



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TEPELNÉHO ZDROJE LOKÁLNÍ SOUSTAVY CZT

DESIGN OF THE HEAT SOURCE OF THE LOCAL DISTRICT HEATING SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Veronika Svobodová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Veronika Svobodová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh tepelného zdroje lokální soustavy CZT

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce bude zaměřena na posouzení a návrh rekonstrukce tepelného zdroje soustavy centrálního zásobování teplem. Jedná se o modernizaci a provozní optimalizaci stávajícího zdroje na základě provozních dat soustavy centrálního zásobování teplem. Úprava centrálního tepelného zdroje bude navržena na základě technicko-ekonomického hodnocení celého tepelného systému, s přihlédnutím na nejnovější trendy a ekonomiku provozu těchto zdrojů.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Popis stávajícího stavu tepelného zdroje a soustavy centrálního zásobování teplem.
- 2) Výpočet potřebného tepelného výkonu zdroje na základě provozních dat soustavy centrálního zásobování teplem.
- 3) Návrh skladby a výkonů jednotlivých kotlů tepelného zdroje.
- 4) Technicko-ekonomické zhodnocení provozu zdroje.

Seznam doporučené literatury:

DVORSKÝ, E. a HEJTMÁNKOVÁ, P., Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN – technická literatura, 2005. ISBN 8073001187.

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá systémem centrálního zásobování teplem, tepelnými zdroji a strojním a zabezpečovacím zařízením kotelen. Hlavním cílem práce je modernizace části tepelných zdrojů s příslušným zařízením kotelny v souladu s nejnovější dostupnou technologií. Získaná tepelná energie je využívána k vytápění či ohřevu teplé užitkové vody pro bytové a nebytové objekty v blízkém okolí kotelny. V teoretické části se práce podrobněji zaměřuje na kotelny, konkrétně na zdroje tepelné energie, strojní a zabezpečovací zařízení kotelen, vzduchotechniku a na odvod spalin. Poznatky jsou uplatněny při řešení návrhu nového uspořádání kotelny. Následuje podrobný popis aktuálního stavu kotelny a tepelných sítí. Nedílnou součástí práce je posouzení skladby současných zdrojů tepla a vytvoření návrhu výměny nevyhovujících zdrojů a příslušných zařízení. Posledním cílem je ekonomické zhodnocení navrženého řešení projektu.

Abstract

The diploma thesis is focused on district heat supply, heat sources, machinery and safety equipment of boiler rooms. The main goal of the thesis is to modernize parts of the heat sources with the respective boiler room equipment in accordance with the latest available technology. The generated thermal energy is used for heating or hot water production for residential and non-residential buildings in the vicinity of the boiler room. In the theoretical part, the thesis focuses in more detail on boiler rooms, specifically on heat energy sources, machinery and safety equipment of boiler rooms, system ventilation and combustion exhaust. The findings are applied in the design of the new boiler room layout. It is followed by a detailed description of the current state of the boiler room and heat networks. An essential part of the work is the assessment of layout of the current heat sources and the creation of a new design for the replacement of insufficient sources and related equipment. The last goal is an economic overview of the designed project solution.

Klíčová slova

Systém centrálního zásobování teplem, kotelna, tepelné zdroje, kotel, zemní plyn, strojní a zabezpečovací zařízení.

Keywords

District heating system, boiler room, heat sources, boiler, natural gas, machinery and safety equipment.

Bibliografická citace

SVOBODOVÁ, V. *Návrh tepelného zdroje lokální soustavy CZT*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019, 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Poděkování

Ráda bych tímto poděkovala společnosti Energotechnické služby s.r.o., že mi umožnila pracovat na tomto projektu, a zvláště pak panu Ing. Janu Drbošalovi za cenné rady, ochotu a čas věnovaný konzultacím při zpracování diplomové práce. Poděkování patří také doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za trpělivost a vstřícný přístup. Na závěr chci poděkovat své rodině a přátelům za podporu během celého studia.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. 5. 2019

.....

Svobodová Veronika

Obsah

1	Úvod	15
2	Teplárenství	17
2.1	Zásobování teplem.....	17
2.1.1	Historie zásobování teplem	17
2.2	System centralizovaného zásobování teplem (CZT)	18
2.2.1	Tepelné zdroje pro soustavy CZT	19
2.2.2	Tepelné sítě	20
2.2.3	Předávací stanice (PS).....	22
3	Kotelny	23
3.1	Druhy kotlů.....	24
3.1.1	Kombinovaný plamencový žárotrubný kotel	25
3.1.2	Vodotrubnaté kotle	26
3.1.3	Hydraulická zapojení kotelen.....	29
3.2	Strojní zařízení kotelen	31
3.2.1	Oběhová čerpadla	31
3.2.2	Regulační ventily	32
3.2.3	Potrubí.....	32
3.2.4	Rozdělovač a sběrač.....	32
3.2.5	Úprava vody	32
3.3	Zabezpečovací zařízení kotelen.....	33
3.3.1	Pojistné ventily	33
3.3.2	Expanzní a doplňovací zařízení.....	33
3.4	Vzduchotechnické zařízení a odvod spalin	34
3.4.1	Přívod vzduchu a větrání kotelny	34
3.4.2	Odvod spalin.....	35
4	Stávající stav tepelného zdroje a soustavy CZT	37
4.1	Popis soustavy CZT	37
4.2	Popis stávajícího tepelného zdroje.....	38
4.2.1	Schéma kotelny	38
4.2.2	Biomasový kotel	39
4.2.3	Plynové kotle.....	40
4.2.4	Kogenerační jednotka	41
4.2.5	Strojní a zabezpečovací zařízení kotelny	42
5	Výpočet potřebného tepelného výkonu zdroje	45
5.1	Výpočet příkonu jednotlivých odběrných míst pro topné období	45
5.2	Výpočet tepelného příkonu pro topné období	47
5.2.1	Výpočet hmotnostního průtoku otopné vody	47
5.3	Výpočet tepelného příkonu pro letní období.....	48
6	Návrh skladby a výkonů jednotlivých tepelných zdrojů	49
6.1	Plynový kotel Vitomax 200-LW	50

6.2	Plynový kotel Vitomax 100-LW.....	51
6.3	Návrh oběhového čerpadla.....	52
6.4	Návrh expanzního zařízení.....	54
6.5	Návrh pojistného zařízení.....	55
6.6	Návrh úpravny vody.....	57
7	Technicko-ekonomické zhodnocení provozu zdroje	59
7.1	Vstupní data.....	59
7.2	Investiční náklady na zařízení kotelny	60
7.3	Ekonomické faktory	60
7.4	Provozní zisky a výdaje.....	61
7.5	Ekonomické zhodnocení	62
8	Závěr.....	65
9	Bibliografie	67
10	Seznam zkratk	71
11	Seznam symbolů.....	73
12	Seznam obrázků	75
13	Seznam tabulek	77
14	Seznam příloh.....	79

1 Úvod

Teplárenství je nedílnou součástí energetiky s dlouholetou tradicí. Část dnešních tepelných zdrojů stále využívá původní technologie, které je nutné postupně modernizovat. Při práci projektanta je možné se setkat ať už s modernizací teplárenských zdrojů nebo s modernizací teplárenských sítí. Důvodem pro zahájení modernizace může být zvýšení efektivity samotného provozu, nutnost snižování emisí nebo vyšší poptávka po tepelné energii. Diplomová práce je zaměřena na modernizaci části tepelných zdrojů, v souladu s nejnovější dostupnou technologií, z důvodu ukončení jejich životnosti a zároveň možnosti zlepšení ekonomiky provozu. Tepelná energie je v tomto případě využívána k vytápění či ohřevu teplé užitkové vody pro bytové a nebytové objekty v blízkém okolí kotelny okresního města.

První teoretická část diplomové práce se zabývá rozбором systému CZT, popisem tepelných sítí a tepelnými zdroji CZT. Podrobněji je práce zaměřena na kotelny, konkrétně na zdroje tepelné energie, strojní a zabezpečovací zařízení kotelen, vzduchotechniku a na odvod spalin. Všechny poznatky z rešerše jsou použity jako podklad pro popis stávajícího stavu kotelny a posléze pro řešení nového návrhu uspořádání zdrojů a příslušného vybavení v kotelně. Samotnému návrhu musí předcházet studie technických norem, které vymezují předpisy pro danou problematiku projektu.

V uplynulých letech došlo k výměně tepelných sítí a propojení dvou systémů CZT napojených na okresní kotelnu. Důvodem bylo velké předdimenzování kotelny oproti poptávce tepelné energie a zároveň možnost navýšení počtu odběrných míst podél trasy teplovodu. Celkový popis současné tepelné sítě a stávajícího stavu kotelny je v další části této diplomové práce.

Aktuálně se v kotelně nachází tři kotle a jedna kogenerační jednotka (KJ). Primárním zdrojem je biomasový kotel na dřevní štěpku, který bude pro svůj dobrý technický stav ponechán. Naopak KJ a sekundární zdroje v podobě plynových kotlů budou demontovány a nahrazeny novým zařízením. S návrhem nových sekundárních zdrojů, který se odvíjí od výpočtu potřebného tepelného výkonu kotelny, je spojen návrh zabezpečovacích zařízení a dalšího strojního zařízení.

Nedílnou součástí každého projektu je jeho ekonomické zhodnocení založené na několika kritériích. Mezi nejdůležitější patří prostá a diskontovaná návratnost, čistá současná hodnota (NPV) a vnitřní výnosové procento. Nejdříve je ovšem nutné určit celkové náklady spojené s vybavením kotelny, provozní výdaje a zisky vycházející z prodeje tepla spotřebitelům.

Tato diplomová práce rovněž nastíní činnost projektanta při navrhování tepelných zdrojů a příslušných zařízení v kotelně centrálního zásobování teplem.

2 Teplárenství

Pojem teplárenství je užíván ve dvojitým smyslu. V minulosti bylo teplárenství spojeno především s kombinovanou (společnou) výrobou elektrické energie a tepla. Dnes se již používá výraz kogenerace. Pojem teplárenství tedy zobecněl a stal se pojmem pro průmyslový obor, který má za úkol zásobovat spotřebitele teplem. [1]

2.1 Zásobování teplem

Zásobováním teplem rozumíme dodávku tepla určenou pro uspokojení potřeby uživatelů. Teplo je využíváno pro vytápění, ohřívání teplé užitkové vody, větrání, klimatizaci a pro technologické účely. Z centrálního zdroje se teplo dopravuje ke spotřebiteli pomocí horké vody, páry nebo teplé vody. V dnešní době je nejrozšířenějším teplonosným médiem voda, která je chemicky upravována (demineralizována, změkčena). [2] Z hlediska vzájemného umístění zdroje a spotřebičů se zásobování teplem dělí na:

- a) lokální (decentralizované) – umístění tepelného zdroje přímo v objektu pro přímou dodávku tepla, včetně domovních kotelen,
- b) centralizované – tepelné zdroje vzdáleny od spotřeby a spojené rozsáhlými tepelnými sítěmi. [3] [4]

2.1.1 Historie zásobování teplem

Od počátku 20. let 20. století se začalo rozvíjet teplárenství. Historii lze rozdělit do několika charakteristických časových období.

Za první významné období lze považovat zakládání soustav centralizovaného zásobování teplem (SCZT) ve 20. až 40. letech 20. století. Budování prvních teplárenských soustav začalo z několika důvodů. Jedním z nich byl rozsáhlý rozvoj průmyslové výroby ve městech, spojený s potřebou velkého množství tepla. S rozvojem průmyslu ve městech bylo nutné zajistit vytápění pro nově postavené byty v dělnických čtvrtích a tím vytvořit komfortní prostředí pro život. Dalším významným důvodem byl rychlý vývoj elektroenergetiky, tedy potřeba nových a větších energetických zdrojů pro provoz místních nebo regionálních elektrizačních soustav. Během 30. let vznikly velmi moderní a pokrokové teplárenské soustavy se zdroji na tuhá paliva kombinující výrobu elektřiny a tepla. [5]

Poválečná doba 50. a 60. let je považována za druhé mezní období. Zásadní příčinou rozvoje velkých teplárenských soustav byl nejen rozsáhlý rozmach těžkého průmyslu spojený se zvyšující se energetickou náročností a sdružováním pracovních sil do průmyslových oblastí, ale i tvorba jednotného systému elektrizačních soustav. Toto propojení znamenalo nutnost výstavby nových systémových elektráren, které byly současně významným zdrojem tepla. Další možnou příčinou byly preference centrálního způsobu plánování a financování velkých staveb oproti drobným a rozptýleným projektům. Výsledkem druhého období tedy bylo budování nových zdrojů tepla v podobě elektráren nebo tepláren situované mimo centra měst, tepelných napáječů a rozsáhlých SCZT. [5]

V 70. a 80. letech, považovaných za třetí období, byl teplárenský rozvoj poznamenán zejména výstavbou satelitních panelových sídlišť, okrskových centralizovaných zdrojů tepla

a nástupem ušlechtilých paliv. Jedním z hlavních problémů v rozvoji byl nedostatek finančních prostředků, který zapříčinil budování levných, ale energeticky náročných soustav na sídlištích s kotelnami využívajícími ušlechtilá paliva nebo rozšiřování rozsáhlejších soustav, kde se ovšem plánovalo nejlevnější řešení zdrojů, tzn. výtopenké. Toto období tedy můžeme charakterizovat tím, že se tvořily sídlištní, technicky zaostalé výtopy s absencí měřících a regulačních prvků, sítě v klasickém kanálovém uložení a technologicky neměnné předávací stanice. [5]

Vývoj na přelomu tisíciletí je ovlivněn zejména příchodem zahraničních investorů, tvorbou konkurenceschopného prostředí, přijetím nových energetických a ekologických zákonů, a především dostupností moderních teplárenských technologií. Z výše uvedeného vyplývá, že nedocházelo ke stavbě nových soustav CZT, začaly se užívat nové zdroje (např. fluidní kotle, kogenerační jednotky), na přenos teplotnosné látky se nově používaly předizolované potrubní systémy a u spotřebitelů se kladl důraz na prvky regulace a měření. [5]

V současné době dochází ve zvýšené míře k obnově stávajících sítí SCZT, je upřednostňována unifikace jednotlivých technologických prvků a více se uplatňují obnovitelné zdroje, kogenerace a akumulace. Vývoj je ovlivněn legislativními normami a energetickou politikou zemí EU. Nové systémy jsou výrazně flexibilnější, provozovány při nižších teplotách a tlacích a čas potřebný na výstavbu či likvidaci se podstatně zkrátil. [5]

V následující tabulce je uveden přehled s charakteristickými prvky teplárenství v průběhu historie.

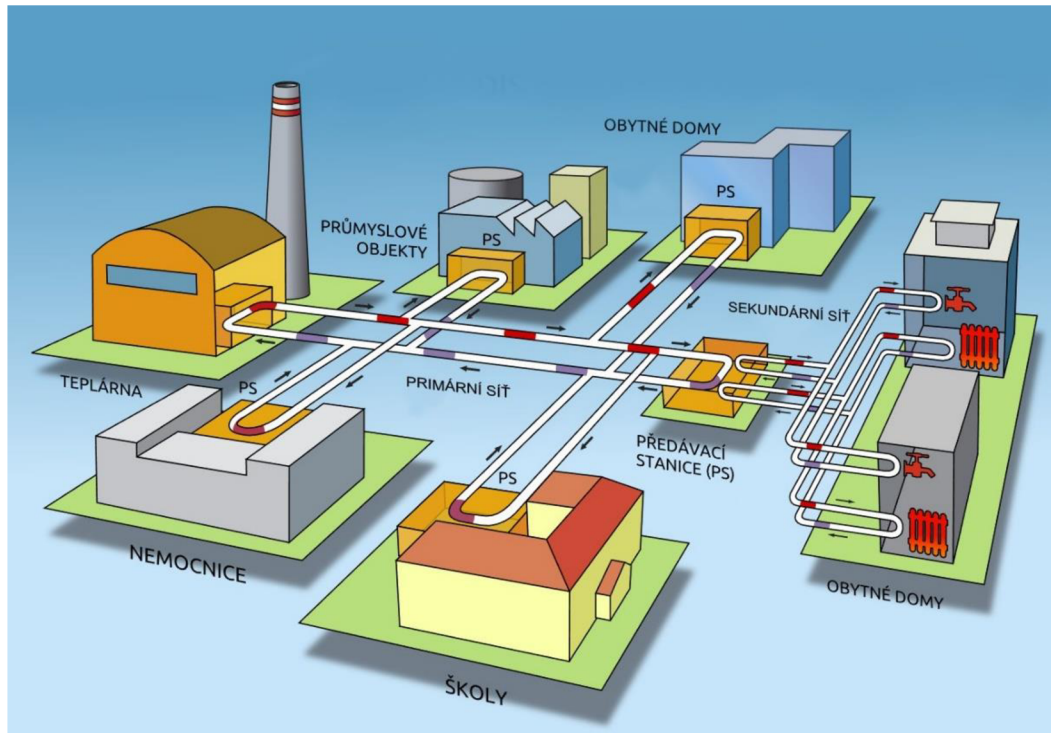
Tabulka 1: Charakteristické prvky teplárenství v průběhu historie [5]

OBDOBÍ CHARAKTERISTIKA	20. až 40. léta 20. století	50. a 60. léta 20. století	70. a 80. léta 20. století	přelom tisíciletí	20. a 30. léta 21. století
Charakteristika vývoje teplárenství v ČR	počátek teplárenství	extenzivní rozvoj	technické zaostávání	ekologizace racionalizace	intenzifikace kvalita
Typické zdroje nově budovaných SCZT	teplárny (výtopy)	elektrárny (teplárny)	výtopy (elektrárny)	malé teplárny	všechny typy
Typické druhy používaných paliv	uhlí	uhlí	topné oleje (uhlí)	zemní plyn	všechny druhy (biomasa)
Typicky používaná teplotnosná látka	pára	horká voda (pára)	horká voda	teplá voda (horká voda)	teplá voda
Charakteristika zásobované oblasti	průmysl (sídliště)	města (průmysl)	sídliště (průmysl)	sídliště	části měst
Používaný způsob uložení tepelných sítí	nadzemní (kanálové)	kanálové (nadzemní)	kanálové	bezkanálové podzemní	bezkanálové podzemní
Běžné používané typy odběrných zařízení	přímé odběry (objektové PS)	okrskové PS	okrskové PS	objektové PS (přímé odběry)	objektové PS (přímé odb.)

2.2 Systém centralizovaného zásobování teplem (CZT)

Jedná se o systém zprostředkávající centrální výrobu tepla jedním nebo více tepelnými zdroji a následný přenos tepla primárními tepelnými sítěmi k předávacím stanicím (PS), kde dochází k úpravě parametrů teplotnosného média na bezpečnostní parametry. Předávací stanice jsou instalovány přímo v objektu nebo samostatně mimo objekt. Samostatné předávací stanice

zajišťují dodávku topné a teplé vody pomocí sekundárních tepelných sítí do vnitřních zařízení obytných domů pro více odběratelů (Obr. 1).



Obr. 1 – Schéma CZT [6]

Mezi největší výhody centralizovaného zásobování teplem patří vyšší energetická účinnost, možnost kombinované výroby elektřiny, úspora paliva s možností spalování méně hodnotných paliv, zvýšení komfortu pro spotřebitele, menší počet pracovníků nutných k obsluze zařízení a nižší náklady na budování nových bytových domů, jelikož se nemusí budovat samostatné kotelny. Ovšem hlavní nevýhodou jsou vysoké počáteční investiční náklady, s tím spojená doba trvání výstavby a problémy při budování nových sítí v již zastavěných oblastech. Navíc pokud nedochází k plnému využití soustavy, stává se její provoz neefektivní. [3]

2.2.1 Tepelné zdroje pro soustavy CZT

Zdroje tepla v systému CZT slouží k získávání tepla pro tepelnou soustavu a dělíme je na základní a špičkové. Toto rozdělení vychází z diagramu ročního průběhu potřeby tepla. Za základní zdroje tepla považujeme teplárny, výtopy a okrskové kotelny. Liší se podle druhu používaného paliva, využití kogenerace, velikosti zdrojů a instalovaného výkonu. Špičkovými zdroji rozumíme zařízení, která slouží k pokrytí dodávek tepla pouze v době nejvyšší poptávky. [7]

a) Teplárny

V teplárně s největším instalovaným výkonem dochází ke kombinované výrobě tepla a elektrické energie. Fungují principiálně tak, že při spalování paliva vzniká energie, kterou je poháněna parní vysokotlaká turbína a ta je přes hřídel propojena s generátorem elektrické energie. Do tepelných výměníků proudí horká pára, která předá teplo do soustavy CZT.

