	1268	191
50	995	1152	174

Tab. 3 Částečná zatížení TČ RedGenium 950 pro variantu 1

Data k navrženým tepelným čerpadlům pro variantu 2

Conditions	Options	Motor	Controls	Documentation	Comments				
Piston Heatpump RedGenium									
Model	RedGenium 550	Condenser	Liquid						
Frequency	400V/50Hz	Refrigerant	R-717						
Speed Type	Variable	Rating	Full Capacity						
		Efficiency	Highest Efficiency						
		Part Load	Const. Cold In / Warm Out						
Ambient Conditions Condition 1 +									
<input checked="" type="checkbox"/> Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade <input checked="" type="checkbox"/> Cooling Medium: Water (Non-Corrosive) <input checked="" type="checkbox"/> Oil : GEA PR-OLEO® C-MH68A-FG									
<input checked="" type="checkbox"/> Desuperheater <input checked="" type="checkbox"/> Subcooler <input checked="" type="checkbox"/> Safety <input checked="" type="checkbox"/> Speed :500/1500 min ⁻¹									
End. Temp. (Low Stage)		100	°C	Cond Inlet Temperature	60	°C			
Cond. Temp.(low stage)		33	°C	Cond Outlet Temperature	90	°C			
Evap. Temp.(Low Stage)		-14	°C						
Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1089	1366	301	3,62	4,54	5HH-550/1/1	4HH-254/2/1	3LL-92/2/1	3LL-120/1/1

Obr. 3 Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 550 pro variantu 2

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1089	1366	301
95	1035	1297	285
90	980	1227	268
85	925	1157	252
80	871	1089	237
75	817	1020	221
70	762	951	206
65	708	884	192
60	654	817	178
55	600	750	164
50	544	681	150

Tab. 4 Částečná zatížení TČ RedGenium 550 pro variantu 2

Conditions	Options	Motor	Controls	Documentation	Comments				
Piston Heatpump RedGenium									
Model	RedGenium 750	Condenser	Liquid						
Frequency	400V/50Hz	Refrigerant	R-717						
Speed Type	Variable	Rating	Full Capacity						
		Efficiency	Highest Efficiency						
		Part Load	Const. Cold In / Warm Out						
Ambient Conditions Condition 1 +									
Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade		Cooling Medium: Water (Non-Corrosive)		Oil : GEA PR-OLEO®C-MH68A-FG					
i End. Temp. (Low Stage)	100 °C	Cond Inlet Temperature	60 °C	Desuperheater					
i Cond. Temp.(low stage)	33 °C	Cond Outlet Temperature	90 °C	Subcooler					
Evap. Temp.(Low Stage)	-14 °C			Safety					
				Speed :500/1500 min ⁻¹					
Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1435	1805	403	3,56	4,48	6TH-500/1/1	5HH-210/1/1	3LL-92/2/1	3LL-180/1/1

Obr. 4 Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 750 pro variantu 2

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1435	1805	403
95	1362	1713	381
90	1292	1623	360
85	1220	1532	339
80	1148	1441	319
75	1076	1351	298
70	1005	1261	279
65	933	1170	259
60	861	1081	240
55	790	991	221
50	718	901	202

Tab. 5 Částečná zatížení TČ RedGenium 750 pro variantu 2

Conditions Options Motor Controls Documentation Comments

Piston Heatpump RedGenium

Model: RedGenium 950 Condenser: Liquid
 Frequency: 400V/50Hz Refrigerant: R-717
 Speed Type: Variable Rating: Full Capacity
 Efficiency: Highest Efficiency
 Part Load: Const. Cold In / Warm Out

Ambient Conditions Condition 1 +

Secondary Refrigerant: R-717 (NH3) cascade
 Cooling Medium: Water (Non-Corrosive)
 Oil : GEA PR-OLEO®C-MH68A-FG
 End. Temp. (Low Stage): 100 °C Cond Inlet Temperature: 60 °C Desuperheater
 Cond. Temp.(low stage): 33 °C Cond Outlet Temperature: 90 °C Subcooler
 Evap. Temp.(Low Stage): -14 °C Safety
 Speed :500/1500 min⁻¹

Condition	Q Cascade kW	Q Heating kW	Power kW	EER Line Qo/Pe	COP Line Qh/Pe	Cascade	Condenser	Subcooler	DeSuperHeater
1	1804	2265	500	3,61	4,53	6HH-650/1/1	5HH-234/2/1	3LL-150/3/1	4LL-120/1/1

Obr. 5 Vstupy zadané do programu RTselect pro návrh TČ RedGenium 950 pro variantu 2