Část vyrobené elektrické energie se spotřebuje pro potřeby teplárny, zbytek je dodáván do elektrizační soustavy.

b) Výtopny

Výtopny vyrábějí tepelnou energii s nižším výkonem do desítek MW a jejich předností je jednoduchost a menší investiční náklady než u tepláren. Dnes již převažují výtopny vytápěné zemním plynem, případně biomasou a v poslední době jsou doplňovány kogeneračními jednotkami. Spalováním paliva dochází v kotli k ohřevu vody, která přímo nebo přes výměník předá tepelnou energii do rozvodné soustavy CZT. Výtopny dodávají teplo do celých obytných nebo průmyslových oblastí. [7]

c) Okrskové kotelny

Za nejmenší zdroje tepelné energie jsou považovány okrskové kotelny s instalovaným výkonem v řádu jednotek MW. Zásobují teplem větší počet budov, mohou být umístěny v jednom z objektů nebo samostatně. Dnes jsou nejvíce využívány plynové kondenzační kotle nebo biomasové kotle, případně jsou doplňovány kogeneračními jednotkami. [5]

2.2.2 Tepelné sítě

Tepelné sítě, jiným názvem potrubní soustavy, tvoří komplex objektů a zařízení určených k dopravě tepla prostřednictvím teplonosné látky ze zdrojů k odběratelům nebo pro spojení zdrojů tepla mezi sebou. [8] Rozlišujeme tepelné sítě vodní a parní, které se dále dělí na tepelné napáječe, tepelné sítě rozvodné a přípojky tepelných sítí k jednotlivým zásobovaným objektům. [7]

Vodní tepelné sítě dopravují teplo pomocí vody a rozdělujeme je na teplovodní a horkovodní. Mezní teplota pro určení horké a teplé vody je 110 °C. U teplovodních sítí má teplota vody maximálně 110 °C, u horkovodních je teplota vody nad 110 °C (asi do 150 až 180 °C). Dle normy ČSN 06 03 10 se vodní tepelné soustavy rozdělují na [9]:

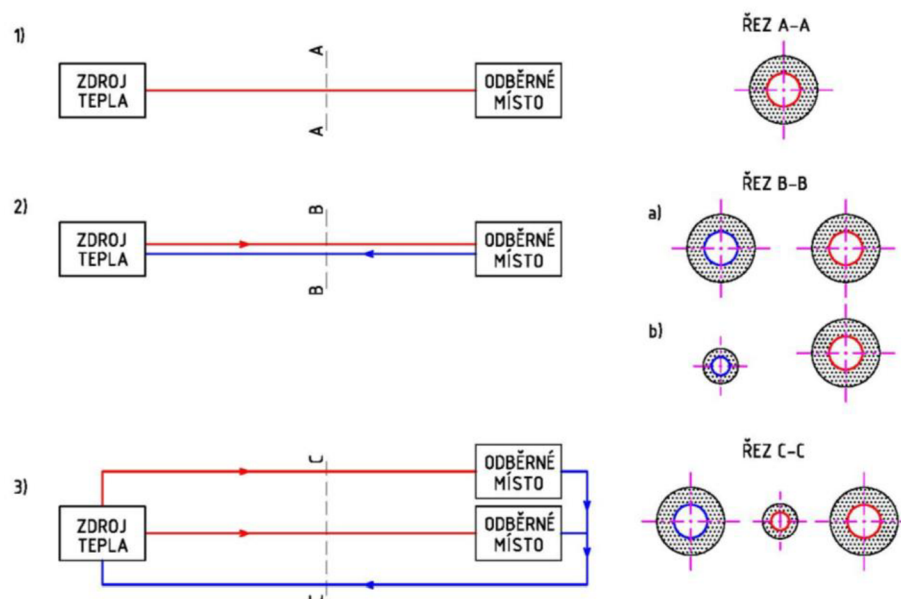
- teplovodní s nejvyšší dovolenou teplotou otopné vody do 110 °C včetně – užívají se k vytápění objektů s nepřetržitým provozem nebo při provozu s krátkými přestávkami,
- teplovodní nízkoteplotní s nejvyšší dovolenou teplotou otopné vody do 65 °C – používají se například pro velkoplošné podlahové vytápění nebo pokud zdroj tepla dodává teplonosnou látku s nízkou teplotou,
- horkovodní s nejvyšší dovolenou teplotou nad 110 °C – nachází využití především u rozsáhlých soustav CZT nebo k vytápění výrobních objektů a skladů.

Parní tepelné sítě dopravují teplo pomocí vodní páry syté nebo mírně přehřáté. Dle normy ČSN 06 03 10 se parní tepelné sítě rozdělují na [9]:

- podtlakové s tlakem nižším, než je tlak atmosférický,
- nízkotlaké s přetlakem páry do 0,07 MPa – využívají se k vytápění objektů, ve kterých se část páry použije pro výrobní účely technologického procesu,
- středotlaké s přetlakem páry od 0,07 MPa do 1,6 MPa – využívané v obdobných případech jako nízkotlaké parní a horkovodní sítě.

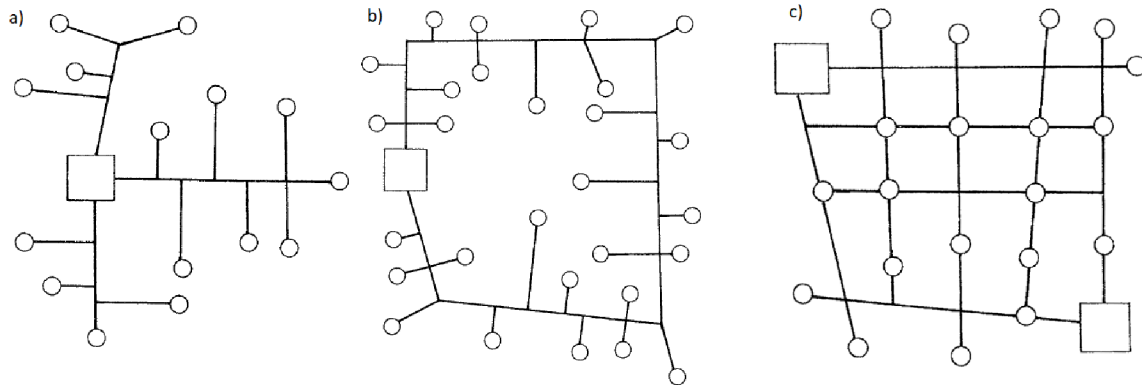
Dále rozeznáváme primární a sekundární sítě, které jsou rozděleny předávacími stanicemi (Obr. 1). [7] Primární sítě se vyskytují s různým počtem trubek – jednotrubkové,

dvoutrubkové a třítrubkové (Obr. 2). Nejnižší investiční náklady mají jednotrubkové sítě, kde se teplotonosná látka nevrací zpět do zdroje. Tyto sítě se dnes již téměř nepoužívají. Naopak nejrozšířenější jsou sítě dvoutrubkové složené z přívodního a vratného potrubí. Investičně jsou nákladnější, ale umožňují stálou cirkulaci teplotonosné látky mezi zdrojem a spotřebičem tepla. Jestliže potrubím proudí voda, obě potrubí mají stejný průměr a jsou tepelně izolována. Pokud je teplotonosnou látkou pára, vratné (kondenzátní) potrubí má menší průměr než potrubí přívodní (parní). Třítrubkové sítě se využívají pouze tehdy, když se teplo dodává spotřebičům ve dvou teplotních nebo tlakových úrovních a pokud je spotřeba tepla jednoho spotřebiče časově odlišná. [5]



Obr. 2 – Schéma sítě: 1) jednotrubkové, 2) dvoutrubkové: a) vodní, b) parní, 3) třítrubkové

Tepelné sítě mohou vytvářet paprskovité (větvené), okružní a mřížové uspořádání. Nejčastěji se vyskytují paprskovité sítě, neboť jsou vhodné pro velmi rozlehlé zásobované území. Ze zdroje vychází několik tepelných napáječů, které se dále větví k jednotlivým předávacím stanicím (Obr. 3a). Okružní síť je typická svými vzájemně propojenými napáječi. Umožňuje paralelní připojení špičkového nebo dodatkového zdroje a uplatňuje se především na území s hustější zástavbou (Obr. 3b). Mřížové sítě se skládají z několika vzájemně propojených okruhů umístěných v těsné blízkosti. Tento typ je vhodný spíše pro plynovody a vodovody, v teplotárnství se nepoužívá (Obr. 3c). [5]



Obr. 3 – Uspořádání tepelných sítí: a) paprskovitě, b) okružní, c) mřížové [5]

Podle způsobu uložení se vyskytují sítě pozemní, nadzemní a uložené v zemi. Nejlevnější je pozemní vedení, ve městech se z praktických a estetických důvodů uplatňují uložení v zemi. Nadzemní vedení se v dnešní době víceméně nepoužívá, pouze ve výjimečných případech, například při přechodu malých toků nebo jiných překážek. [5]

2.2.3 Předávací stanice (PS)

Předávací stanice jsou zařízení určené k úpravě stavů teplotního média na hodnoty vyžadující vnitřním zařízením připojených objektů. Hlavním úkolem je tedy propustit potřebné množství tepla, které se současně měří a upraví na hodnoty hygienicky a bezpečnostně přípustné pro užití odběratelů. Proto je zde zpravidla instalováno několik ovládacích, měřicích, regulačních prvků a bezpečnostních prvků. [8] [5]

Pokud jsou ovšem parametry teplotního média pro odběratele přípustné bez PS, lze zajistit odběr tepla přímým připojením odběratelských soustav na primární tepelnou síť. Připojení je realizováno pomocí předávacího místa na potrubí, které je vybaveno pojistným zařízením a měřičem spotřeby tepla. [5]

Předávací stanice se dělí na [5]:

a) tlakově závislé

- Přímé připojení odběratelské soustavy – nejjednodušší připojení.
- Připojení odběratelské soustavy přes směšovací ejektor – je nutná taková tlaková únosnost spotřebičů, aby snesly tlak média z primární sítě. Zároveň je nezbytné udržovat nižší teplotu oběhové vody v soustavě spotřebitele oproti tepelné síti.
- Připojení odběratelské soustavy se směšovacím čerpadlem – je vhodné využít, pokud se vyžaduje snížená teplota oběhové vody spotřebitelské sítě oproti primární síti.

b) tlakově nezávislé

- Připojení odběratelské soustavy pomocí výměníků tepla – výhodou je dokonalé oddělení primární sítě se spotřebitelskou soustavou a tím více možností regulace tepelného výkonu.

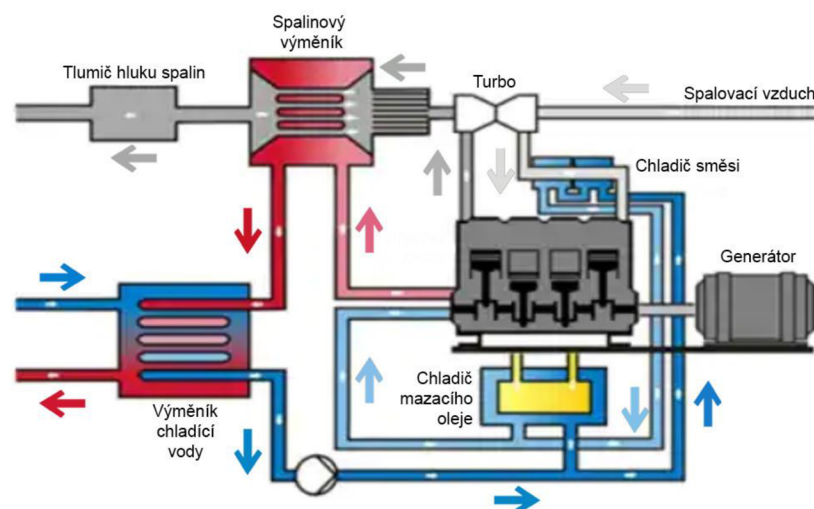
3 Kotelny

Kotelna je často samostatná budova, zvláštní přístavek, vyhrazený prostor v místnosti nebo skříň, ve které se nachází jeden nebo více kotlů sloužících k přípravě teplé užitkové vody a výrobu tepla pro vytápění. Kotelna může být součástí většího technologického celku (teplárna, průmyslový závod atd.) nebo může působit jako samostatný zdroj. Provedení kotelny závisí především na druhu paliva, kotlů a na způsobu spalování. Normy a předpisy platí pro kotelny s jmenovitým výkonem nad 50 kW u jednoho kotle, pro více kotlů součtovým výkonem nad 100 kW. V kotelně se mimo kotlů nachází pomocná zařízení, jako jsou oběhová čerpadla, koncová část palivového hospodářství, zabezpečovací zařízení, expanzní nádrže, ventilátory a vzduchotechnika, akumulční nádrž, měřící zařízení apod. [5]

Při navrhování kotelny s větším počtem kotlů je nutné pohlížet na vzájemné propojení zařízení tak, aby bylo možné odstavení z provozu jednoho zařízení nezávisle na ostatních. Zároveň by každé zařízení mělo být využito po celý rok pro pokrytí potřeby tepla. Pokud mezi kotli nejsou umístěny uzavírací armatury, sestava se posuzuje jako jeden kotel. Volba počtu kotlů musí vycházet z maximálního denního diagramu potřeby tepla s přihlédnutím k minimálním odběrům tepla ze sítě. Aby byla zajištěna spolehlivost zdroje tepla, je nutné zvolit odpovídající zálohu zařízení. Její velikost závisí na charakteru provozu a volí se takovým způsobem, aby při odstavení kotle s největším výkonem bylo zbývajících jednotkami dosaženo 60 % maximálního provozního výkonu zařízení. Celkový výkon zařízení se určí součtem výkonů jednotlivých navržených kotlů. [9]

Pro volbu kotlů zohledňujeme několik základních kritérií. Nejdůležitějším kritériem je hodnota potřebného tepelného výkonu a jeho průběh během jednoho roku. Dále dostupnost paliva, vhodné umístění zdrojů a možnosti uskladnění paliva a popele. [5]

Kotle mohou být nahrazeny kogenerační jednotkou. Jedná se o zařízení, které kombinuje výrobu elektřiny a tepla. Pojmem kogenerační jednotky jsou především označovány menší zdroje se spalovacími motory modifikované pro spalování plynů jako zemní plyn nebo bioplyn (Obr. 4).



Obr. 4 – Schéma kogenerační jednotky Viessmann [10]

Základním prvkem je zážehový spalovací motor, na který je přes spojku na hřídeli připojen elektrický generátor. Dalším prvkem jsou výměníky využívající odpadní teplo, které se získává z chladicího okruhu motoru, z chladiče oleje a odcházejících spalin. Palivo, které se mísí se vzduchem, vytváří zápalnou směs a ta je stlačována v turbodmyčadle poháněném spalinami vystupujícími z motoru. Jelikož dochází při kompresi ke zvýšení teploty směsi, musí se nejdříve ochladit v externím chladiči a až poté je vedena do motoru. Získané teplo je ve formě vody o teplotě do 100 °C. [5]

Kogenerační jednotky tohoto typu se vyrábí ve velkém rozsahu výkonů od 5 kW do cca 5 MW. V posledních letech jsou kogenerační jednotky velmi využívané hlavně z důvodu výhodného využití odpadního tepla, snížení spotřeby primární energie přiváděné ve formě fosilního paliva a snižování produkce CO₂. Největší nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady. Pokud má zařízení malé využití během roku, z ekonomického hlediska je toto zařízení ztrátové. Kogenerační jednotky jsou pouze výjimečně instalovány samostatně, dodávka tepla bývá zajištěna ještě z dalších paralelně připojených zdrojů, obvykle z teplovodních kotlů. [5]

3.1 Druhy kotlů

Kotle jsou zařízení, ve kterých dochází spalováním paliva k ohřevu vody nebo jiného média (oleje) a k výrobě páry z vody. [11] Dělení kotlů je velmi rozsáhlé, proto je níže uvedeno rozdělení a podrobný popis pouze u vybraných typů podle potřeb diplomové práce.

Obecně lze v energetice dělit kotle podle jejich užití na [11]:

- elektrárenské – výroba páry pro turbínu,
- teplárenské – výroba páry pro turbínu a pro vytápění,
- výtopenské – ohřev vody pro zásobování teplem.

Podle způsobu krytí zatížení rozdělujeme kotle špičkové, pološpičkové a základní.

Dále lze kotle rozdělit podle pracovního média na [11]:

- teplovodní – teplota vody do 110 °C,
- horkovodní – teplota vody nad 110 °C,
- parní.

Podle použitého paliva rozdělujeme kotle [11]:

- na tuhá paliva – fosilní paliva, biomasa a tuhé zbytky,
- na kapalná paliva – topné oleje a kapalné odpady,
- na plynná paliva – zemní plyn, průmyslově vyráběné plyny a odpadní plyny,
- na směsi paliv.

Podle způsobu spalování tuhých paliv rozlišujeme kotle [11]:

- roštové – palivo se spaluje na roštu,
- fluidní – palivo se spaluje ve fluidní vrstvě,
- práškové – palivo rozemleté na drobné části se spaluje v hořácích.

Kotle lze také dělit podle množství vody. Zařízení s menším obsahem vody rozdělujeme na kotle [1]:

- s přirozeným oběhem vody,

- s povzbuzeným oběhem vody,
- průtočné.

Podle přetlaku páry na výstupu z kotle se dle ČSN 07 0000 dělí na [1]:

- nízkotlaké – do 0,05 MPa,
- středotlaké – do 1,6 MPa,
- vysokotlaké – do 16 MPa,
- velmi vysokotlaké – nad 16 MPa.

Z hlediska konstrukčního řešení se kotle dělí na [1]:

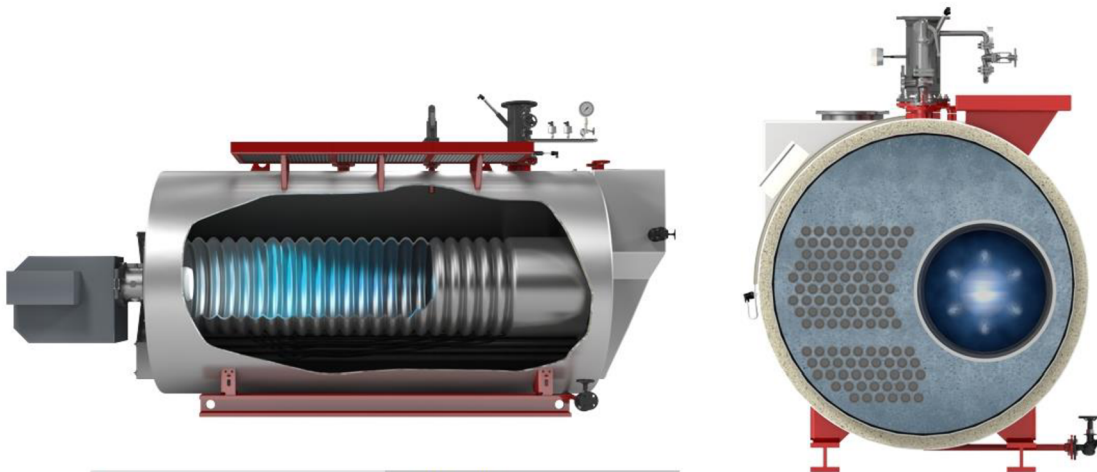
- velkoprostorové – válcové, žárotrubné, plamencové a kombinované z předchozích dvou typů – moderní kotle s relativně velkým obsahem vody a bez cirkulačního okruhu,
- vodotrubnaté – bubnové, průtočné – kotle s malým obsahem vody.

3.1.1 Kombinovaný plamencový žárotrubný kotel

Typickým znakem velkoprostorových kotlů je velký obsah vody, nedochází u nich k cirkulaci vody a jedná se o kotle nízkotlaké nebo středotlaké. Skládají se z velkého bubnu, ve kterém je voda, a z žárových trubek či plamence, které jsou uvnitř bubnu a proudí jimi horké spaliny (Obr. 5). Kombinovaný plamencový žárotrubný kotel je poslední vývojový stupeň velkoprostorových kotlů. S plynovým hořákem je vyráběn pro tepelné výkony do 12 MW a vyrábějí se v parním nebo teplovodním provedení. Jedná se o kotel s přetlakovým spalováním. Kotle mají účinnost mezi 90–95 % podle použitého paliva. Dříve se tyto kotle vyráběly standardně i na tuhá paliva, dnes se ovšem používá pouze zemní plyn nebo topný olej. [1] [5]

Spalovací prostor tvoří plamenec ze zvlněného plechu, který je namáhán vnějším přetlakem. Rozlišujeme dvě provedení, tzn. s vratným plamencem nebo s obratovou komorou. V případě konstrukce s vratným plamencem je spalovací komora vzadu zaslepena a střed plamence vyplňuje plamen. Spaliny se odrážejí od zadní stěny a proudí po obvodu zpátky k čelu, kde se otáčejí a vstupují do žárových trubek, které jsou rozmístěny kolem plamence. Naopak u obratové komory je plamenec průchozí a plamen vyplňuje celý prostor spalovací komory. Za spalovací komorou následuje obratová komora, kde se spaliny obracejí a vstupují už částečně vychlazené do žárových trubek. Spaliny procházejí žárovými trubkami v několika tazích do komína. [5]

Z důvodu výraznějšího snížení teploty spalin odváděných do komína se zavádějí samostatné výměníky – ekonomizéry, které jsou připojeny na kouřovod za kotlem. Dochází zde k ohřívání teplé užitkové vody nebo napájecí (vratné) vody. Ovšem při příliš nízké teplotě napájecí vody může docházet ke kondenzaci spalin, která způsobuje korozi na výhřevných plochách ocelového kotle v místě vstupu vody. Problém koroze se řeší kotlovým okruhem, kde se přepouští část horké vody na vstupu pro zvýšení teploty napájecí vody nebo řízeným přestupem tepla zvětšením tepelného odporu mezi spalinami – například pomocí dvouvrstvé trubky. [5]



Typ	UNIMAT UT-H
Tepelné médium	Horká voda
Konstrukce	Třítahový plamencový žárotrubný kotel
Výkon	820 až 18.300 kW
Zabezpečovací přetlak	do 30 bar
Max. teplota	do 240 °C
Palivo	Olej, plyn

Obr. 5 - Horkovodní kotel Bosch UNIMAT UT-H [12]

Velký vodní obsah těchto kotlů způsobuje pomalejší průběh najíždění a při jejich odstavení dochází k větším ztrátám tepla. Na druhé straně výhodou je akumulace tepla, díky které se snáze vyrovnává kolísání odběru tepla. V průběhu vývoje došlo k optimalizaci rozměrů, pro lepší dochlazení spalin se používají žárové trubky s prolisy nebo se pro zlepšení sálání a přestupu tepla instalují do trubek různě tvarované vložky. Nevýhodou těchto opatření je komplikované čištění a zvýšení tlakových ztrát kotle. [5]

3.1.2 Vodotrubnaté kotle

Jedná se o kotle s relativně malým množstvím vody. Výparník se zde poprvé objevuje jako samostatný prvek k výrobě páry. Díky malým průměrům bubnů a trubek lze vyrábět kotle o vyšších tlacích a teplotách přehřáté páry. Dochází tedy i ke zvýšení výkonů oproti kotlům velkoprostorovým. Výhodou těchto kotlů je rychlé najíždění, ale jsou náročné na regulaci, mají vysoké nároky na napájecí vodu a je nutná stabilita dodávky paliva. Vodotrubnaté kotle se dělí podle konstrukce na bubnové a průtočné. [11]

- Bubnové kotle:

Bubnové kotle se vyvinuly z velkoprostorových kotlů zvětšováním teplosměnné plochy, která je umístěna v ohništi a spalínovodu. Hlavním znakem je umístění jednoho nebo více bubnů, kde probíhá izotermicky-izobarický proces. Na rozdíl od předchozích typů jsou trubky namáhány vnitřním přetlakem, protože spalinový proudí okolo trubek a voda, která se odpařuje, je uvnitř. [5]

Ve spalovací komoře dochází ke spalování kontinuálně přiváděného paliva za přebytku vzduchu. Stěny kotle jsou tvořeny trubkami, ve kterých je přiváděna voda z bubnu a je ohřívána horkými spalinami. Vzniklá parovodní směs je poté odvedena zpět do bubnu, kde dochází k oddělení syté páry od syté kapaliny. Buben zároveň slouží jako spojnice pro přehříváky páry, kam je odvedena pára a ekonomizér, odkud je ohřátá napájecí voda odvedena do bubnu.

- Průtočné kotle:

Průtočné kotle nemají buben a tlakový systém si lze představit ve zjednodušené verzi jako jednu trubku, kterou protéká pracovní médium. Jsou lehčí, pružnější a lze je provozovat i při nadkritických parametrech. Ve výparníku průtočného kotle dochází k postupnému odpařování napájecí vody a na jeho konci vystupuje sytá pára. V poslední části výparníku (přechodník) dochází k rozpouštění solí obsažených v napájecí vodě, proto se klade velký nárok na kvalitu vody vstupující do kotle. Následně pára vstupuje do několika stupňů přehříváku, kde se reguluje vstříkovaním. Dostatečný průtok vody je zajištěn pomocí napájecích čerpadel, které zároveň pokrývají celou tlakovou ztrátu kotle. Oproti bubnovým kotlům musí čerpadla pracovat s vyššími příkony. Jelikož průtočné kotle nemají přesně dané body konce vypařování, výkonová regulace je tedy velmi náročná. [11]

Pro pokrytí špiček při zásobování tepla v teplárnách se používají průtočné kotle horkovodní nebo teplovodní. Tyto kotle nemají výparník, buben ani přehřívák páry. Voda prochází kotlem pouze přes ekonomizér. [5]

Vzhledem k využití v praktické části diplomové práce budou dále konkrétněji popsány kotle na biomasu a na zemní plyn.

- Kotle na biomasu:

V posledních letech se všeobecně v energetice podporují obnovitelné zdroje, mezi které biomasa patří. Biomasa má své specifické vlastnosti, na které se musí přihlížet při konstrukci kotle. Především je nutné brát v úvahu nestálou vlhkost a kolísání vlastností popelovin. Nejčastěji je využívána biomasa ve formě kusového dřeva, dřevní štěpky, pelet, briket, hoblin, pilin a dalších. U tohoto typu kotle se musí brát v potaz, že v kotli určeném na jeden konkrétní druh biomasy nelze spalovat jiný druh biomasy.

Nejvíce používané kotle pro spalování biomasy jsou roštové kotle a pro vyšší výkony se využívají kotle fluidní. Na obr. 6 je znázorněn kotel firmy Viessmann na zpracování zbytkového dřevního materiálu s hydraulicky řízeným posuvným vodorovným roštem. Palivo je dodáváno na vodorovný rošt, kam je přiváděn primární vzduch – směs vzduchu a spalin pro potřebné vysušení paliva. Množství primárního vzduchu závisí na vlhkosti paliva. Na roštu i v prostoru nad ním dochází k postupnému spalování paliva. Směs spalin a prchavé hořlaviny přechází ze spalovací komory do dohořivací komory, kam je přiváděn sekundární vzduch. Spaliny dále proudí do výměníku třítahového kotle. Odstraňování popela je zde řešeno pomocí šroubovice nebo je přímo odváděn do nádoby.



Obr. 6 – Kotel od firmy Viessmann – Vitoflex 300-FSB [13]

Pro oblast vyšších výkonů se užívá technologie spalování ve fluidní vrstvě. Fluidní vrstva je složená z paliva, popele, odsiřovacího aditiva a stabilizátoru fluidní vrstvy. Spalování pevných paliv ve vznosu je zajištěn přívodem přesně určeného množství vzduchu pod fluidní rošt. Fluidní rychlost je dána průtokem vzduchu, granulometrií částic paliva, vlastnostmi vrstvy a určuje stabilitu celého procesu. Tuhé částice se vznášejí ve vrstvě, promíchávají se a vzniklá vrstva se chová jako kapalina. Při malé fluidní rychlosti hrozí, že vrstva sedne a dojde ke spečení, proto je nutné, aby byl kotel vybaven přesnou provozní regulací. [5]

Palivo je do kotle dopravováno pomocí šnekového podavače nebo násypky. Vyhořelé částice klesají ke dnu nebo odchází se spalinami a jsou odloučeny až při čištění spalin. V teplárenství se používají fluidní kotle se stacionární fluidní vrstvou nebo s cirkulující fluidní vrstvou, kde všechny spaliny vedou z ohniště přes cyklon. [11]

- Kotle na zemní plyn:

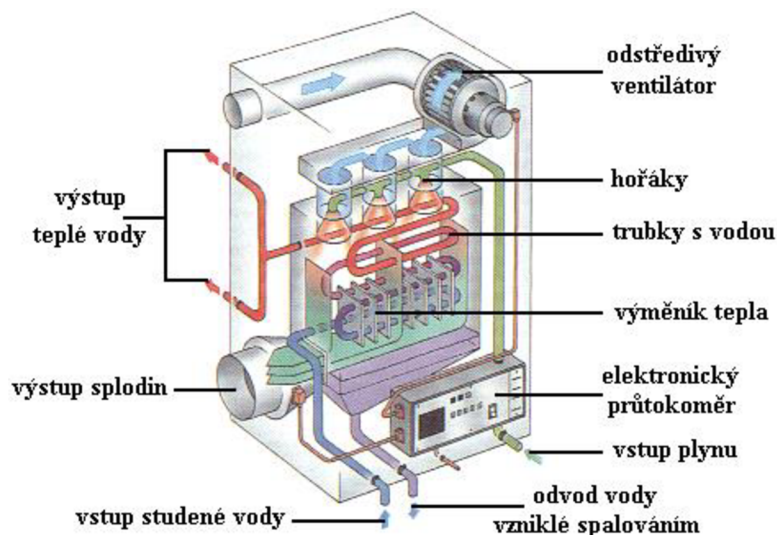
Pro svoji jednoduchost, čistotu provozu, snadnou obsluhu a nízkým emisím nacházejí velké uplatnění kotle na zemní plyn. U centralizovaných zdrojů tepla se nejvíce používají horkovodní plynové kotle, kdy horká voda umožňuje zvýšení přenosové kapacity tepelné sítě. Výhodné je i palivové hospodářství. U zemního plynu je velmi jednoduché a spočívá v redukci tlaku, odstranění vlhkosti a nečistot. Plyn je odebírán většinou přímo z plynárenské soustavy a potrubí je opatřeno uzavíracími regulačními a pojišťovacími armatury, redukčními ventily, tlakoměrem, teploměrem, průtokoměrem, filtrem nečistot a hlavním uzávěrem. [1]

Hlavními částmi plynového kotle je spalovací komora s hořákem, výměníky, oběhová čerpadla, ventilátor spalin, trojcestný vodní ventil, plynový ventil a expanzní nádoba. Zemní plyn vstupuje do kotle plynovými hořáky, které se dělí podle směšování paliva se vzduchem na směšovací a proudové. U proudového hořáku dochází k mísení proudů až v ohništi a u směšovacího hořáku se směs mísí již v hořáku. Směšovací hořáky rozdělujeme na ejektorové, kde se směs v hořáku zcela smísí se spalovacím vzduchem, a vířivé, kde se směs smísí se spalovacím vzduchem jen částečně. Nejrozšířenější jsou hořáky ejektorové pro svoji jednoduchou obsluhu a nízké pořizovací náklady. Nevýhodou je citlivost na změnu tlaku plynu

nebo tahu v ohništi, proto je v ústí hořáku mřížka, která brání zpětnému prošlehnutí plamene. [11]

U návrhu klasických kotlů je nutné vyloučit možnosti kondenzace vlhkosti ze spalin, aby se zabránilo riziku koroze kotle, vlhnutí či rozpadu stěn komína. Ke korozi dochází, pokud spaliny podkročí teplotu rosného bodu. Při spalování zemního plynu se teplota rosného bodu pohybuje okolo 60 °C. Z toho vyplývá, že teplota spalin a všech povrchů v proudu spalin musí být vyšší s určitou rezervou, aby nedocházelo ke kondenzaci. Dnes se ovšem využívají také kotle kondenzační, které dokážou část kondenzačního tepla vlhkosti spalin využít (Obr. 7). [5]

U většiny kondenzačních kotlů je hořák umístěn v horní části a spalinové hrdlo je ve spodní části. Teplosměnná plocha kotle musí být vyrobena z materiálu, který je odolný proti korozi (nerezová ocel, hliníko-hořčíková slitina) a kondenzát musí být z kotle neustále odváděn. Výhodou využití kondenzačního tepla je úspora na palivu o 2–3 %. Jelikož je teplota spalin nízká, nestačí k vytvoření dostatečného tahu v komíně a odvodu spalin, proto je potřeba doplnit vzduchový nebo spalinový ventilátor. Kondenzační kotle jsou většinou konstruovány jako protiproudé výměníky tepla, kde dochází k ochlazení vystupujících spalin na 10 °C nad teplotu vody vstupující do kotle. Nevýhodou těchto kotlů je složitější a dražší konstrukce, vyšší materiálové nároky, stavební úpravy komínů, nutný odvod kondenzátu a doplnění o spalinový nebo vzduchový ventilátor. [11]



Obr. 7 – Schéma kondenzačního kotle [14]

3.1.3 Hydraulická zapojení kotelen

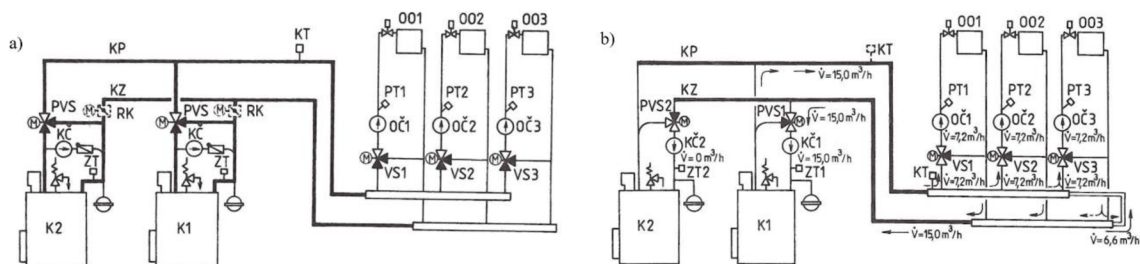
Celá tepelná soustava se dá rozdělit na primární a sekundární okruh. Primární okruh zahrnuje okruh zdroje tepla a síť rozdělovačů, zatímco sekundární okruh je okruh spotřebitelský. Propojení primárního a sekundárního okruhu je závislé na nárocích, které jsou kladené na soustavu. Aby bylo možné vyrovnat rozdíly průtoků mezi kotlovým a spotřebitelským okruhem, je nutné navrhnout vhodné propojení mezi kotlovým okruhem a okruhem rozdělovačů neboli propojení mezi přívodní a vratnou větví potrubí. Podle hydraulického propojení kotlového okruhu a okruhu rozdělovačů lze rozdělit na soustavy [15]:

- s tlakovým/beztlakým rozdělovačem,
- se zkratem v kotlovém okruhu,

- s termohydraulickým rozdělovačem,
- s hydraulickým věncem.

V případě tlakového/beztlakového rozdělovače je důležité umístění čidla teploty vody (KT) vystupující z kotlového okruhu. Čidlo musí být schopno snímat i takové stavy, kdy je jeden z kotlů mimo provoz nebo pokud je téměř nulová poptávka po dodávce tepla. U soustav více kotlů při zapojení s tlakovým rozdělovačem dochází k vzájemnému tlakovému ovlivňování sekundárních okruhů. Zásadní je proto umístění kotlového čerpadla, které lze instalovat přímo do kotlového okruhu nebo v bypassu kotle jako přimíchávací. V případě bypassu (Obr. 8a) je zachován minimální průtok každým kotlem – i při odstávce jednoho z kotlů jím protéká část vody přes směšovací ventil (PVS). Jelikož dochází k přimíchávání vratné vody do přívodní větve, je nutné zvýšit výkon běžícího kotle. Použitím regulační klapky (RG) se zajistí průtok vody běžícím kotlem potřebný pro sekundární okruhy. [15]

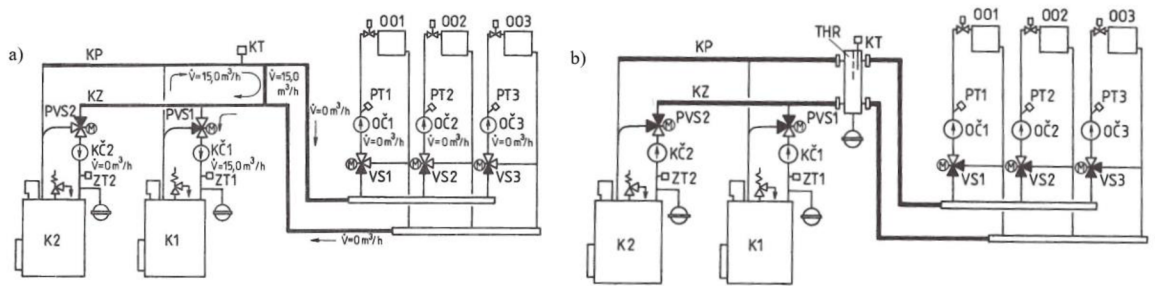
U soustav více kotlů při zapojení s beztlakým rozdělovačem je směšovací ventil (PVS) instalován před vstup do kotlů. V případě provozu jednoho kotle a najíždění otopných okruhů (Obr. 8b) je průtok v primárním okruhu nižší, než je poptávka v sekundárním okruhu a dochází ke zpětnému proudění zkratem rozdělovače. Okruhy v blízkosti rozdělovače budou zásobeny chladnou vodou z vratné větve. V tomto případě je náročné najít vhodné umístění pro čidlo teploty (KT) tak, aby bylo zajištěno včasné najetí odstaveného kotle. Použitím beztlakového rozdělovače se zlepšil vzájemné ovlivňování jednotlivých sekundárních okruhů mezi sebou. [15]



Obr. 8 – Hydraulické zapojení kotelen: a) s tlakovým rozdělovačem, b) s beztlakým rozdělovačem [15]

U soustav se zkratem v kotlovém okruhu je propojena přívodní a vratná větev před odběrem média do kotlů (Obr. 9a). Přebytek média z kotlového okruhu nad sekundárním okruhem může být tedy přepouštěn. Nastává ovšem problém, že promísením obou větví nemá přívodní větev dostatečnou teplotu. Praxe a měření však dokazují, že tento stav přepouštění vůbec nenastává z důvodu vysokých tlakových ztrát. [15]

Zjednodušeně si lze termohydraulický rozdělovač (THR) představit jako předdimenzovaný zkrat kotlového okruhu (Obr. 9b). Díky zanedbatelnému rozdílu tlaků mezi přívodní a vratnou větví lze v termohydraulickém rozdělovači dosáhnout plného využití hydraulického propojení větví. Omezením použití termohydraulického rozdělovače je rychlost proudění do 0,2 m/s při maximálním průtoku. [15]



Obr. 9 – Hydraulické zapojení kotelen: a) se zkratem v kotlovém okruhu, b) s termohydraulickým rozdělovačem [15]

Hydraulický věnec se řadí jako další možnost propojení dvou systému bez významného vzájemného ovlivnění. Prakticky se jedná o čtyři 90° oblouky a čtyři T-kusy konstantního průměru. Oba okruhy jsou zapojené do kříže a používají se především při napojení sériově pracujících kotlů. V dnešní době se ovšem v praxi převážně používá paralelní řazení kotlů. Podmínkou použití hydraulických věnců jsou nižší rychlosti proudění a s tím spojené tlakové ztráty. [15]

3.2 Strojní zařízení kotelen

Jedná se o nezbytná pomocná zařízení, která udržují požadovanou kvalitu doplňovací vody, zajišťují rozvod teplotního média a usnadňují řízení rozvodu tepla.

3.2.1 Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla jsou zařízení sloužící k rozvodu teplotního média tepelnými sítěmi. Jsou využívána v otopných soustavách s nucenou cirkulací vody z důvodu lepší regulovatelnosti a snížení dimenze rozvodů. Pro správné fungování musí být čerpadla navržena tak, aby pokryla veškeré tlakové ztráty, které jsou způsobeny průtokem vody v otopných soustavách. V praxi jsou nejpoužívanější odstředivá čerpadla ve dvou provedeních, nejčastěji s využitím konstrukce „inline“ (sací i výtlačné hrdlo jsou v jedné ose) [16]:

- s obtékaným rotorem elektromotoru (mokroběžná čerpadla),
- s mechanickou ucpávkou (suchoběžná čerpadla).

Mokroběžná čerpadla se vyznačují tím, že se všechny rotující části pohybují ve vodě a stator je utěsněn v těsnicím pouzdře. Voda zároveň zajišťuje promazávání a chlazení ložisek rotoru. Výhodou těchto čerpadel je nízká hlučnost, bezúdržbovost a jsou instalovány do menších teplovodních systémů. Nevýhodou je zvýšená citlivost na nečistoty obsažené v médiu. Naopak suchoběžná čerpadla mají oddělenou a utěsněnou část vodní od části pohonné. Těsnění hřídele je provedeno ucpávkou s třecími kroužky, ložiska rotoru jsou samostatně mazaná a motor je chlazen vzduchem. Nevýhodou je vyšší hlučnost. [16]

Při výběru vhodného čerpadla je nutné počítat s hodnotami, které uvádí výrobci. Tedy pozitivní sací výšku H (NPSH) a charakteristiku čerpadla, tzn. závislost mezi objemovým průtokem a tlakem čerpadla při konstantním počtu otáček. NSPH, z angl. Net Positive Suction Head, představuje pokles tlakové energie v sací části čerpadla daný výškou vodního sloupce. [16]

3.2.2 Regulační ventily

Regulační ventily se řadí mezi průmyslové armatury, které slouží k regulaci průtoku pracovního média změnou velikosti průtokové plochy v průtočném kanálu ventilu během zdvihu. Regulační ventily pracují v mezipolohách, v rozmezích nulového až maximálního zdvihu regulační kuželky. Při průtoku ventilem se uměle vytváří odpor – ztráta tlaku ve ventilu a tím docílíme regulace průtoku v armatuře a v celé tepelné soustavě. Původně byly ventily ovládány ručně, dnes jsou nahrazeny automatickým řízením. [17]

Zvláštním druhem regulačních ventilů jsou redukční ventily. Jejich úkolem je snižovat tlak vody před ventilem na redukovaný tlak v prostoru za ventilem, který je udržován konstantní. Tím se kompenzují tlakové změny, které vznikají v potrubní síti důsledkem různých velkých průtoků a v důsledku výškových rozdílů odběratelů. [17]

3.2.3 Potrubí

Pro rozvod teplotnosné látky se v kotelnách využívají klasické ocelové trubky. Nejčastějším materiálem je ocel nelegovaná teplotu odolná P235GH. Jejich výhodou je dostupnost, zkušenosti s jejich instalací a nízká cena. Výrazněji více se používají trubky bezešvé oproti trubkám svařovaným. Bezešvé trubky se vyrábějí válcováním za tepla nebo za studena. Potřebné dimenzování průměru a tloušťky potrubí se určuje pomocí hydraulických, pevnostních a tepelných výpočtů. Ocelové trubky se spojují nerozebíratelnými spoji – spoje svarové, závitové nebo spoji rozebíratelnými – spoje přírubové, se závitovým šroubením. [5]

Aby se zamezilo vysokým tepelným ztrátám, díky kterým dochází ke snížení účinnosti celého systému, instaluje se na potrubí tepelná izolace. Nejrozšířenějším tepelně-izolačním materiálem je minerální vlna, která je dodávána ve tvaru tuhých vláknitých skruží na izolace potrubí. Dalším významným izolačním materiálem jsou polyuretany (PUR). [5] Tloušťka izolací musí splňovat vyhlášku č. 193/2007, která stanovuje maximální součinitel prostupu tepla na základě uváděné dimenze potrubí. Všechny uzavíratelné armatury se osazují snímatelnou izolací. Izolace jsou oplechovány hliníkovými plechy nebo obaleny hliníkovými fóliemi. Navíc jako ochrana proti korozi se na potrubí nanášejí ochranné nátěry.