Zatížení [%]	Chladicí výkon [kW]	Topný výkon [kW]	Elektrický příkon [kW]
100	1804	2265	500
95	1714	2149	472
90	1624	2035	445
85	1532	1919	418
80	1443	1805	392
75	1352	1691	366
70	1262	1577	341
65	1172	1472	325
60	1082	1359	300
55	992	1246	275
50	902	1133	250

Tab. 6 Tabulka částečných zatížení TČ RedGenium 750 pro variantu 2

Emailová komunikace se zaměstnancem GEA

03.06.24 15:50

RE: Dotaz na cenovou nabídku TČ pro Diplomovou práci

Dobrý den, pane Bláho,

cena tepelných čerpadel uvedených v příloze je následující:

Varianta 1:

RedGenium550	449 920 Euro
RedGenium750	563 565 Euro

Varianta 2:

RedGenium550	513 222 Euro
RedGenium750	630 063 Euro

V případě zmíněné instalace by náklady na pořízení tepelných čerpadel mohly být přib celkové ceny instalace. Montáže včetně potrubí a izolací pak tvoří 5-10 % z celkové cen dokumentace 5 % z celkové ceny, EMI a MaR 5-10 % z celkové ceny, spuštění včetně ná celkové ceny a armatury+instrumentace 5 % z celkové ceny. Co se týká poměrných nák pouze o velmi hrubé odhady a vždy záleží na konkrétní instalaci. Cena ročního servisu : varianty tepelného čerpadla je přibližně 200 000 Kč a osmi válcové varianty je cca 260

Měrné náklady na 1 m3 akumulční nádrže na vodu do 100 °C a tlakové odolnosti 6 ba 500- 2000 Euro/m3 podle velikosti nádrže.

S pozdravem / Best regards,

Radim Staněk

Project Manager

Heating & Refrigeration Technologies Project Execution Czech Republic Cluster & EEC
Region DACH & EE | Central & Eastern Europe Cluster

Email radim.stanek@gea.com
Mobile +420 778527182
Web www.gea.com



Ceník elektřiny ČEZ



Ceník elektřiny pro podnikatele

Elektřina – na 1 rok (online)