3.2.4 Rozdělovač a sběrač

Rozdělovač je zařízení, které slouží k rozdělení přívodního potrubí na několik samostatných větví. K zajištění oběhu teplotnosného média na jednotlivých větvích jsou instalována oběhová čerpadla. Rozdělené větve se dají samostatně regulovat. Sběrač naopak slouží ke spojení vratných potrubí. Obě zařízení se vyrábí odděleně nebo jsou kombinovány do jednoho. U kombinovaného zařízení se přívodní a vratné potrubí připojují souběžně do oddělených komor. [15]

3.2.5 Úpravna vody

Úpravna vody slouží k úpravě doplňovací vody tepelných sítí. Doplňovací voda musí splňovat několik požadavků, které jsou dané normou ČSN 07 7401. Nesmí docházet ke tvorbě kotelního kamene, usazování kalu a také nesmí docházet ke korozivnímu napadání kovu. Úpravou vody se rozumí odplynění a vytvoření podmínek, při kterých nedochází k rozpadu solí, které vedou ke vzniku vodního kamene a kalu. Při odplynění dochází k odstranění rozpuštěných plynů, hlavně kyslíku a kyseliny uhličitě, které jsou základními korozivními činidly. [7]

Pro doplnění vody do oběhu lze použít odkalovanou vodu z kotlů, která je měkká, alkalická a neobsahuje rozpuštěný kyslík a může být bez úprav použita. Pokud nestačí množství této vody, doplňuje se voda změkčená, chemicky upravená a zbavená solí přechodné tvrdosti. Kyslík rozpuštěný ve vodě se odstraňuje termickým odplyněním nebo chemicky vázáním na redukční činidlo. Principem termického odplynění je rozstříkávání vody a ohřev na bod varu, kdy dochází k vyloučení rozpuštěného kyslíku. Jako redukční činidlo se obvykle používá siřičitan sodný Na_2SO_3 , kdy výsledkem reakce s kyslíkem je síran sodný, který nemá vliv na korozi potrubí. [7]

3.3 Zabezpečovací zařízení kotelen

Zabezpečovací zařízení jsou nezbytnou součástí všech tepelných soustav, bez těchto zařízení nelze uvést do provozu žádnou tepelnou soustavu. Každý zabezpečovací prvek má přesně stanovené parametry – nejvyšší pracovní přetlak, nejvyšší pracovní teplotu a nejnižší pracovní přetlak. Zabezpečovací zařízení se skládá ze dvou hlavních zařízení – pojistné ventily a expanzní a doplňovací zařízení.

3.3.1 Pojistné ventily

Pojistné ventily jsou automaticky pracující bezpečnostní armatury, které zajišťují tlaková zařízení proti zničení výbuchem, který je způsoben extrémním zvýšením tlaku v daném zařízení. Pokud dojde k ohrožení tlakového zařízení nedovoleným zvýšením tlaku, pojistné ventily vypustí část pracovního média a tím dochází ke snížení tlaku. Až dojde ke snížení tlaku na přesně stanovenou hodnotu, je nutné okamžité uzavření ventilu, aby nedošlo k úniku dalšího média a tím vzniku ztrát. Během normálního provozu je nutné, aby ventily zajišťovaly dokonalou těsnost. Pojistné ventily se dle konstrukce dále dělí na velké množství typů, např. plynotěsný, otevřený/uzavřený, pružinový, impulsní pojistný ventil a další. [17]

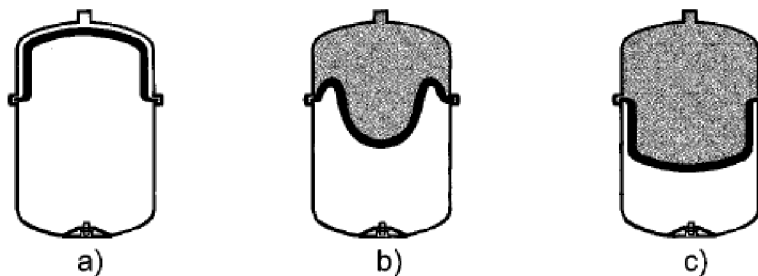
Jelikož se jedná o poslední zabezpečovací zařízení, je na ně kladen velký důraz z hlediska konstrukce, výroby a zkoušek. Pojistné ventily mají přesně definované hodnoty tlaku, na který musí začít reagovat, a naopak kdy se musí zavřít. Platná pravidla pro pojistné ventily jsou dána v české normě ČSN 13 4309. [17]

3.3.2 Expanzní a doplňovací zařízení

Expanzní zařízení jsou bezpečnostní zařízení, která vyrovnávají změny objemu vody v soustavě způsobené změnami teplot otopné vody. Expanzní nádoby rozdělujeme na otevřené nebo uzavřené. Otevřené soustavy se v dnešní době téměř nevyužívají. Jedná se o beztlakové zařízení, které je otevřené a umístěné na nejvyšším místě soustavy. Do otevřené nádoby se dostává vzduch, který způsobuje korozi kovových částí soustavy a dostává se dále do soustavy. U otopných soustav s použitím otevřené expanzní nádoby je malý tlak vody, který se rovná rozdílu mezi nejnižší a nejvyšší hladinou vody v soustavě a změna objemu se projeví změnou výšky hladiny v expanzní nádobě. [5]

Uzavřené expanzní nádoby se standardně vyrábí s membránou a mohou být rozšířeny o kompresor nebo čerpadlo. Předností expanzních nádrží s kompresory nebo čerpadly, které udržují přetlak, jsou menší rozměry a nízké kolísání provozního přetlaku. Soustavy s uzavřenou expanzní nádobou válcového tvaru pracují při vyšších tlacích vody, nádoby jsou umístěny na vratném potrubí a přes připojovací hrdlo jsou spojeny s potrubím otopné soustavy. Skládají

se z ocelového pláště s membránou, která odděluje vodní prostor od plynového prostoru (vzduch nebo dusík). Ventil pro vstup plynu do nádoby je dole. Při dopouštění plynu nepůsobí na membránu tlak vody (Obr. 10.a) a propojení expanzní nádoby s otopnou soustavou nastane při dosažení předepsaného tlaku plynu. Jelikož je plyn stlačitelnější než voda, vyrovnává objemové změny vody a díky jejímu tlaku se membrána přesune do prostoru plynu (Obr. 10.b). Při ohřátí vody dochází ke zvětšení objemu a membrána je vytlačována na stěny expanzní nádrže (Obr. 10.c). Tento typ expanzní nádrže se využívá v uzavřených otopných soustavách s teplotou přírodní vody do 120 °C. [5] [18]



Obr. 10 – Činnost membránové expanzní nádoby [5]

Doplňovací zařízení kontinuálně doplňuje vodu nebo kondenzát do otopné soustavy. Vlivem netěsností dochází v tepelných soustavách ke ztrátě vody. I když jde o nepatrné místní ztráty, jejich součet v závislosti na velikosti soustavy dosahuje vysokých hodnot. Doplnovací voda proudí přes úpravnu vod do doplňovací nádrže. [7]

3.4 Vzduchotechnické zařízení a odvod spalin

3.4.1 Přívod vzduchu a větrání kotelny

Základním požadavkem pro provoz kotlů je přívod potřebného množství vzduchu pro spalování a pro výměnu vzduchu (větrání) v prostoru kotelny. Aby nedošlo k omezení funkce spalování, je nutné zabránit v kotelnách nadměrnému podtlaku. Přívod spalovacího vzduchu lze přivádět z vnitřního prostoru kotelny nebo z venkovního prostředí samostatným potrubím.

V prvním případě dochází zároveň k větrání kotelny. Teplota uvnitř kotelny je ovlivněna venkovní teplotou a nevýhodou je prochlazení celého prostoru kotelny v zimních měsících, kdy by navíc mohlo dojít k zamrznutí vodních systémů. Proto musí docházet k ohřátí přiváděného větracího vzduchu nebo naopak pro letní měsíce musí dojít k instalaci doplňkového letního větrání, které není vázáno na přívod vzduchu pro spalování. V případě samostatného potrubí se veškerý vzduch dopravuje do hořáku přirozeným podtlakem nebo ventilátorem a nedochází k větrání prostoru kotelny.

Větrání kotelny může být přirozené, nucené nebo jejich kombinací a slouží k udržení hygienicky přijatelných koncentrací škodlivin, které jsou udržovány automatickým řízením a regulací bez nutnosti obsluhy. U nuceného větrání v kotelně nejsou žádné otvory pro přirozený přívod a odvod vzduchu. Větrání je zajištěno pomocí ventilátorů, je nutná regulace průtoku vzduchu a jeho odvod přes větrací otvory do venkovního prostředí. Přirozené větrání se vždy upřednostňuje. U přirozeného větrání musí být otvory pro přívod a odvod vzduchu neuzavíratelné, pro přívod se umísťují u podlahy a pro odvod pod stropem.

V plynových kotelnách se mohou náhodně vyskytovat výbušné směsi plynů, proto musí být vybaveny bezpečnostním systémem. Při překročení parametrů dochází k uzavření hlavního přívodu plynu. Zásady při návrhu i realizaci větracích zařízení pro plynové kotelny jsou popsány v normě ČSN 07 0730.

3.4.2 Odvod spalin

Odvod spalin je realizován kouřovody s připojením do komínů. Kouřovody jsou běžně vyráběny z nerezové oceli a musí být navrhovány tak, aby se daly snadno kontrolovat a čistit. Podmínkou návrhu je stoupání potrubí k sopouchu alespoň 5 %. Větší množství zařízení lze zapojit na společný kouřovod, který může být se stejným průřezem po celé délce nebo postupně se zvětšující. Samotné komíny jsou rozděleny podle ČSN EN 1443 podle parametrů teploty, tlaku, odolnosti vůči vyhoření sazí, odolnosti vůči kondenzátu, odolnosti vůči korozi, tepelného odporu a vzdálenosti od hořlavých látek. Všechny komíny musí vydržet svislé i vodorovné zatížení. [19]

Dalším způsobem odvodu spalin jsou svislé kouřovody s funkcí komína. Používají se zejména pro odvod spalin od zařízení na plynná paliva. Nespornou výhodou je, že odpadají místní tlakové ztráty v sopouchu a kouřovodu. [19]

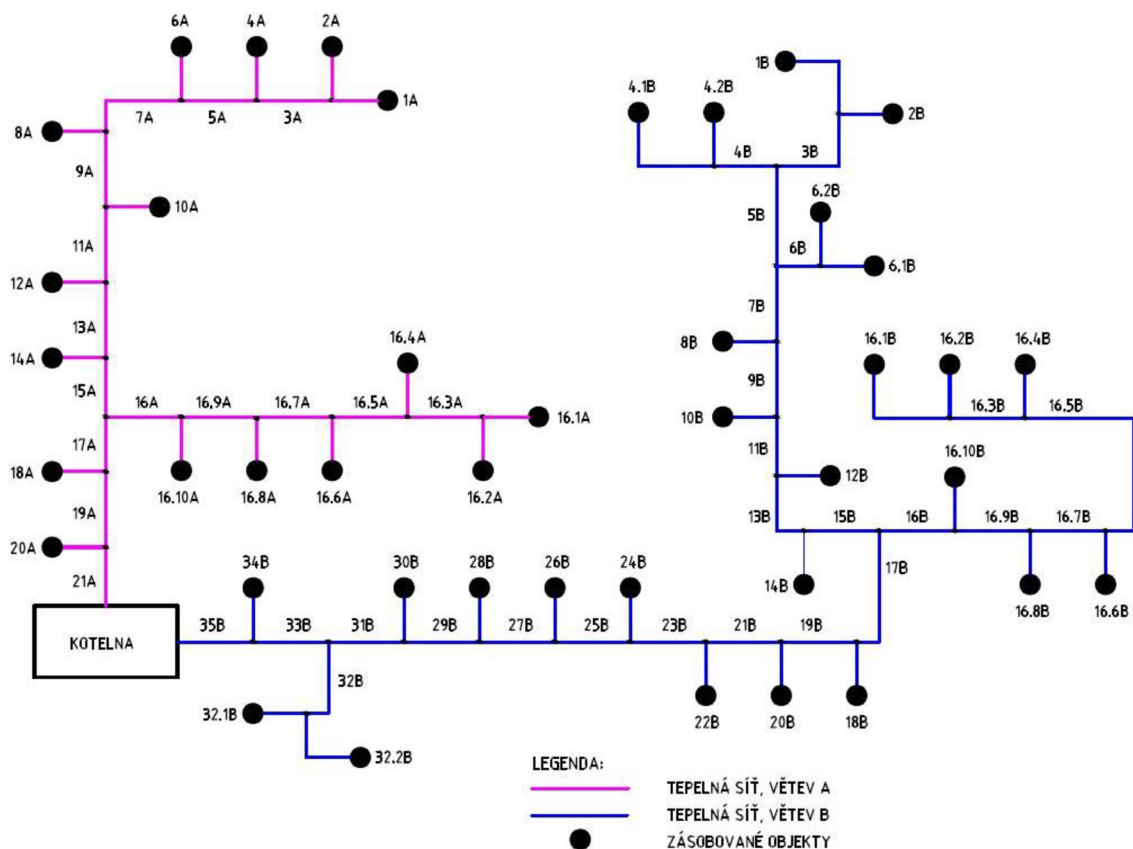
4 Stávající stav tepelného zdroje a soustavy CZT

Prvním cílem této diplomové práce je posouzení stávajícího stavu tepelného zdroje a soustavy centrálního zásobování teplem v daném městě. Kapitola se zabývá popisem zásobovaných objektů, tepelným zdrojem a posouzením dalšího provozu. V minulosti navržené tepelné sítě se dnes jeví jako předdimenzované a rozvody tepla jsou ve špatném technickém stavu, proto dochází k jejich rozsáhlé modernizaci.

4.1 Popis soustavy CZT

Současná tepelná síť popisovaná v této diplomové práci prošla v minulých letech celkovou rekonstrukcí. Došlo k propojení dvou tepelných systémů a připojení nových odběratelů tepla. Dále bylo vyměněno stávající ocelové potrubí za systém předizolovaného potrubí, které disponuje lepšími vlastnostmi pro rozvod tepla.

Hlavním tepelným zdrojem je okrsková kotelna s tepelnými rozvody rozdělenými na dvě větve A a B (Obr. 11). Větev A zásobuje celkem 16 objektů, přičemž tři objekty jsou veřejné budovy a ostatní jsou bytové domy. Dimenze tepelného potrubí je od DN200 až po DN32. Největší rozměry potrubí jsou u napojení na zdroj CZT a nejmenší naopak u menších přípojek k objektům. Druhá větev B zásobuje celkem 26 objektů, z toho jsou čtyři objekty veřejné budovy a ostatní jsou bytové domy. Větev B je napojena ke zdroji dimenzí DN250. Rozsah rozměrů tepelného potrubí po celé větvi je od DN250 po DN40.



Obr. 11 – Schéma tepelné sítě

4.2 Popis stávajícího tepelného zdroje

Stávajícím tepelným zdrojem je teplovodní okrsková kotelna s kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla, která má celkový instalovaný výkon 8,4 MW. Topným médiem je voda o teplotě 100 °C na přívodu a 60 °C na vratném potrubí. Maximální konstrukční tlak systému je 0,6 MPa.

Primárním zdrojem tepla je teplovodní kotel na spalování biomasy TTS VESKO B s tepelným výkonem 3 MW, provozním tlakem 6 bar a kogenerační jednotka TEDOM T140 SP o tepelném výkonu 200 kW_t a elektrickém výkonu 142 kW_e. Primární zdroj je provozován pouze v topné sezóně. Sekundárními zdroji jsou dva plynové kotle VSP 4 s tepelným výkonem 2x2,6 MW a provozním tlakem 6 bar. Kogenerační jednotka (KJ) je využívána jako dodatečný tepelný zdroj k biomasovému kotli před najetím sekundárních kotlů. Z důvodu nízkého výkonu nelze KJ využívat na pokrytí spotřeby pro ohřev teplé vody v letním provozu.

Plynové kotle a KJ jsou v kotelně nainstalovány zhruba od roku 1993 a je nutná jejich modernizace. Biomasový kotel byl instalovaný v roce 2010 během rozsáhlé rekonstrukce. Z důvodu instalace biomasového kotle byl vybudován nový sklad paliva – dřevní štěpky. Dispozičně je kotelna rozdělena na provoz pro spalování zemního plynu a na provoz pro spalování dřevní biomasy s přilehlým skladem paliva.

4.2.1 Schéma kotelny

Příloha č. 1 představuje schéma kotelny, které je pro větší přehlednost zjednodušeno. Během spalování paliva dochází k ohřevu napájecí vody, která je dopravována do rozdělovače. V rozdělovači je teplá topná voda (TTV) rozdělena a pomocí oběhových čerpadel hnána do větví.

Voda, která odevzdala teplo soustavě, se vrací vratným potrubím do kotelny, je vedena přes sběrač do akumulární nádrže a poté dopravována ke všem zdrojům TTV jako voda napájecí. Hlavní potrubí napájecí vody je vedeno do kotle na dřevní štěpku a k dalším kotlům a KJ jsou vedeny odbočky. Před vstupem do každého kotle je potrubí vybaveno trojcestným regulačním ventilem, který zajišťuje spojení s přívodním potrubím a tím ohřátí napájecí vody na potřebnou teplotu před vstupem do kotle nebo vyvedenou odbočkou do ekonomizéru. Ekonomizér slouží ke zvýšení účinnosti kotle a jedná se o výměník spaliny/voda. K možnému odstavení kotle jsou na přívodním i vratném potrubí instalovány regulační klapky. Z důvodu odstranění hrubých nečistot a zabránění poškození jsou na vratné větvi před čerpadly umístěny filtry. Čerpadla zajišťují cirkulaci vody kotlovým okruhem. Pro jejich možné odstavení v případě poruchy nebo opravy jsou před a za čerpadla umístěny uzavírací klapky. Před vstupem do ekonomizéru jsou na odbočce zvlášť umístěna čerpadla, která už nejsou opatřena filtry. Na všech zařízeních v kotelně je umístěn pojistný ventil.

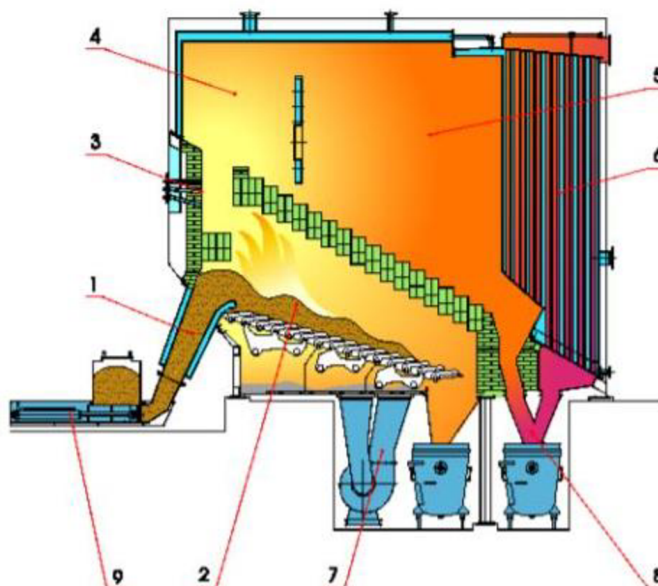
Nedílnou součástí kotelny jsou chladicí okruhy. Přítomny jsou okruhy dva, jednodušší u KJ a složitější pro kotel na dřevní štěpku. U KJ se chladicí okruh skládá z čerpadla, uzavírací armatury, pojistného ventilu a expanzního zařízení. U tohoto okruhu dochází k cirkulaci vody. V případě kotle voda v chladícím okruhu necirkuluje a okruh plní funkci nouzového chlazení. Nachází se v něm požární nádrž, která je potrubím propojena s výměníkem nouzového chlazení, který je napojen na biomasový kotel a na potrubí se studenou vodou. Zároveň je z tohoto potrubí řešen hasící systém dopravy paliva. Chladicí systém je propojen s výstupním potrubím biomasového kotle z důvodu, aby nedocházelo k zamrznutí potrubí chladícího okruhu.

Pro udržení životnosti doplňováním studené vody do systému slouží automatická úpravna pitné vody, která je připojena spolu s expanzním zařízením na hlavní vratné potrubí.

4.2.2 Biomasový kotel

Biomasový kotel slouží jako primární zdroj tepla, který je provozován pouze v topné sezóně. Pro maximální využití kotle je ke kotli navržena akumulční jednotka o využitelném objemu 250 m³, ve které lze akumulovat až 45 GJ tepelné energie. Akumulační nádrž slouží pro pokrytí ranních a odpoledních špiček a tím dochází k eliminaci startů sekundárních kotlů.

Biomasový kotel TTS Vesko B 3 MW je samonosný skříňové celosvařované konstrukce (Obr. 13). Ohniště je tvořeno šikmým suvným roštem s hydraulickým ovládním a je chlazen primárním vzduchem. V horní části ohniště je tlakový díl chlazen sekundárním přívodem vzduchu a oddělený třítahový trubkový výměník zajišťující zchlazení spalin. Palivo je do kotle automaticky dopravováno vyhříváním tunelem pomocí hydraulického zavážecího lisu. Tunel je vyhříván topnou vodou a zajišťuje předsušení paliva, které významně ovlivňuje kvalitu spalovacího procesu. Výrobce udává účinnost kotle 85,2 % při 50% vlhkosti paliva. [20]



Obr. 12 – Hlavní části teplovodního kotle TTS Vesko B 3MW: 1. Vstupní hubice, 2. Rošt, 3. Sekundární vzduch, 4. Vírová komora, 5. Dohořivací komora, 6. Trubkový výměník, 7. Primární ventilátor, 8. Výpad popele, 9. Zavážecí lis [20]

▪ Palivové hospodářství

Jedním z parametrů pro výběr kotle je dostupnost zpracovávaného paliva. Je nutné zajistit jeho dostatečné zásoby a zároveň zohlednit jeho cenu. V případě této kotelny byla za primární zdroj zvolena dřevní štěpka. Hlavním důvodem pro tuto volbu je blízká vzdálenost dřevozpracujícího podniku, který zajišťuje požadované množství paliva. Palivo je nakládáno do kontejnerů o objemu 40 m³ a převáženo po místních komunikacích do skladu kotelny. Dovoz paliva probíhá pouze v pracovních dnech, a to s frekvencí 5 až 6 nákladních automobilů za den.

Dřevní štěpka je skladována dle ČSN 44 1315 v hale s automatickým mostovým jeřábem, který zajišťuje její zavážení do denního zásobníku. Mostový jeřáb s hydraulickým

drapákem pracuje v automatickém režimu. Denní zásobník tvoří část skládky, ve které je dno opatřeno systémem hydraulického vyhrnovače, který má za úkol přemístit dřevní odpad do hydraulického dopravníku a do zavážecího lisu kotle. Z bezpečnostních důvodů je dopravník paliva opatřen mezi skladem a kotelnou samočinným hasicím zařízením. Skladovací hala poskytuje zásobu paliva na 10 dní při plném výkonu primárního zdroje.

- **Odpadové hospodářství**

Odpopelnění biomasového kotle probíhá automaticky podle režimu kotelny. Popeloviny z kotle můžeme rozdělit na hrubou frakci a na popílek. Mezi hrubou frakci řadíme škváru, písek nebo kamení. V podkotelí je umístěn vyhrnovač popela, do kterého samovolně padají popeloviny z roštu a pomocí šnekového dopravníku jsou do vyhrnovače dopravovány popeloviny z druhého tahu kotle a odlučovače. Samotný vyhrnovač dopravuje popeloviny do dvou kontejnerů umístěných vedle sebe o objemu $2 \times 10 \text{ m}^3$. Denní množství odpadu je cca $3,9 \text{ m}^3$, proto dochází k odvozu kontejneru maximálně 1x za dva dny specializovanou firmou.

- **Přívod vzduchu a větrání kotelny**

Kotel na biomasu je vybaven ventilátory spalovacího vzduchu s ovládáním průtoku vzduchu pomocí kyslíkové sondy. Spalovací vzduch je odebírán z prostoru kotelny. Větrání v části kotelny pro spalování štěpky je přirozené a pro přívod vzduchu slouží nasávací otvory osazené protihlukovými žaluziemi. Po dobu zimních měsíců klesá v dané oblasti teplota vzduchu pod bod mrazu, proto je místnost osazena vodními vytápěcími jednotkami, která zajistí minimální teplotu v prostoru kotelny $5\text{--}10^\circ\text{C}$. Vytápěcí jednotky mají vlastní oběhové čerpadlo a jsou napojeny samostatnou větví na topnou vodu.

- **Odvod spalin**

Spaliny o teplotě $150\text{--}180^\circ\text{C}$ jsou vedeny od kotle ocelovým kouřovodem přes multicyklon, spalinový ventilátor a elektrostatický odlučovač. Instalace elektrostatického odlučovače proběhla v roce 2014 a to z důvodu snížení produkce emisí TZL primárního tepelného zdroje – biomasového kotle ze $150 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$ na $20 \text{ mg/m}^3_{\text{N}}$ (teplota 0°C , tlak $101\,325 \text{ Pa}$, vlhký plyn, O_2 11 %). Spaliny zbavené znečišťujících látek proudí kouřovody do zděného komína, který slouží i pro odvod spalin z plynových kotlů. Komín je zděný s nerezovou vložkou o průměru $0,9 \text{ m}$, vysoký 39 m a postavený v blízkosti kotelny.

4.2.3 Plynové kotle

Plynové kotle VSP 4 slouží jako sekundární zdroje zásobování tepelnou energií a nachází se v oddělené části plynové kotelny. Jedná se o kotle plamencové žárotrubnaté, které jsou osazeny přetlakovými hořáky v plně automatickém režimu. První z plynových kotlů má plynový hořák APH-M 45 PZ na zemní plyn a druhý má kombinovaný hořák AKH-ME 45 PZ+N na zemní plyn a ELTO.

Plynový kotel s kombinovaným hořákem je využíván jako rezerva a pojistka proti překročení špiček odběru zemního plynu. Zároveň zajišťuje určitou flexibilitu pro provoz kotelny při výpadku dodávky zemního plynu nebo při extrémním zvýšení nákupní ceny zemního plynu. U spalování kapalných paliv je nutné přizpůsobit podmínky spalování, aby se předešlo nízkoteplotní korozi, jelikož teplota rosného bodu spalin je vyšší než u plyných paliv.

Největší důraz u provozu plynových kotlů je kladen na zabezpečení plynného paliva proti výbuchu a u kapalných paliv se musí dbát na zabezpečení paliva během dopravy a při jeho skladování, aby nedošlo k úniku a kontaminaci půdy a spodních vod. Zabezpečovací prvky pro plynové kotelny jsou určeny dle normy ČSN 07 0703.

- Rozvod plynu

Rozvod zemního plynu je řešen pomocí STL přípojky přímo z distribuční sítě. Přípojka je vybavena filtrem plynu, měřicími prvky (plynoměr, manometr, teploměr), regulačními prvky, uzavíracím ventilem při ztrátě tlaku a pojišťovacím uzavíracím ventilem.

- Olejové hospodářství

Pro potřebu plynového kotle s kombinovaným hořákem je v plynové kotelně vybudováno olejové hospodářství ELTO. Kapalně palivo ELTO se řadí mezi hořlaviny III. třídy, proto je nutné mít dle ČSN 65 0201 oddělený sklad paliva od kotelny. Sklad je oddělený zděnou příčkou se 45minutovou odolností prohoření a jsou zde umístěny plechové dveře s otevíráním ven. [21] Palivo je dováženo v cisternách a stáčeno pomocí čerpadla do válcových dvouplášťových vertikálních ocelových nádrží o celkovém objemu 10x1 m³. Dle normy jsou zásobníky plněny na 95 % svého objemu. Zásoba ELTO v nádržích zajišťuje provoz kotle při jeho maximálním výkonu na 46 hodin. Na plynový kotel s kombinovaným hořákem je palivo napojeno dvoutrubkovým systémem.

- Přívod vzduchu a větrání kotelny

Spalovací vzduch pro oba plynové kotle je odebírán z prostoru plynové kotelny. V kotelně je zajištěno přirozené větrání neuzavíratelnými otvory šestinásobné za hodinu. Po dobu zimních měsíců jsou tak jako v biomasové části kotelny instalovány vodní vytápěcí jednotky, aby se teplota v kotelně udržela mezi 5–10 °C.

- Odvod spalin

Z plynových kotlů jsou spaliny odváděny systémem kouřovodů nad podlahou do společného komína. Kouřovody od obou plynových kotlů jsou doplněny o spalinové výměníky a tlumiče hluku.

4.2.4 Kogenerační jednotka

Kogenerační jednotka TEDOM T140 SP slouží k ohřevu teplé užitkové vody koncových odběratelů. Tyto jednotky jsou do kotelen obecně voleny z důvodu snížení energetické náročnosti systému zásobování teplem a elektrickou energií. KJ je proto využívána jako dodatečný tepelný zdroj pro pokrytí odběrových špiček během topného období. Maximální tepelný výkon jednotky je 200 kW, elektrický výkon 140 kW. KJ je napájena zemním plynem a její spotřeba je 44 m³/h. Tepelná účinnost dosahuje 50 % a elektrická 36 %. [22]

KJ se nachází v prostoru plynové kotelny. Okolo ní je umístěn protihlukový kryt, který zajišťuje maximální pohlcení hluku a zároveň chrání vnitřní část jednotky proti nečistotám a vnějšímu poškození. Obrázek č. 13 zobrazuje vnitřní uspořádání kogenerační jednotky. Základní prvek KJ je ocelový rám, ke kterému je v horní části přes elastické izolátory připevněn motor s generátorem. Samotné izolátory slouží k zamezení přenosu chvění do celé konstrukce. Ve spodní části je umístěn spalinový výměník a tlumič výfuku. [22]

Tepelný systém KJ se dělí na dva okruhy, které jsou vzájemně odděleny. V primárním okruhu dochází k předání tepla z motoru a oleje do sekundárního okruhu, kde se přidává teplo ze spalin. Dále pak dochází k předání celkového tepelného výkonu do topného okruhu. K předehřevu teplé užitkové vody se využívá teplo, které se získává z výměníku při chlazení plnicí směsi. Elektrický výkon je vyveden prostřednictvím skříňového rozvaděče.



Obr. 13 – Vnitřní uspořádání kogenerační jednotky TEDOM [22]

- Rozvod plynu

KJ je napojena přípojkou z hlavní trasy plynovodu, která je vyvedena přímo z distribuční sítě. Plynová trasa je tvořena filtrem plynu a dvojicí elektromagnetických ventilů. Za účelem snížení velikosti tlaku zemního plynu na hodnotu blízkou atmosférickému tlaku je potrubí za ventily osazeno nulovým regulátorem tlaku. Poté plyn vstupuje do směšovače, kde dochází k mísení se vzduchem a vytvoření palivové směsi. Dále je před KJ umístěn zavírací ventil.

- Přívod vzduchu a větrání KJ

Spalovací vzduch pro KJ je odebírán z prostoru plynové kotelny. Uvnitř jednotky je umístěn ventilátor, který zajišťuje proudění ventilačního vzduchu společně s nevyužitým teplem vysálaným z horkých částí. Ventilační vzduch vystupuje z protihlukového krytu do prostoru kotelny, kde probíhá přirozené větrání.

- Odvod spalin

Spaliny jsou odváděny výstupem na střeše protihlukového krytu KJ do spalinového výměníku a ekonomizéru. Z ekonomizéru jsou vedeny samostatným kouřovodem nad střechu plynové kotelny.

4.2.5 Strojní a zabezpečovací zařízení kotelny

- Oběhová čerpadla

Oběhová čerpadla zajišťují celkový oběh vody v systému CZT. Jedná se o dvě vertikální suchoběžná energeticky úsporná samostatná čerpadla. Maximální výtlačná výška v zimním provozu je 24 m při zachování průtoku oběma čerpadly cca 160 m³/h. Řízení těchto čerpadel je za pomoci frekvenčních měničů. Obě jsou umístěna na přívodní větvi (viz příloha č. 1) společně s příslušnými uzavíracími a zpětnými klapkami. Provozní teplota vody pro čerpadla

je 100 °C. Pro potřebu úpravy teploty vody je před vstupem do čerpadel instalován trojcestný směšovací ventil.

- Expanzní zařízení

Stávající expanzní systém sloužící k udržování pracovního přetlaku a pro kompenzaci objemové roztažnosti vody je tvořen čtyřmi expanzními zařízeními. Jedná se o expanzní nádobu s vyměnitelnou membránou ve formě vaku Reflex G3000–2x, která má hmotnost 620 kg, objem 3000 l a maximální provozní tlak 6 bar. Pro zvětšení tlakové stability soustavy je v kotelně instalována expanzní nádoba se zalisovanou nevyměnitelnou membránou Reflex N600/6, která má hmotnost 66 kg, objem 600 l a maximální provozní tlak 6 bar. Celkový objem pro expanzi je tedy 6600 l, tj. 6,6 m³. [23]

- Potrubí

Rozvody teplé topné vody jsou provedeny z trubek ocelových bezešvých hladkých dle rozměrové normy ČSN EN 10220 a technické dodací podmínky ČSN EN 10216-2. Materiál trubek je P235GH TC1. Tvarovky jsou z materiálu P235GH a řídí se normou ČSN EN10253-2. V kotelně je instalováno potrubí od dimenze DN25 až po dimenzi DN250. Všechna zařízení a potrubí s povrchovou teplotou nad 40 °C jsou podle vyhlášky 193/2007 Sb. opatřena tepelnými izolacemi.

Prostupy stěnami jsou řešeny chráničkami z ocelových trubek, které zajišťují volnou dilataci potrubí. Pro potrubí do rozměru DN50 jsou jako uzavírací armatury na potrubí využívány přivařovací kulové kohouty, nad DN50 uzavírací bezpřírubové klapky a od rozměru DN150 jsou opatřeny šnekovým převodem.

Veškeré rozvody plynu jsou řešeny podle příslušných norem a jsou pro odlišení natřeny syntetickou žlutou barvou. Potrubí k plynovým kotlům je v dimenzi DN150 a přípojka ke kogenerační jednotce v dimenzi DN80.

5 Výpočet potřebného tepelného výkonu zdroje

Druhým cílem této diplomové práce je výpočet potřebného tepelného výkonu zdroje na základě procesních dat. K dispozici jsou data se stávajícími spotřebami tepla pro jednotlivé objekty. Kapitola se zabývá výpočty, které vedou nejdříve k určení tepelného příkonu všech odběrných míst v závislosti na topném a letním období, a nakonec k určení hledaného tepelného výkonu zdroje.

5.1 Výpočet příkonu jednotlivých odběrných míst pro topné období

Pro výpočet příkonu všech odběrných míst je obecně používána denostupňová metoda. Tato metoda spočívá v určení denostupňů, které vychází ze závislosti na teplotních poměrech v daném časovém období. Denostupně se určí rozdílem naměřených průměrných teplot vytápěných prostor a venkovního vzduchu během topného období. Hodnotu teploty vzduchu ve vnitřních vytápěných prostorech pro obytné domy a administrativní budovy se volí dle ČSN 38 3350, obvykle se počítá s hodnotou 20 °C. Průměrné teploty venkovního vzduchu jsou určeny průměrem z teplot během dne a obvykle jsou čerpány z klimatologických údajů pro daný rok. V našem případě jsou hodnoty venkovního vzduchu dány z podkladů od investora. [24] [8]

Ve výpočtech je nutné zohlednit typy řešených objektů, zda se jedná o obytné nebo veřejné objekty (administrativní budovy, školy, zdravotní střediska, obchody). Pro veřejné objekty je nutné počítat počet dnů vytápění v závislosti na pracovních dnech ve zvoleném období. V případě této diplomové práce jsou denostupňovou metodou řešeny jednotlivé měsíce v letech 2012–2016. Všechny vzorové výpočty jsou prováděny pro leden 2016 pro obytný objekt 1A (index 1A) a veřejný objekt 6A (index 6A). Výpočty pro další období jsou dostupné v příloze č. 2.

$$D^{\circ} = n \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad (5.1.1)$$

$$D_{1A}^{\circ} = n_{1A} \cdot (t_{is} - t_{es}) = 31 \cdot (20 - (-1,6)) = 669,6 \text{ d} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$D_{6A}^{\circ} = n_{6A} \cdot (t_{is} - t_{es}) = 20 \cdot (20 - (-1,6)) = 432 \text{ d} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

kde	D°	počet denostupňů [d · °C]
	n	počet dnů vytápění v otopném období [-]
	t_{is}	průměrná vnitřní teplota ve vytápěných prostorech [°C]
	t_{es}	průměrná teplota venkovního vzduchu v daném období [°C]

Denostupňová metoda je vhodná pro výpočty pouze v topném období. Za topné období se považují měsíce září až květen. Jelikož tento způsob řešení nezohledňuje přerušovaný odběr tepla a výrazně se měnící teploty, získané hodnoty pro začátek a konec topného období jsou výrazně zkreslené. Vyhodnocovány jsou tedy pouze měsíce listopad až březen z důvodu vyšší přesnosti. Dále je nutné z dostupných dat vybrat rok, který ukazuje nejbližší hodnoty teplot k průměrným teplotám za období 1981–2010 v dané lokalitě České republiky. V tomto případě se jedná o rok 2016.

Příkon jednotlivých odběrných míst se určí pomocí vzorce pro výpočet potřeby tepla na vytápění budovy, který je závislý na celkové tepelné ztrátě objektu, koeficientu nesoučasnosti, průměrné vnitřní a venkovní teplotě, výpočtové venkovní teplotě a na počtu denostupňů. U koeficientu nesoučasnosti je nutné zohlednit provozní režim jednotlivých objektů.

$$E_{vyt} = \frac{24 \cdot Q_C \cdot \varepsilon \cdot 3,6 \cdot D^\circ}{t_{is} - t_e} \quad (5.1.2)$$

Ze vzorce pro potřebu tepla na vytápění budovy E_{vyt} je vyjádřena celková tepelná ztráta objektu Q_C neboli potřebný tepelný příkon objektu.

$$Q_C = \frac{E_{vyt} \cdot (t_{is} - t_e)}{24 \cdot \varepsilon \cdot 3,6 \cdot D^\circ} \quad (5.1.3)$$

$$\varepsilon = \frac{e_i \cdot e_t \cdot e_d}{\eta_o \cdot \eta_r} \quad (5.1.4)$$

$$Q_{C,1A} = \frac{E_{vyt} \cdot (t_{is} - t_e)}{24 \cdot \varepsilon_{1A} \cdot 3,6 \cdot D_{1A}^\circ} = \frac{107 \cdot 10^6 \cdot (20 - (-15))}{24 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,85 \cdot 1}{0,95 \cdot 0,96} \cdot 3,6 \cdot 669,6} = 81,7 \text{ kW}$$

$$Q_{C,6A} = \frac{E_{vyt} \cdot (t_{is} - t_e)}{24 \cdot \varepsilon_{6A} \cdot 3,6 \cdot D_{6A}^\circ} = \frac{146,2 \cdot 10^6 \cdot (20 - (-15))}{24 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{0,95 \cdot 0,96} \cdot 3,6 \cdot 432} = 229,8 \text{ kW}$$

kde	E_{vyt}	spotřeba tepla na vytápění budovy [MJ]
	Q_C	celková tepelná ztráta objektu [kW]
	ε	koeficient vyjadřující vliv nesoučasnosti [-]
	D°	počet denostupňů [d · °C]
	t_{is}	průměrná vnitřní teplota ČSN EN 12 831 [°C]
	t_e	výpočtová venkovní teplota dle ČSN EN 12 831 [°C]
	e_i	koeficient nesoučasnosti infiltrací a tepelné ztráty prostupem [-]
	e_t	koeficient vyjadřující snížení teploty v místnosti během dne [-]
	e_d	koeficient vyjadřující zkrácení doby vytápění u objektů s přestávkami v provozu [-]
	η_o	účinnost možnosti regulace soustavy [-]
	η_r	účinnost rozvodů otopného média [-]

Celkový tepelný příkon celé teplovodní soustavy pro topné období je dán součtem jednotlivých tepelných příkonů všech objektů připojených do soustavy CZT. Pro další řešení je nutné z vypočítaných hodnot příkonu jednotlivých objektů vybrat maximální hodnotu z topného období mimo okrajové měsíce, tedy listopad až březen.

5.2 Výpočet tepelného příkonu pro topné období

Následujícím krokem je výpočet tepelného příkonu pro topné období a z této hodnoty vyjádření maximálního hmotnostního průtoku otopné vody tepelným systémem pro možné dimenzování oběhových čerpadel.

Maximální tepelný příkon pro topné období se určí součtem maximálních hodnot příkonů jednotlivých objektů v topném období mimo okrajové měsíce, viz příloha č. 2.

$$Q_{max}^T = 7,4 \text{ MW}$$

Získaná hodnota maximálního tepelného příkonu pro topné období udává výkon, kterého by měly tepelné zdroje kotleny dosáhnout a od které se bude diplomová práce dále odvíjet.

5.2.1 Výpočet hmotnostního průtoku otopné vody

Dalším krokem je výpočet hmotnostního průtoku otopné vody ze vzorce pro tepelný příkon jednotlivých objektů pro topné období. Během topného období je teplota vody v přívodním potrubí 100 °C a ve vratném potrubí 60 °C.

$$Q_{max} = \dot{m}_o \cdot c \cdot (\Delta t) \quad (5.2.1)$$

Hledanou veličinou je hmotnostní průtok otopné vody tepelným systémem, který je dán součtem průtoků větvemi A a B. Hmotnostní průtok každou z větví je složen z průtoků na jednotlivých odbočkách k objektům a lze jej vyjádřit jako závislost na maximální hodnotě tepelného příkonu pro jednotlivé objekty v topném období, měrné tepelné kapacitě vody pro střední teplotu a na teplotním spádu.

$$\dot{m}_{1A} = \frac{Q_{C,1A} \cdot 10^3}{c \cdot \Delta t} = \frac{91,24 \cdot 10^3}{1,16 \cdot (100 - 60)} = 1966,8 \text{ kg/h} \quad (5.2.2)$$

- Průtok otopné vody v průběhu topného období ve větvi A: 45 722,20 kg/h
- Průtok otopné vody v průběhu topného období ve větvi B: 113 751,11 kg/h

$$\dot{m}_o = \dot{m}_A + \dot{m}_B = 45 722,20 + 113 751,11 = 159 473,3 \text{ kg/h} \quad (5.2.3)$$

kde	Q_{max}^T	maximální tepelný příkon pro topné období [MW]
	Q_{max}	maximální hodnota tepelného příkonu pro jednotlivé objekty v topném období [MW]
	\dot{m}_o	hmotnostní průtok otopné vody [kg/h]
	c	měrná tepelná kapacita vody [W·h/kg·K]
	Δt	teplotní spád [°C]
	\dot{m}_A	hmotnostní průtok otopné vody ve větvi A [kg/h]
	\dot{m}_B	hmotnostní průtok otopné vody ve větvi B [kg/h]

Z výpočtu je patrné, že průtok otopné vody v topném období je cca 160 m³/h.