Obchodní sazba		Standard			Akumulace 8		Elektro- mobilita	Akumulace 16	Přimotop			Tepelné čerpadlo	Veřejné osvětlení	
Distribuční sazba		C01d	C02d	C03d	C25d	C26d	C27d	C35d	C45d	C46d	C55d	C56d	C62d	
OBCHODNÍ ČÁST CENY														
Cena za dodávku														
1	Vysoký tarif	Kč/MWh	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 041,40 (3 340,00)	
2	Nízký tarif	Kč/MWh	–	–	–	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	4 646,40 (3 840,00)	–	
3	Stálá platba	Kč/měsíc	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	154,88 (128,00)	
DISTRIBUČNÍ ČÁST CENY														
Cena za distribuci														
4	Vysoký tarif	Kč/MWh	3 901,23 (3 224,16)	2 849,17 (2 354,69)	1 490,72 (1 232,00)	2 654,58 (2 193,87)	1 710,40 (1 413,55)	2 654,58 (2 193,87)	1 364,12 (1 127,37)	790,59 (653,38)	3 901,23 (3 224,16)	790,59 (653,38)	790,59 (653,38)	746,55 (616,98)
5	Nízký tarif	Kč/MWh	–	–	–	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	530,09 (438,09)	–	
Stálá platba za rezervovaný příkon podle jističe														
6	do 3×10 A a do 1×25 A včetně	Kč/měsíc	64,13 (53,00)	154,88 (128,00)	876,04 (724,00)	206,91 (171,00)	543,29 (449,00)	196,02 (162,00)	550,55 (455,00)	550,55 (455,00)	550,55 (455,00)	550,55 (455,00)	550,55 (455,00)	196,02 (162,00)
7	nad 3×10 A do 3×16 A včetně	Kč/měsíc	102,85 (85,00)	246,84 (204,00)	1 402,39 (1 159,00)	331,54 (274,00)	869,99 (719,00)	314,60 (260,00)	879,67 (727,00)	879,67 (727,00)	879,67 (727,00)	879,67 (727,00)	314,60 (260,00)	
8	nad 3×16 A do 3×20 A včetně	Kč/měsíc	128,26 (106,00)	308,55 (255,00)	1 752,08 (1 448,00)	413,82 (342,00)	1 086,58 (898,00)	393,25 (325,00)	1 099,89 (909,00)	1 099,89 (909,00)	1 099,89 (909,00)	1 099,89 (909,00)	393,25 (325,00)	
9	nad 3×20 A do 3×25 A včetně	Kč/měsíc	160,93 (133,00)	385,99 (319,00)	2 191,31 (1 811,00)	517,88 (428,00)	1 358,83 (1 123,00)	491,26 (406,00)	1 374,56 (1 136,00)	1 374,56 (1 136,00)	1 374,56 (1 136,00)	1 374,56 (1 136,00)	491,26 (406,00)	
10	nad 3×25 A do 3×32 A včetně	Kč/měsíc	205,70 (170,00)	493,68 (408,00)	2 803,57 (2 317,00)	661,87 (547,00)	1 738,77 (1 437,00)	627,99 (519,00)	1 759,34 (1 454,00)	1 759,34 (1 454,00)	1 759,34 (1 454,00)	1 759,34 (1 454,00)	627,99 (519,00)	
11	nad 3×32 A do 3×40 A včetně	Kč/měsíc	256,52 (212,00)	617,10 (510,00)	3 505,37 (2 897,00)	827,64 (684,00)	2 173,16 (1 796,00)	785,29 (649,00)	2 199,78 (1 818,00)	2 199,78 (1 818,00)	2 221,56 (1 836,00)	2 199,78 (1 818,00)	785,29 (649,00)	
12	nad 3×40 A do 3×50 A včetně	Kč/měsíc	321,88 (269,00)	771,98 (638,00)	4 381,41 (3 621,00)	1 034,55 (855,00)	2 717,66 (2 246,00)	982,52 (812,00)	2 750,33 (2 273,00)	2 750,33 (2 273,00)	2 804,78 (2 318,00)	2 750,33 (2 273,00)	982,52 (812,00)	
13	nad 3×50 A do 3×63 A včetně	Kč/měsíc	405,35 (335,00)	971,63 (803,00)	5 520,02 (4 562,00)	1 303,17 (1 077,00)	3 423,09 (2 829,00)	1 236,62 (1 022,00)	3 464,23 (2 863,00)	3 464,23 (2 863,00)	3 640,89 (3 009,00)	3 464,23 (2 863,00)	1 236,62 (1 022,00)	
14	nad 3×63 A do 3×80 A včetně	Kč/měsíc	514,25 (425,00)	1 234,20 (1 020,00)	7 010,74 (5 794,00)	1 655,28 (1 368,00)	4 347,53 (3 593,00)	1 570,58 (1 298,00)	4 399,56 (3 636,00)	4 399,56 (3 636,00)	5 177,59 (4 279,00)	4 399,56 (3 636,00)	1 570,58 (1 298,00)	
15	nad 3×80 A do 3×100 A včetně	Kč/měsíc	642,51 (531,00)	1 542,75 (1 275,00)	8 762,82 (7 242,00)	2 069,10 (1 710,00)	5 434,11 (4 491,00)	1 963,83 (1 623,00)	5 499,45 (4 545,00)	5 499,45 (4 545,00)	7 857,74 (6 494,00)	5 499,45 (4 545,00)	1 963,83 (1 623,00)	
16	nad 3×100 A do 3×125 A včetně	Kč/měsíc	803,44 (664,00)	1 928,74 (1 594,00)	10 954,13 (9 053,00)	2 586,98 (2 138,00)	6 792,94 (5 614,00)	2 455,09 (2 029,00)	6 874,01 (5 681,00)	6 874,01 (5 681,00)	12 573,11 (10 391,00)	6 874,01 (5 681,00)	2 455,09 (2 029,00)	
17	nad 3×125 A do 3×160 A včetně	Kč/měsíc	1 028,50 (850,00)	2 468,40 (2 040,00)	14 020,27 (11 587,00)	3 310,56 (2 736,00)	8 695,06 (7 186,00)	3 142,37 (2 597,00)	8 799,12 (7 272,00)	8 799,12 (7 272,00)	20 945,10 (17 310,00)	8 799,12 (7 272,00)	3 142,37 (2 597,00)	
18	nad 3×160 A za každý 1 A	Kč/měsíc	6,43 (5,31)	15,43 (12,75)	87,63 (72,42)	20,69 (17,01)	54,34 (44,91)	19,64 (16,23)	54,99 (45,45)	54,99 (45,45)	130,99 (108,18)	54,99 (45,45)	19,64 (16,23)	
19	nad 1×25 A za každý 1 A	Kč/měsíc	2,14 (1,77)	5,14 (4,25)	29,21 (24,14)	6,90 (5,70)	18,11 (14,97)	6,55 (5,41)	18,33 (15,15)	18,33 (15,15)	43,63 (36,06)	18,33 (15,15)	6,55 (5,41)	
Ostatní poplatky														
20	Daň z elektřiny	Kč/MWh	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	34,24 (28,30)	
21	Cena za systémové služby	Kč/MWh	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	257,51 (212,82)	
22	Činnost OTE	Kč/měsíc	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	5,01 (4,14)	