5.3 Výpočet tepelného příkonu pro letní období

Pro výpočet tepelného příkonu pro letní období nelze použít denostupňovou metodu. Spotřeba tepla je využita pouze na ohřev teplé užitkové vody (TUV) pro jednotlivé objekty mimo topné období. Během letního období je teplota vody v přívodním potrubí 70 °C a ve vratném potrubí 40 °C. Letní období se počítá pro měsíce červen, červenec a srpen.

K dispozici jsou data se stávajícími měsíčními spotřebami tepla, ze kterých vybereme maximální hodnotu a ta bude převedena na denní spotřebu tepla podle počtu dnů v měsíci. Dalším krokem je přepočítání spotřeby tepla na příkon objektu. Vzhledem ke skutečnosti, že v jednotlivých odběrných místech jsou instalované objektové předávací stanice s deskovým výměníkem pro přípravu TUV s přednostním ohřevem TUV, je stanovena perioda ohřevu 6 hodin denně. Na základě denní spotřeby tepla na ohřev teplé vody a periodě ohřevu je vypočítán potřebný tepelný příkon objektu pro přípravu TUV. Součet všech tepelných výkonů jednotlivých objektů udává maximální tepelný příkon pro ohřev TUV v letním období.

$$Q_{max}^L = \frac{Q_{TV,d}}{\tau \cdot 3600} = \frac{34,07 \cdot 10^3}{6 \cdot 3600} = 1,58 \text{ MW} \quad (5.3.1)$$

kde Q_{max}^L maximální tepelný příkon pro letní období [MW]
 $Q_{TV,d}$ denní spotřeba tepla [GJ/den]
 τ perioda na ohřev TUV, tj. 6 hodin denně [h]

Vypočítaná hodnota maximálního tepelného příkonu pro letní období udává výkon, kterého by měly tepelné zdroje kotelny dosáhnout pro ohřev TUV.

6 Návrh skladby a výkonů jednotlivých tepelných zdrojů

Dalším cílem této diplomové práce je návrh skladby a výkonů jednotlivých tepelných zdrojů na základě vypočítaných hodnot z předchozí kapitoly. Pro zhodnocení všech vypočítaných hodnot je třeba zkonstruovat diagram ročního trvání potřeby tepla (Obr. 14) dle ČSN 38 3350. Pomocí diagramu je možné navrhnout skladbu a výkony tepelných zdrojů.

Základním krokem při konstrukci diagramu je určení křivky trvání teplot. Na vodorovné ose se vychází z hodnoty venkovní výpočtové teploty t_e (pro danou oblast -15 °C) a střední denní venkovní teploty pro začátek a konec topného období t_{em} (pro danou oblast $+13\text{ °C}$). Na svislé ose je počet dnů v otopném období (pro danou oblast 257 dní). Všechny konkrétní hodnoty jsou určeny z norem. Samotná křivka se sestojí propojením denních teplot z celého topného období, dostupných na webu Českého hydrometeorologického ústavu, s počtem dnů, kdy byla konkrétní teplota naměřena.

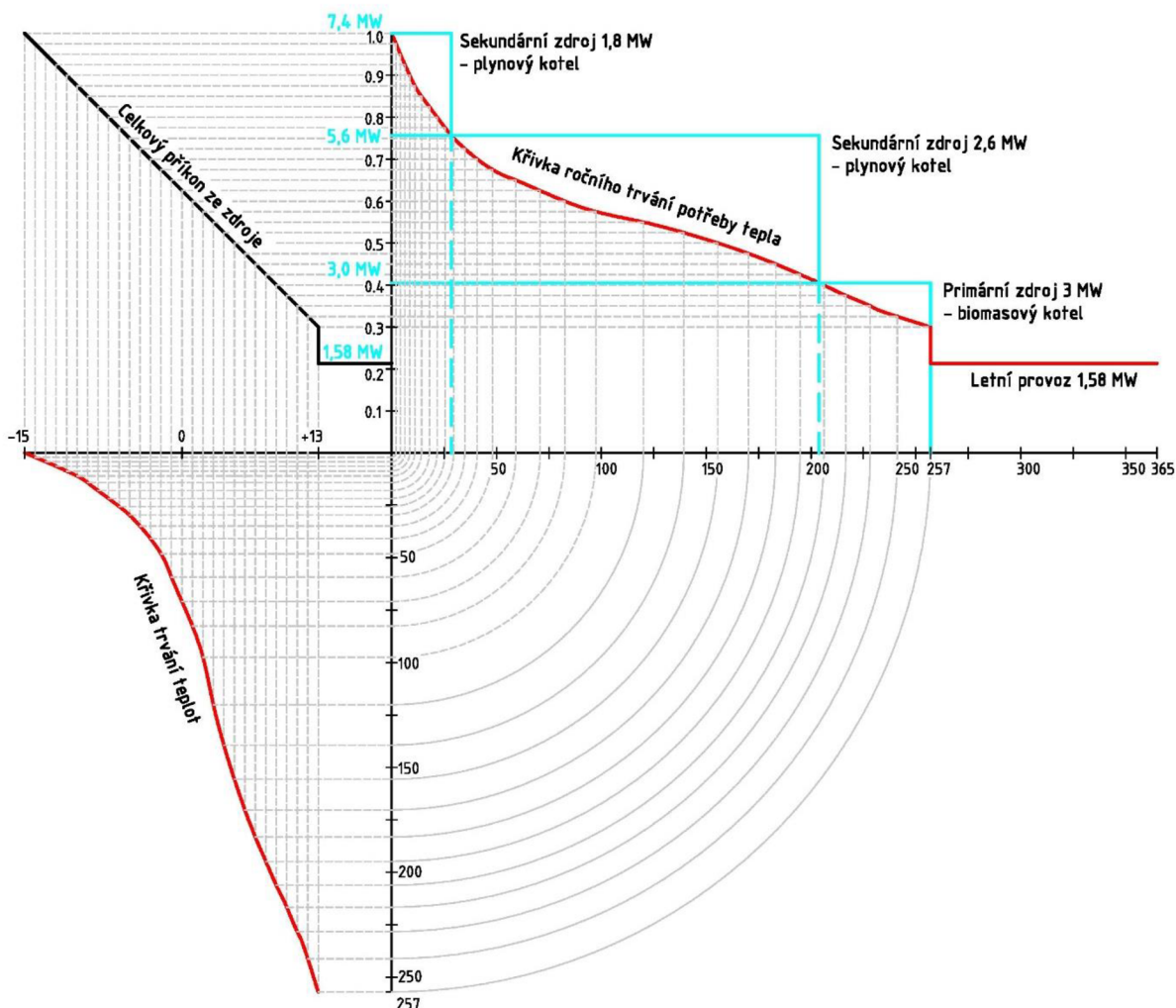
Určení tepelných zdrojů kotelny vychází z křivky ročního trvání potřeby tepla, která byla vytvořena transformací křivky trvání teplot. Vodorovná osa ukazuje 365 dní v roce, z toho 257 dnů topné sezóny. Svislá osa je rozdělena systematicky od 0 do 1, přičemž nejvyšší hodnota ukazuje celkový potřebný výkon tepelných zdrojů v kotelně. Konkrétní hodnoty výkonu jsou určeny z křivky příkonu zdroje, která nemá počátek v 0, neboť je nutné zohlednit letní odběry tepla za účelem ohřevu teplé užitkové vody (TUV).

Po domluvě s investorem bylo rozhodnuto, že bude zachován primární zdroj – biomasový kotel o výkonu 3 MW. Aktuální předpokládaná životnost kotle je do roku 2030 a kotel nevykazuje žádné poruchy, které by předurčily jeho výměnu. Sekundární zdroje společně s KJ jsou naopak na hraně životnosti a je nutná jejich modernizace. Z celkového tepelného výkonu 7,4 MW tedy zbývá 4,4 MW pro návrh sekundárních zdrojů. Dle normy ČSN 06 0310 je k zajištění spolehlivosti provozu nutné zvolit zálohu tak, aby při poruše kotle s největším výkonem bylo zbývajících jednotkami dosaženo 60 % maximálního výkonu celé kotelny.

Při zohlednění všech kritérií budou navrženy dva plynové kotle na zemní plyn o celkovém výkonu 4,4 MW. Podle diagramu (Obr. 14) jsou navrženy plynové kotle o tepelném výkonu 2,6 MW a 1,8 MW. Výkonově menší kotel bude pracovat s menším ročním využitím instalovaného výkonu, je tedy vhodný k pokrytí špičkové části diagramu a zároveň k ohřevu TUV během letního provozu. Další podmínkou, kterou je nutné zohlednit je fakt, že plynový kotel o tepelném výkonu 1,8 MW musí při svém minimálním výkonu (cca 30 %) pokrýt odběr tepla v letních měsících. Tuto podmínku kotel splňuje.

Pro lepší pokrytí špičkových odběrů je vhodné propojení kotlů se stávající akumulací nádrží o objemu 250 m^3 . Nádrž je propojena s přívodní i vratnou větví tepelných rozvodů. Vzhledem ke tvaru nádrže, velikosti objemu a vlivem nízké rychlosti proudění nedochází k promísení jednotlivých teplotních hladin uvnitř akumulací nádrže. Přívodní větev o teplotě 100 °C je propojena s akumulací nádrží v horní části a pro rovnoměrné proudění média jsou uvnitř nádrže instalovány pomocné vestavby. Vratná větev je připojena ke spodní části nádrže a teplota média dosahuje 60 °C . Po celé výšce nádrže jsou umístěny teploměry a čidla pro měření objemu. V momentě, kdy dochází k nízkému odběru tepla ze sítě, se akumuluje

teplo v akumulační nádrži. Naopak v případě vyššího odběru lze díky akumulaci zajistit dodávku tepla do sítě a zabránit tím chvilkovému startu výkonově menšího kotle.



Obr. 14 – Diagram ročního trvání potřeby tepla

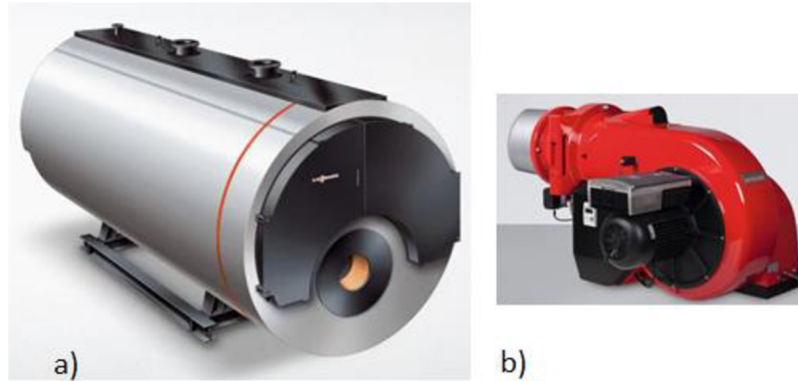
6.1 Plynový kotel Vitomax 200-LW

Jedním z navrhovaných tepelných zdrojů je třítahový teplovodní kotel Vitomax 200-LW od firmy Viessmann o tepelném výkonu 2,6 MW a provozním tlaku 6 bar (Obr. 15a). Jedná se o kotel spalující zemní plyn s výstupní teplotou vody až 110 °C, provozním tlakem 6 bar a s objemem kotlové vody 4,9 m³. Součástí teplovodního kotle je plynový hořák Weishaupt WM-G50/1-A/ZM-NR (Obr. 15b). Nízkoemisní hořák obsahuje pomocné směšovací zařízení a splňuje emisní limit 100 mg/m³ NO_x pro kotle na zemní plyn o celkovém výkonu do 5 MW dle vyhlášky č. 415/2012 Sb. [25] [26] [27]

Spalovací prostor tvoří plamenec namáhán vnějším přetlakem, který je umístěn ve středu, mírně osazen dolů. Díky zadní vratné komoře se spaliny odráží od zadní stěny a vstupují do žárových trubek, které jsou umístěné nad plamencem a na jeho bocích. Kotel disponuje širokými vodními stěnami pro přirozenou cirkulaci bez přidavných kotlových

čerpadel. Kotel je po celém obvodu zajištěn tepelnou izolací a krytem, chránícím izolaci před poškozením. Rozměry zařízení jsou 4,2x2,24x1,95 m a prázdnou hmotností 6,24 t. [25]

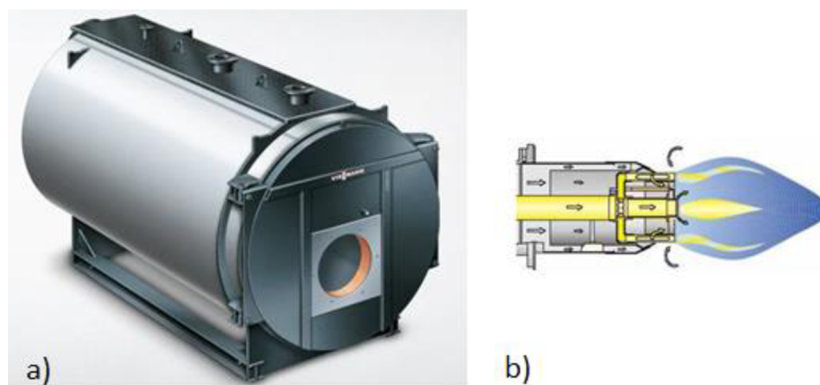
Pro zvýšení účinnosti je ke kotli instalován výměník spaliny/voda s výkonem 125 kW, který zajišťuje účinnost spalování 95,5 %. [25]



Obr. 15 – a) Teplovodní kotel Vitomax 200-LW společnosti Viessmann, b) Hořák společnosti Weishaupt [25] [26]

6.2 Plynový kotel Vitomax 100-LW

Druhým z navrhovaných tepelných zdrojů je třítahový teplovodní kotel Vitomax 100-LW od stejné firmy Viessmann o tepelném výkonu 1,8 MW a provozním tlaku 6 bar (Obr. 16a). Jedná se o kotel spalující zemní plyn s provozním tlakem 6 bar a teplotou výstupní vody až 110 °C. Součástí kotle je plynový nízkoemisní hořák Riello RS 300/P BLU s dvoustupňovou modulovanou regulací výkonu (Obr. 16b). Nízkoemisní hořák opět obsahuje pomocné směšovací zařízení a také splňuje emisní limit 100 mg/m³ NO_x dle vyhlášky č. 415/2012 Sb. [25] [27] [28]



Obr. 16 – a) Teplovodní kotel Vitomax 100-LW společnosti Viessmann, b) Schéma hořáku společnosti Riello [25] [28]

Spalovací prostor a umístění žárových trubek je principiálně stejný jako u kotle Vitomax 200-LW. Rozměry zařízení jsou 3,1x1,95x1,79 m a prázdnou hmotností 3,19 t. Předepsaná účinnost plynového teplovodního kotle je 95 % díky výměníku spaliny/voda o výkonu 91 kW. [28]

- Odvod spalin nově navržených plynových kotlů

Ze stávajících plynových kotlů jsou spaliny odváděny kouřovody do společného komína. Jelikož výkony nových kotlů jsou navrženy se stejným nebo nižším výkonem než stávající, není nutné budování nového komína, jeho velikost je dostačující. Kouřovody budou připojeny ke stávajícímu komínu a budou doplněny o spalinové výměníky a tlumiče hluku. Na plynový kotel o výkonu 2,6 MW bude napojený nový kouřovod o dimenzi DN450 a na kotel o výkonu 1,8 MW kouřovod o dimenzi DN300.

6.3 Návrh oběhového čerpadla

Nejdůležitějšími kritérii čerpadel jsou průtok otopné vody tepelnou sítí a dopravní výška, která vychází z tlakové ztráty celého systému. Hodnota tlakové ztráty (415 kPa) byla již určena při rekonstrukci teplovodních sítí jako součet tlakových ztrát na přívodní a vratné větvi, tlakových ztrát kotleny a všech předávacích stanic. Pro dimenzování oběhového čerpadla je vhodné jako rezervu zvýšit hodnotu průtoku otopné vody i dopravní výšky cca o 5 %, tzn. $Q_v = 168 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 435 \text{ kPa}$.

Z důvodu vysokých požadavků na bezpečnost provozu a vytvoření výkonnostních rezerv se volí dvě oběhová čerpadla. Při vyšší hodnotě objemového průtoku je vhodné volit paralelní zapojení čerpadel. V současnosti se v tomto případě dává přednost volbě odstředivých suchoběžných čerpadel s mechanickou ucpávkou s využitím konstrukce „inline“, kde je sací i výtlačné hrdlo v jedné ose. Oběhová čerpadla musí být zvolena tak, aby při výpadku jednoho z nich byla schopná udržovat oběh topného média na 60 % z celkového průtoku topné vody.

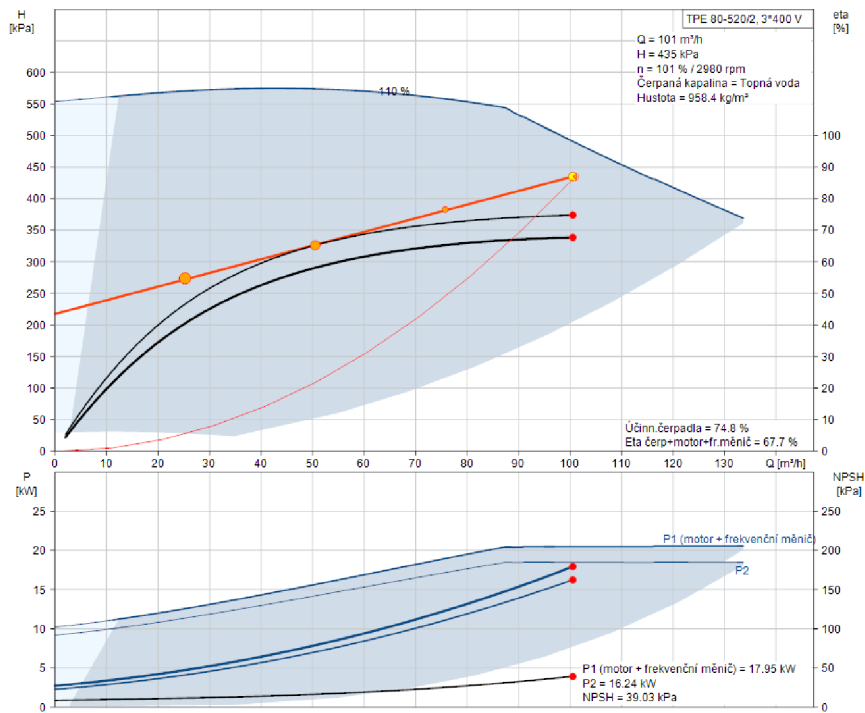
Pro samotný návrh čerpadel byl využit program společnosti Grundfos. Základní parametry pro vyhodnocení vhodného čerpadla jsou vypsány v tabulce č. 2. Průtok čerpadlem je zvolen jako 60 % z celkového Q_v , aby nedocházelo ke zbytečnému předimenzování čerpadel a tím zvyšování nákladů na jejich pořízení.

Tabulka 2: Návrhové parametry oběhového čerpadla pro program společnosti Grundfos [29]

Oblast aplikace	<i>Dálkové vytápění</i>	Topná sezóna	<i>257 dní</i>
Průtok	<i>101 m³/h</i>	Konstrukce čerpadla	<i>Inline jednostupňové</i>
Dopravní výška	<i>435 kPa</i>	Typ připojení čerpadla	<i>Přírubové</i>
Čerpaná kapalina	<i>Topná voda</i>	Frekvence	<i>50 Hz</i>
Min. teplota kapaliny	<i>40 °C</i>	Fáze	<i>3</i>
Max. teplota kapaliny	<i>100 °C</i>	Min. hodnota pro spínání hvězda/trojúhelník	<i>5,5 kW</i>
Max. provozní tlak	<i>16 bar</i>		
Min. tlak na sání	<i>3,5 bar</i>	Okolní teplota	<i>20 °C</i>
Materiál	<i>Litina nebo nerezová ocel</i>	Způsob regulace	<i>Řízení na proporcionální tlak s frekvenčním měničem</i>

Programem bylo vyselektováno celkem 6 nejvhodnějších čerpadel typu TPE 80-520/2(-S), TPE 80-570/2(-S), TPE 100-390/2(-S). Z uvedených parametrů bylo vybráno čerpadlo typu

TPE 80-520/2. Z možných řešení má sice o jedno procento nižší účinnost, ale jedná se o nejlevnější variantu na provoz a na pořizovací náklady. Ostatní parametry jsou si velmi blízké. Charakteristika vybraného čerpadla je na obrázku č. 17.



Obr. 17 – Charakteristika oběhového čerpadla TPE 80-520/2 [29]

Jedná se o jednostupňové odstředivé čerpadlo s pevnou spojkou (Obr. 18). Sací a výtlačné hrdlo mají stejné průměry a jsou v jedné ose. Výhodou je vyjímatelná horní konstrukce pro jednoduchou údržbu a servis. Čerpadlo je instalováno společně s asynchronním motorem, který je chlazený ventilátorem. Díky frekvenčnímu měničiči a PI regulátoru ve svorkovnici motoru je možná plynulá regulace otáček motoru a s tím spojené přizpůsobení výkonu podle provozních podmínek. Účinnost čerpadla dosahuje 74,8 % při výkonu motoru s frekvenčním měničičem 17,95 kW. [29]



Obr. 18 – Čerpadlo TPE 80-520/2, Grundfos [29]

6.4 Návrh expanzního zařízení

Expanzní zařízení jsou bezpečnostní zařízení, která vyrovnávají změny objemu vody v soustavě a tím udržují potřebný tlak. Je nutné provést kontrolu, aby byly při návrhu nových tepelných zdrojů na místě expanzní nádoby v dostatečném objemu.

Pro výpočet expanzního objemu byly použity projekční podklady od společnosti Reflex. [30] Expanzní objem pro beztlaké expanzní nádoby lze vyjádřit jako závislost objemu v celém topném systému na poměrném zvětšení objemu vody. Objem v celém systému je určen součtem objemu vody v kotelně, ve stávající akumulaci nádrži a v topné soustavě.

$$V_C = 1,1 \cdot V_0 \cdot \Delta v \quad (6.4.1)$$

$$V_0 = V_1 + V_2 + V_3 = 5,83 + 250 + 159,21 \doteq 415,04 \text{ m}^3 \quad (6.4.2)$$

Součinitel objemové roztažnosti je přibližně stanoven z grafu v normě ČSN 06 0830 nebo přesněji podle následujícího vzorce:

$$\Delta v = \frac{1000}{\rho_{t,max}} - \frac{1000}{\rho_{10\text{ }^\circ\text{C}}} = \frac{1000}{971,790} - \frac{1000}{999,701} = 0,0287 \quad (6.4.3)$$

$$V_C = 1,1 \cdot 415,04 \cdot 0,0286 = 13,06 \text{ m}^3$$

kde	V_C	expanzní objem [m^3]
	V_0	objem vody v celém systému [m^3]
	V_1	objem vody v kotelně [m^3]
	V_2	objem stávající akumulaci nádrže [m^3]
	V_3	celkový objem topné soustavy [m^3]
	Δv	poměrné zvětšení objemu vody [-]
	$\rho_{t,max}$	hustota vody při teplotním spádu soustavy 100/60 °C [kg/m^3]
	$\rho_{10\text{ }^\circ\text{C}}$	hustota vody při teplotě 10 °C [kg/m^3]

Z výpočtu je patrné, že stávající objem (6,6 m^3) expanzních nádob je nedostatečný a je nezbytné navrhnout nové složení expanzního zařízení. Vzhledem k životnosti stávajících nádob není potřebná jejich výměna, proto je vhodné navrhnout pouze doplňující zařízení. S ohledem na prostorové možnosti je navrhován čerpadlový expanzní automat se dvěma expanzními nádobami Variomat společnosti Reflex (Obr. 19).

Jedná se o automat se dvěma čerpadly s integrovaným doplňováním a odplyňováním pro topné soustavy do 10 barů, minimálním provozním tlakem do 4,8 barů a tepelným výkonem do 8 MW. Variomat se skládá z řídicí jednotky, expanzních nádob a připojovací soupravy. Řídicí jednotka byla zvolena VS 2-2/60 s řízením Control Touch a pozvolným rozběhem. Dále základní expanzní nádoba Variomat o objemu 5000 l a přídavná nádoba o objemu 2000 l. Celkový objem nově navržených expanzních nádob (7 m^3) je dán s rezervou 0,54 m^3 z celkového potřebného expanzního objemu. Poslední položkou je Variomat připojovací souprava, která zajistí připojení řídicí jednotky s expanzními nádobami. [30]



Obr. 19 – Expanzní automat Variomat se dvěma čerpadly, Reflex: 1. Hlavní spinač, 2. Řídicí jednotka, 3. Zavzdušňování a odvzdušňování, 4. Odplyňovací ventil, 5. Přídavná nádoba, 6. Základní nádoba, 7. Plnicí a vypouštěcí kohout, 8. Sonda měření hladiny [30]

Před uvedením expanzního zařízení do provozu je nutné nastavit zařízení na požadovaný tlak. Okrajovými hodnotami jsou statický tlak a konstrukční tlak celé soustavy. Statický tlak (2 bar) je určen jako tlak sloupce kapaliny, který odpovídá statické výšce 20 m. Konstrukční tlak soustavy 6 bar je dán podle stávajících tepelných zdrojů. Při najíždění expanzního zařízení, kde jsou nádoby prázdné, se musí nejdříve nastavit minimální provozní tlak (2,2 bar), který se určí součtem statického tlaku a bezpečnostního přírůstku 0,2 bar. Při naplnění soustavy studenou vodou a odvzdušnění se počáteční tlak plynu v nádobě upraví na hodnotu 2,5 bar. Po zahřátí systému dochází k navýšení tlaku. Jestliže je konstrukční tlak soustavy 6 bar, pak otevírací přetlak pojistného ventilu je zvolen 5,5 bar. Konečný tlak v soustavě při nejvyšší teplotě v systému má hodnotu 4,5 bar a je nižší minimálně o otevírací diferenci pojistného ventilu od pojistného přetlaku. Žádaná hodnota rozsahu udržování tlaku je tedy rozdíl mezi konečným tlakem a počátečním tlakem v soustavě. [30]

6.5 Návrh pojistného zařízení

Podle normy ČSN 06 0830 musí být každý tepelný zdroj vybaven pojistným zařízením, které je připojeno v pojistném místě. Zároveň zde musí být zapojen teploměr, tlakoměr a případně i snímač nedostatečného množství vody. Zdroje tepla se řadí do dvou skupin podle skupenství vody odcházející z pojistného zařízení. Do první skupiny se řadí výměníky tepla, redukční a směšovací zařízení a ohřivače bez přeměny energie. Do druhé skupiny patří kotle a ohřivače vody s přeměnou energie. Vychází se z předpokladu, že pojistné zařízení musí spolehlivě a bezpečně odvézt ze zdroje pojistný výkon. Určení pojistného výkonu se odlišuje podle skupiny, do které jsou zdroje zařazeny. [31]

V případě této diplomové práce je navrhován pojistný ventil s otevíracím přetlakem 5,5 bar pro dva nové plynové kotle (indexy 1 a 2), pro dva ekonomizéry (index EKO1 a EKO2)

a pro celou kotelnu (index K), tedy pro výkon 7,4 MW. Pojistný výkon pro plynové kotle s ekonomizéry a kotelnu se rovná jmenovitému výkonu zdroje či součtu zdrojů v případě kotelny.

$$Q_p = Q_n \quad (6.5.1)$$

$$Q_{p1} = 2600 \text{ kW}$$

$$Q_{p2} = 1800 \text{ kW}$$

$$Q_{pK} = 7400 \text{ kW}$$

$$Q_{pEKO1} = 125 \text{ kW}$$

$$Q_{pEKO2} = 91 \text{ kW}$$

Předběžně jsou pro výpočet zvoleny parametry pojistných ventilů od společnosti ARI Armaturen (Tab. 3).

Tabulka 3: Parametry pojistných ventilů společnosti ARI Armaturen pro vytápěcí zařízení [32]

ARI Armaturen		Pojistné ventily ARI-SAFE 901								
DN1/DN2		15/20	20/32	32/50	40/65	50/80	65/100	80/125	100/150	125/200
α_v	[-]	0,74								0,70
A_o	[mm ²]	113	254	661	1018	1590	2688	4072	6362	8825

Pro páru se určí průřez sedla pojistného ventilu ze vztahu:

$$A_o = \frac{Q_p}{\alpha_v \cdot K} \quad (6.5.3)$$

$$A_{o1} = \frac{Q_{p1}}{\alpha_v \cdot K} = \frac{2600}{0,74 \cdot 1,97} = 1784 \text{ mm}^2$$

$$A_{o2} = \frac{Q_{p2}}{\alpha_v \cdot K} = \frac{1800}{0,74 \cdot 1,97} = 1235 \text{ mm}^2$$

$$A_{oK} = \frac{Q_{p2}}{\alpha_v \cdot K} = \frac{7400}{0,74 \cdot 1,97} = 5076 \text{ mm}^2$$

$$A_{oEKO1} = \frac{Q_{pEKO}}{\alpha_v \cdot K} = \frac{125}{0,74 \cdot 1,97} = 86 \text{ mm}^2$$

$$A_{oEKO2} = \frac{Q_{pEKO}}{\alpha_v \cdot K} = \frac{91}{0,74 \cdot 1,97} = 63 \text{ mm}^2$$

kde	Q_p	pojistný výkon [kW]
	Q_n	jmenovitý výkon zdroje tepla [kW]
	A_o	průtočný průřez sedla pojistného ventilu [mm ²]
	α_v	výtokový součinitel pojistného ventilu, udává výrobce [-]
	p_{ot}	otevřicí přetlak pojistného ventilu [kPa]
	K	konstanta závislá na stavu syté vodní páry při $p_{ot} = 5,5$ bar dle ČSN 06 0830 [kW/mm ²]

Při výběru konkrétního typu pojistného ventilu z nabídky dané společnosti se volí vždy nejbližší vyšší průřez sedla. Z toho vyplývá, že pro navrhované plynové kotle jsou nejvhodnější pojistné ventily s dimenzemi DN65/100 a DN50/80, pro ekonomizéry pojistné ventily s dimenzemi 2×DN15/20 a pro výkon celé kotelny je vhodný pojistný ventil s dimenzemi DN100/150.

6.6 Návrh úpravny vody

S ohledem na dobu provozu stávající úpravný vody je nutná její modernizace. Při návrhu nové úpravný je nezbytné zohlednit požadavky na kvalitu doplňovací vody dle normy ČSN 07 7401. Konkrétní hodnoty požadavků pro doplňovací a oběhovou vodu z normy jsou v tabulce č. 4.

Tabulka 4: Požadavky na kvalitu vody dle ČSN 07 7401 [33]

Pol.	Doplňovací voda		
1.	Tvrdost	mmol/l	max. 0,03
2.	Koncentrace Fe + Mn	mg/l	0,3
	Oběhová voda		
3.	Hodnota pH při 25°C		8,5
4.	Rozpuštěný fosforečnan sodný Na ₃ PO ₄ měřený jako P ₂ O ₅	mg/l	5 - 15
5.	Přebytek siřičitanu sodného Na ₂ SO ₃	mg/l	10 - 40
6.	Zjevná alkalita (p hodnota) KNK _{8,3}	mmol/l	0,5 - 1,5

Z tabulky č. 4 je taky patrné, že úprava doplňovací a oběhové vody spočívá ve dvou krocích. Prvním z nich je odstranění tvrdosti, které se provádí pomocí katexového filtru a zabrání se tím tvorbě vodního kamene. Změkčovací (katexový) filtr se skládá z tlakové nádoby a ventilů pro obsluhu. Navíc je vedle tlakové nádoby dodána plastová nádrž pro rozpouštění regenerační soli, která slouží k vytěsnění zachycených iontů tvrdosti z katexového filtru a tím se u filtru dosáhne opětovné schopnosti změkčování vody. [33]

Druhým krokem je dávkování inhibitorů, které zajišťují odplynění vody, úpravu alkality a pH. Účelem toho kroku je zabránit jakékoliv korozi v teplovodním systému. Dávkování chemikálií je v takovém rozsahu teplovodních sítí prováděno automaticky. [33]

Do úpravný je dodávána pitná voda z vodovodního řadu, která musí být dle ČSN EN 1717 oddělena bezpečnostní armaturou od vody ošetřené inhibitory, která se nachází v topném systému. [33]

Pro účely této diplomové práce byla vybrána automatická bloková úpravna vody ABUV 2/1 od společnosti Deto Brno (Obr. 20) o maximálním průtoku 2 m³/h. Výhodou úpravný je dvojitý změkčovač, který zajišťuje nepřetržitou úpravu pitné vody. Změkčovače

pracují tak, že po vyčerpání kapacity jednoho filtru se automaticky přepíná na provoz druhého a současně dochází k regeneraci prvního filtru. [34]



Obr. 20 – Automatická úpravna vody Deto Brno [34]

7 Technicko-ekonomické zhodnocení provozu zdroje

Poslední kapitola této diplomové práce se zabývá technicko-ekonomickým zhodnocením provozu navržených tepelných zdrojů. V dnešní době se jedná o hlavní kritérium pro modernizaci nebo výstavbu nových tepelných zdrojů. U ekonomického zhodnocení je nejdůležitějším faktorem návratnost investice, ať už prostá nebo diskontovaná. V následujících krocích bude popsán vlastní výpočet k určení prosté a diskontované návratnosti.

7.1 Vstupní data

Nejdříve je nutné určit vstupní data návratnosti investice (Tab. 5). Počátek modernizace je naplánován na začátek roku 2020. Všechny dlouhodobý hmotný majetek této investice je nutné rozřadit dle Zákona o daních z příjmu č. 586/1992 Sb. do odpisových skupin, které určí, kolik let se bude cena za dlouhodobý hmotný majetek odpisovat. Samotné odpisování lze rozdělit na rovnoměrné nebo zrychlené. V tomto případě je zvoleno odpisování rovnoměrné, které má kromě prvního roku stejné roční odpisy po celou dobu odpisování. Maximální roční odpisové sazby jsou určeny dle zákona č. 586/1992 Sb. Pokud konkrétní typ investice nelze zařadit do odpisové skupiny, volí se v tomto případě minimální délka odpisu 10 let. [35]

Dále se při hodnocení investice používá diskontní míra, která v podstatě reprezentuje úšlou příležitost. Volí se tak, aby byla diskontní míra vždy vyšší než úroková sazba na spořicí účtech v bance. Je to dáno tím, že spořicí účet lze považovat za bezrizikový finanční prostředek. Diskontní míra zahrnuje míru inflace 2,25 %. Další položkou je daňová sazba právnické osoby, která je opět určena dle Zákona o daních z příjmu. Pro provoz nových plynových kotlů je naplánován jeden pracovník, který se bude starat o pravidelnou údržbu kotleny s pracovní dobou 25 hodin týdně. Životnost investice je odhadována na 25 let. [35]

Tabulka 5: Vstupní data pro výpočet návratnosti investice

VSTUPNÍ DATA DO VÝPOČTU NÁVRATNOSTI INVESTICE					
Rok zahájení provozu investice:	2020	Odpis. skupina	Délka odpis.	Roční odpis. sazba první rok	Roční odpis. sazba další roky
TEPELNÝ ZDROJ - druh zařízení dle odpisových skupin	Kotle k ústřednímu topení	3	10	5,5	10,5
TECHNOLOGIE - druh zařízení dle odpisových skupin	Výměníky tepla	3	10	5,5	10,5
STAVBA - druh stavby dle odpisových skupin	Základy technologických výrobních zařízení	5	25	1,4	4,1
OSTATNÍ - druh ostatní investice dle odpisových skupin	Nezařazeno - odpis. min. 10 let	3	10	5,5	10,5
Diskontní míra [%]	5,3				
Typ osoby:	právnická				
Daňová sazba (daň z příjmu) [%]:	19				
Počet pracovníků:	1				
Průměrná hrubá mzda na 1 pracovníka:	20 000				
Odhadovaná životnost investice:	25	MAX. 40 let			

7.2 Investiční náklady na zařízení kotelny

Následujícím krokem je určení investičních nákladů na zařízení kotelny (Tab. 6). V ceně jsou zahrnuty tepelné zdroje, vybraná stojní a zabezpečovací zařízení, stavební úpravy, doprava tepelných zdrojů a projektová dokumentace. Projektová dokumentace není započítávána do odpisů hmotných majetků, pouze do celkové částky investičních nákladů na projekt. Při výpočtu investičních nákladů se počítá s rezervou 20 % z celkové ceny na případné dodatečné náklady. Celkem tedy činí investiční náklady na vybavení kotelny téměř 13 mil. Kč.

Tabulka 6: Investiční náklady na vybavení kotelny

INVESTIČNÍ NÁKLADY			
Tepelný zdroj	Plynový kotel č. 1	4 160 000	Kč
	Plynový kotel č. 2	2 880 000	Kč
	celkem	7 040 000	Kč
Technologie	Expanzní zařízení	740 000	Kč
	Čerpadla	560 000	Kč
	Bezpečnostní zařízení a armatury na straně ZP	296 000	Kč
	Armatury	137 500	Kč
	Úpravna vody	80 000	Kč
	Měření a regulace	220 000	Kč
	Přenos dat do řídicího systému	80 000	Kč
	Nátěry, izolace, uložení, potrubí vč. montáže	141 000	Kč
	Montáž kotlů, napuštění kotlů a první zprovoznění	90 000	Kč
	Kominové systémy	130 000	Kč
	Vzduchotechnika	65 000	Kč
	celkem	2 539 500	Kč
	Stavba	Betonové základy kotlů	150 000
Základ expanzních nádob		25 000	Kč
Základ čerpadel		32 000	Kč
Stavební úpravy stávajícího stavu		70 000	Kč
Pomocné ocelové konstrukce		25 000	Kč
celkem		302 000	Kč
Ostatní investice	Doprava kotlů na pracoviště	120 000	Kč
	Doprava technologie	61 000	Kč
	celkem	181 000	Kč
Investice celkem		10 062 500	Kč
Projektová dokumentace		7	%
Cena projektové dokumentace		704 375	Kč
Rezerva		20	%
Cena celkem		10 766 875	Kč
Cena celkem s rezervou		12 920 250	Kč

7.3 Ekonomické faktory

Mezi ekonomické faktory ovlivňující zisky a výdaje patří v případě této diplomové práce nákupní a výkupní ceny energií a sociální a zdravotní pojištění odváděné za zaměstnance (Tab. 7). Celková hodnota zisku je závislá především na ceně prodávaného tepla,

kteřá se v rámci ČR liší dle oblasti a podmínek daného provozu. V případě této diplomové práce byla cena prodeje tepla určena provozovatelem zdroje lokální soustavy CZT.

Důležitou složkou provozních nákladů je cena paliva – zemního plynu a elektrické energie pro pohon čerpadel a pro vlastní spotřebu kotelny, které jsou získané od distributorů pro danou oblast. Mezi další položku výdajů patří mzda pro zaměstnance a s tím spojená povinnost zaměstnavatele odvádět sociální a zdravotní pojištění, které se počítá z hrubé mzdy a je určeno Ministerstvem práce a sociálních věcí.

Tabulka 7: Ekonomické faktory pro výpočet návratnosti

EKONOMICKÉ FAKTORY		
Cena prodeje tepla	430,0	[Kč/GJ]
Cena paliva - zemního plynu	8,9	[Kč/m ³]
Cena elektrické energie ze sítě distributora E.ON	3 700,0	[Kč/MWh]
Sociální pojištění zaměstnavatele	25	%
Zdravotní pojištění zaměstnavatele	9	%

7.4 Provozní zisky a výdaje

Roční provozní zisky jsou závislé na množství prodaného tepla a na prodejní ceně tepla (Tab. 8). Množství prodaného tepla během roku pro nové sekundární zdroje je vztaženo k odběrům pro jednotlivé měsíce z dostupných hodnot spotřeby tepla za rok 2016.

Tabulka 8: Provozní zisky a výdaje za rok

PROVOZNÍ VÝDAJE A ZISKY		
Množství prodaného tepla	18 998,50	[GJ/rok]
Cena prodeje tepla	430,00	[Kč/GJ]
Celkové zisky za tepelnou energii	8 169 355,00	[Kč/rok]
Množství spotřebovaného paliva	551 362,69	[m ³ /rok]
Cena paliva	8,90	[Kč/m ³]
Náklady na palivo	4 907 127,96	[Kč/rok]
Množství spotřebované el. energie čerpadel	56,00	[MWh/rok]
Vlastní spotřeba zdrojů a podpůrných systémů (2,5 %)	1,40	[MWh/rok]
Cena elektrické energie ze sítě distributora E.ON	3 700,00	[Kč/MWh]
Náklady na el. energii	212 372,60	[Kč/rok]
Náklady na servis a revize plynových zařízení	120 000,00	[Kč/rok]
Mzdy	321 600,00	[Kč/rok]
Celkové náklady na provoz	5 561 100,56	[Kč/rok]

Náklady na roční provoz nových tepelných zdrojů jsou závislé na množství spotřebovaného zemního plynu, elektrické energie, nákladech za servis a revize plynových zařízení a na hrubé roční mzdě zaměstnanců.

7.5 Ekonomické zhodnocení

Jedním ze vstupních požadavků pro možné ekonomické zhodnocení je provozuschopnost nového zařízení. Pro tento typ tepelných zdrojů a provozních zařízení je zvolena doba provozu 25 let, během kterých je nutné zohlednit hodnotu získaných finančních prostředků a zároveň hodnotu nákladů spojenou s provozem. Následující výpočty jsou provedeny dle vyhlášky o energetickém auditu a energetickém posudku č. 480/2012 Sb. Podrobný výpočet je uveden v příloze č. 3.

Hlavními rozhodujícími kritérii pro zhodnocení investice je návratnost prostá nebo diskontovaná, čistá současná hodnota (NPV) a vnitřní výnosové procento (IRR). [37]

Prostá návratnost je nejjednodušší ekonomické zhodnocení, kde se využívá hodnota kumulovaného cash flow (KCF_t). Cash flow (CF_t) nebo peněžní tok zajišťuje informace o rozdílech mezi zisky a výdaji ve sledovaném období. V prvním roce po uvedení zařízení do provozu bude hodnota CF_t záporná. V dalších letech se hodnota díky ziskům z prodeje tepla dostává do kladných hodnot. KCF_t je součet peněžních toků od prvního roku do konce hodnoceného období v závislosti na počáteční investici. Pokud dosáhne KCF_t kladných hodnot, jedná se o rok, kdy dochází k prosté návratnosti investice. [37] [38]

$$CF_t = \text{zisky} - \text{výdaje} \quad (7.5.1)$$

$$KCF_t = \sum_{t=1}^T CF_t \quad (7.5.2)$$

Diskontovaná návratnost oproti prosté návratnosti využívá hodnoty diskontovaného cash flow (DCF_t), kde se zohledňuje diskontní sazba v průběhu období provozu nových zařízení neboli budoucí hodnota peněz. Rok diskontované návratnosti začíná při dosažení kladných hodnot DCF_t . [37] [38]

$$DCF_t = \frac{CF_t}{(1+d)^t} \quad (7.5.3)$$

Čistá současná hodnota (NPV) je jedno z nejpoužívanějších kritérií, které popisuje finanční přínos projektu, zahrnující dobu životnosti projektu a zároveň bere v potaz budoucí hodnotu peněz. [37]

$$NPV = \sum_{t=1}^T \frac{CF_t}{(1+d)^t} \quad (7.5.4)$$

Vnitřní výnosové procento (IRR) ukazuje výnos projektu po dobu životnosti zařízení. Při dosažení IRR vyšší hodnoty než je diskontní sazba, pak lze projekt považovat za výhodný. [37]

$$0 = \sum_{t=1}^T \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} \quad (7.5.5)$$

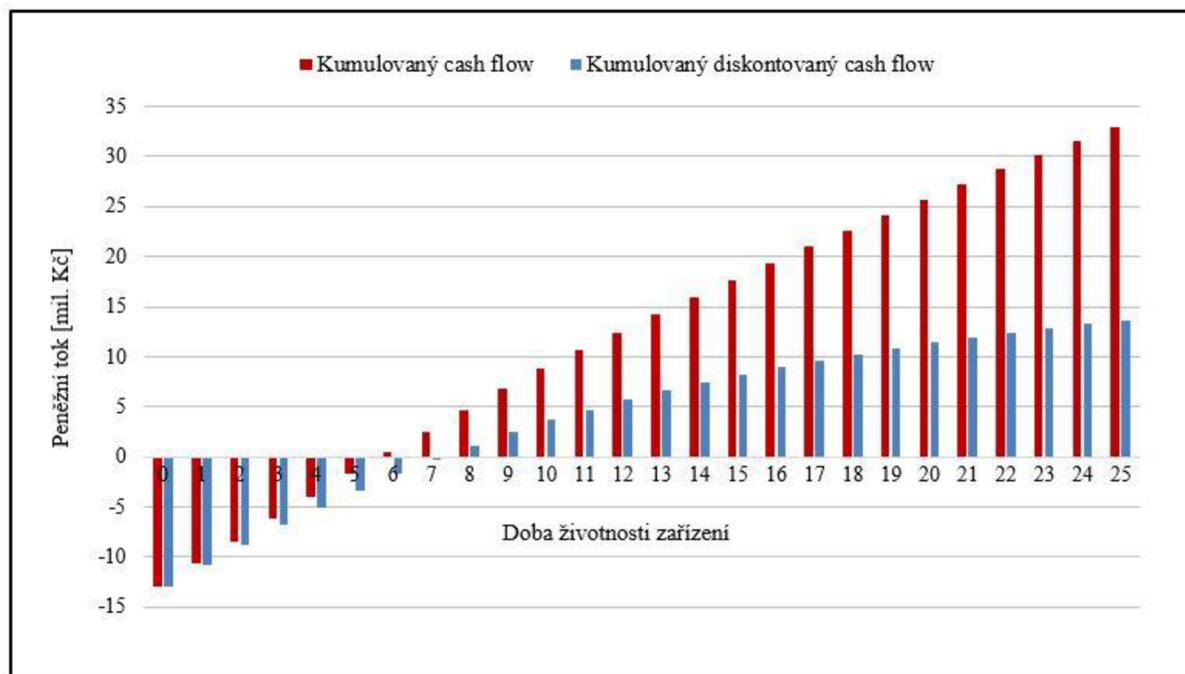
kde T doba hodnocení projektu
 t konkrétní rok z doby hodnocení
 d diskontní sazba

V tabulce č. 9 jsou zobrazeny vypočítané hodnoty hlavních kritérií ekonomického zhodnocení. Délka splatnosti se zohledněním diskontní sazby byla zaokrouhlena na 10 let. Z těchto hodnot je patrné, že se jedná o investičně výhodný projekt a je doporučen k realizaci.

Tabulka 9: Hlavní kritéria ekonomického zhodnocení

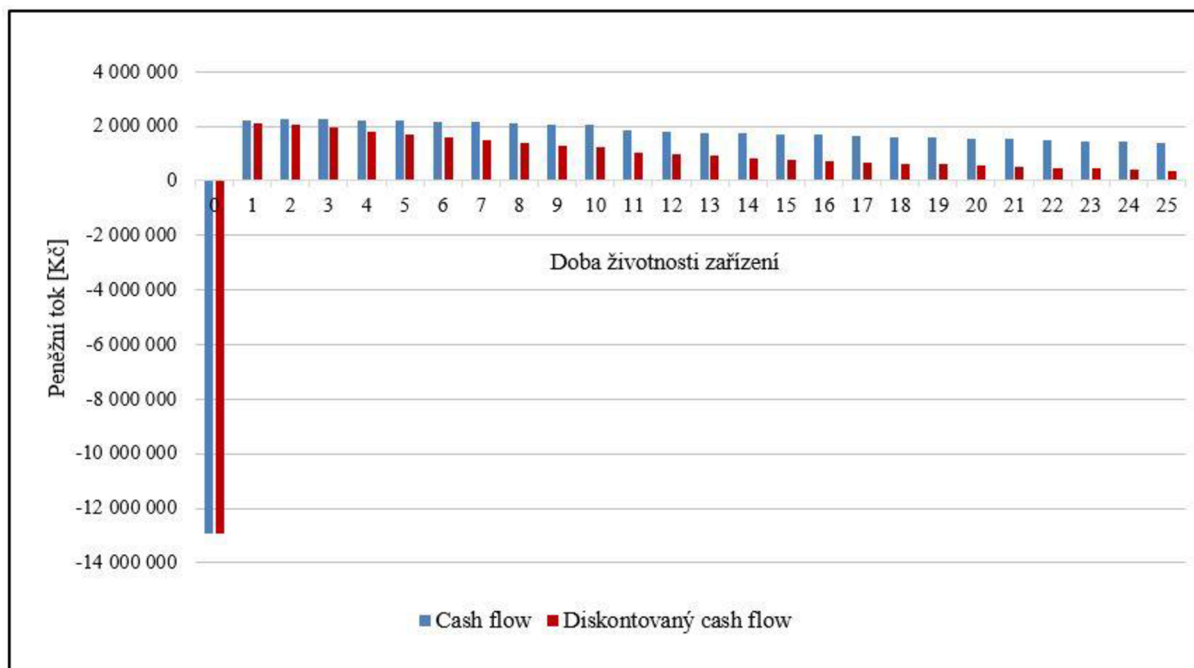
EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ		
Čistá současná hodnota (NPV)	13 657 798 Kč	Kč
Prostá návratnost	7,03	let
Diskontovaná návratnost	9,03	let
Vnitřní výnosové procento (IRR)	16	%
Zaokrouhlená délka splatnosti se zohledněním diskontní sazby	10	let
Rok, ve kterém bude daná investice splacena	2030	rok

Na obr. 21 je zobrazen graf ukazující průběh KCF_t a DCF_t neboli průběh prosté a diskontované návratnosti. Z něj je také patrné, že prostá návratnost nastane po cca 7 letech provozu a diskontovaná návratnost po cca 9 letech provozu nových zařízení.



Obr. 21 – Průběh kumulovaného CF_t a diskontovaného KCF_t v závislosti na době životnosti zařízení

Na obr. 22 je vidět srovnání peněžního toku s diskontovaným peněžním tokem v průběhu provozu zařízení.



Obr. 22 – Srovnání CF_t a diskontovaného CF_t v průběhu životnosti zařízení

8 Závěr

V současnosti dochází v teplárenství k rozsáhlým modernizacím tepelných zdrojů i teplárenských sítí. Může to být z důvodu zastaralých a provozně nevýhodných technologií nebo z důvodu předchozího předdimenzování stávajících rozvodů tepla, proto je nutná jejich výměna. Tato diplomová práce se zaměřuje na modernizaci části tepelných zdrojů a s tím spojenou modernizaci strojního a zabezpečovacího zařízení.

Důležitým krokem bylo podrobné seznámení s aktuálním stavem kotelny. Pro výpočet potřebného tepelného výkonu bylo nutné pracovat s daty, které byly poskytnuty investorem. Jedná se o spotřebu tepla jednotlivých odběrných míst v letech 2012–2016. Pro výpočet tepelného výkonu v topném období byla použita denostupňová metoda. Jelikož tato metoda nezohledňuje přerušovaný odběr tepla a výrazně se měnící teploty, byly vyhodnocovány tedy jen měsíce listopad až březen v roce 2016. Tento rok ukazuje nejbližší hodnoty průměrných měsíčních teplot vůči průměrným měsíčním teplotám v letech 1981–2010 v ČR. Následně byly určeny hodnoty tepelného příkonu pro jednotlivá odběrná místa. Ze získaných hodnot byl určen tepelný výkon pro topné období, tedy 7,4 MW, který je potřeba zajistit pro zaručení odběru tepla všem zákazníkům. Z potřebného tepelného výkonu byl dále stanoven hmotnostní průtok 160 m³/h otopné vody systémem. Během letního provozu je tepelná energie využívána pouze pro ohřev TUV. Výpočtem, kde byl zohledněn vliv instalovaných objektových předávacích stanic s deskovými výměníky v jednotlivých odběrných místech, byl získán potřebný tepelný výkon pro ohřev TUV 1,58 MW.

Při návrhu skladby a výkonů jednotlivých tepelných zdrojů bylo nutné brát ohled na přání investora, tedy ponechání primárního zdroje tepla, biomasového kotle na dřevní štěpku. Ostatní zdroje bylo nezbytné kvůli špatnému technickému stavu nahradit. Díky zkonstruování diagramu ročního trvání potřeby tepla byly navrženy nové sekundární kotle v podobě plynových kotlů. Výkony plynových kotlů jsou plánovány na 2,6 MW a 1,8 MW. V topném období bude pokrývat potřebu tepla hlavně primární kotel a poté zdroje sekundární. Plynový kotel s výkonem 1,8 MW bude zajišťovat pokrytí výkonových špiček v topném období a zároveň ohřev TUV pro letní období.

Součástí návrhu tepelných zdrojů je návrh zabezpečovacího zařízení a potřebného strojního zařízení kotelen. Byla navržena dvě nová oběhová čerpadla, doplnění expanzního zařízení, pojistné zařízení a nová úpravna vody. Oběhová čerpadla jsou přizpůsobena na průtok otopné vody 101 m³/h a pro dopravní výšku 435 kPa. Čerpadla splňují podmínku, že při výpadku jednoho z čerpadel musí být druhé čerpadlo schopné udržovat oběh otopné vody na 60 % z celkového průtoku 168 m³/h (již s rezervou 5 %). Aktuální expanzní zařízení má nedostatečnou velikost, proto bude doplněno o čerpadlový expanzní automat se dvěma expanzními nádobami Variomat o objemu 5000 l a 2000 l. Nově navržené tepelné zdroje je nutné vybavit pojistným zařízením. V diplomové práci byly navrženy pojistné ventily s otevíracím přetlakem 5,5 bar pro nové plynové kotle, pro dva ekonomizéry a pro celou kotelnu, tedy pro výkon 7,4 MW. S ohledem na dobu provozu úpravny vody byla navržena její modernizace za automatickou blokovou úpravnu vody ABUV 2/1 o maximálním průtoku 2 m³/h.

Závěrečnou kapitolou diplomové práce je ekonomické zhodnocení nové koncepce kotelny, které je závislé na investičních a provozních nákladech a na ziscích z prodaného tepla. Investiční náklady jsou složeny z ceny za tepelné zdroje, strojní a zabezpečovací zařízení, další technologická zařízení, stavební úpravy a za dopravu kotlů. Provozní náklady jsou závislé na množství spotřebovaného zemního plynu, na množství elektrické energie pro vlastní spotřebu navržených zařízení a na počtu zaměstnanců. Zisky plynou z množství prodaného tepla z plynových kotlů. Provozní schopnost zařízení je po konzultaci volena na 30 let.

Hlavními rozhodujícími kritérii pro zhodnocení investice je návratnost prostá nebo diskontovaná, čistá současná hodnota (NPV) a vnitřní výnosové procento (IRR). Návratnost prostá byla posouzena na cca 7 let a diskontovaná na cca 9 let. Čistá současná hodnota se rovná 13 657 798 Kč a vnitřní výnosové procento dosahuje 16 %. Těmito hodnotami byla prokázána skutečnost, že modernizace kotelny je výhodná a investorovi byla doporučena.

9 Bibliografie

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. 1. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-204-222-X.
- [2] URBÁNEK, Josef, Rostislav HROMEK a Václav SINKULE. *Teplárenství*. 1. Plzeň: Vysoká škola strojní a elektrotechnická, 1990. ISBN 80-7082-018-7.
- [3] POLESLÝ, Bohumil. *Teplárenství a potrubní sítě*. 2. Brno: Vysoké učení technické, 1989. ISBN 80-214-005-9.
- [4] VLACH, Josef. *Zásobování teplem a teplárenství*. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 04-207-89.
- [5] BAŠTA, Jiří. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě*. 1. Praha: GAS, 2001. ISBN 80-86176-83-5.
- [6] Schéma dodávky tepla. In: *Pražská teplárenská a.s.* [online]. Praha: Pražská teplárenská, 2019 [cit. 2019-01-30]. Dostupné z: <https://www.ptas.cz/cs/dodavky-tepla/jak-to-funguje/schema-vyroby-a-dodavek-tepla/schema-dodavky-tepla/>
- [7] CIKHART, Jiří. *Soustavy centralizovaného zásobování teplem*. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989.
- [8] ČSN 38 3350: *Zásobování teplem, všeobecné zásady*. Praha: Vydavatelství norem, 1989.
- [9] ČSN 06 0310: *Teplné soustavy v budovách - Projektování a montáž*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [10] Funkční schéma kogenerační jednotky. In: *Viessmann, spol. s r.o.* [online]. b.r. [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/obytno-budovy/kogenerace/kogeneracni-jednotka-pro-provoz-na-zemni-plyn/vitobloc-200.html>
- [11] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [12] Horkovodní kotle UNIMAT UT-H. In: *Bosch Industriekessel GmbH* [online]. Deutschland: Bosch Industriekessel, 2019 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.bosch-industrial.com/cz/stranka-produkty/horkovodny-kotle/uth.html>
- [13] Vitoflex 300-FSB: Kotel Viessmann. In: *Viessmann, spol. s r.o.* [online]. b.r. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/prumysl/topne-systemy-na-drevo/topne-systemy-s-vodorovnym-posuvnym-rostem/vitoflex-300fsb.html>
- [14] Plynový kotel. In: *Encyklopedie fyziky* [online]. 2006-2019 [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/590-plynovy-kotel>
- [15] DOUBRAVA, Jiří. *Regulace ve vytápění*. 2. přeprac. vyd. České Budějovice: Společnost pro techniku prostředí, 2007. ISBN 978-80-02-01951-0.

- [16] JAUSCHOWETZ, Rudolf. *Srdce teplovodního topení - hydraulika*. 1. Wien: Herz Armaturen Ges.m.b.H., 2004. ISBN 3-.
- [17] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. 1. Praha: Informatorium, 2002. ISBN 80-7333-000-8.
- [18] Zabezpečení otopné soustavy: Co je expanzní nádoba a jak funguje. In: *ESTAV* [online]. 2017 [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://www.estav.cz/cz/4636.zabezpeceni-otopne-soustavy-co-je-expanzni-nadoba-a-jak-funguje>
- [19] JIŘÍK, František. *Komíny*. 4. přeprac. vyd. Praha: Grada Publishing, 2013. ISBN 978-80-247-4567-1.
- [20] Kotel na biomasu Vesko B. In: *Teplotechna DIS Olomouc* [online]. b.r. [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://www.teplotechnadis.cz/cz/reference/kotel-na-biomasu-vesko-b-1-5-7-mw/>
- [21] *ČSN 65 0201: Hořlavé kapaliny - Prostory pro výrobu, skladování a manipulaci*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [22] *TEDOM a.s.* [online]. Výčapy: TEDOM a.s., 2019 [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/cs/>
- [23] Tlakové expanzní nádoby s membránou. *Reflex* [online]. Praha: Reflex CZ, s.r.o., 2019 [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <http://www.reflexcz.cz/cz/tlakove-expanzni-nadoby-s-membranou>
- [24] *Vyhláška č. 194/2007 Sb.* In: . Praha: Ministerstvo průmyslu a obchodu, 2007, ročník 2007, číslo 194. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-194>
- [25] *Viessmann* [online]. Chrást'any: Viessmann, spol. s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/>
- [26] *Weishauptcz* [online]. Praha: WEISHAUPT s.r.o., 2012 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.weishauptcz.cz/>
- [27] *Vyhláška č. 415/2012 Sb.* In: . Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2012, ročník 2012, číslo 415. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415>
- [28] *Riello hořáky* [online]. Hradec králové: Vladislav Šlitr - Gas Fire Engineering, 2007-2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.riello.cz/nizkoemisni-plynov-horaky/>
- [29] Grundfos, Product center. *Grundfos* [online]. Denmark: Grundfos, 2019 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?qcid=465273722>
- [30] *Reflex CZ* [online]. Praha: Reflex CZ, s.r.o., 2006-2019 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <http://www.reflexcz.cz/>
- [31] *ČSN 06 0830: Tepelné soustavy v budovách – Zabezpečovací zařízení*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.

- [32] *ARI Armaturen* [online]. Schloß Holte-Stukenbrock: ARI-Armaturen, 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.ari-armaturen.cz/>
- [33] Úprava vody pro teplovodní kotelny - doporučená řešení. *AQUA product: Úprava vody, vodní filtry, filtrace vody* [online]. Moravany: AQUA product s.r.o., 2006 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://katalog.aquaproduct.cz/?id=uprava-vody-pro-topeni--zmekceni--chemicka-uprava-vody>
- [34] *DETO Brno - technologie pro úpravu vody* [online]. Brno: Deto Brno, spol, s.r.o., 2004-2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.deto.cz/>
- [35] *Zákon č. 586/1992 Sb.* In: . Praha: Česká národní rada o daních z příjmů, b.r., ročník 1992, číslo 586. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1992-586/zneni-20190401>
- [36] *Vyhláška č. 480/2012 Sb.: Vyhláška o energetickém auditu a energetickém posudku.* In: . Praha: Ministerstvo průmyslu a obchodu, 2012, ročník 2012, číslo 480. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-480/zneni-20161011>
- [37] *ManagementMania* [online]. Plzeň: ManagementMania.com, 2011-2016 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://managementmania.com/cs>
- [38] Cenová rozhodnutí. *Energetický regulační úřad* [online]. Jihlava: ERÚ, 2014-2018 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.eru.cz/cs/elektrina/cenova-rozhodnuti>

10 Seznam zkratek

Zkratka	Význam
CF _t	Cash flow
CZT	Centrální zásobování teplem
DCF _t	Diskontovaný cash flow
ELTO	Extra lehký topný olej
ERÚ	Energetický regulační úřad
EU	Evropská unie
IRR	Vnitřní výnosové procento
KCF _t	Kumulovaný cash flow
KJ	Kogenerační jednotka
KT	Čidlo teploty vody
NPV	Čistá současná hodnota
NSPH	Net Positive Suction Head
PS	Předávací stanice
PUR	Polyuretan
PVS	Primární směšovací ventil
RG	Regulační klapka
SCZT	Soustava centralizovaného zásobování teplem
STL	Středotlaký plynovod
THR	Termohydraulický rozdělovač
TTV	Teplá topná voda
TUV	Teplá užitková voda
TZL	Tuhé znečišťující látky

11 Seznam symbolů

Symbol	Veličina	Jednotka
A_o	Průčkový průřez sedla pojistného ventilu	[mm ²]
c	Měrná tepelná kapacita vody	[W·h/kg·K]
d	Diskontní sazba	[%]
D°	Počet denostupňů	[d · °C]
e_d	Koeficient vyjadřující zkrácení doby vytápění u objektů s přestávkami v provozu	[-]
e_i	Koeficient nesoučasnosti infiltrací a tepelné ztráty prostupem	[-]
e_t	Koeficient vyjadřující snížení teploty v místnosti během dne	[-]
E_{vyt}	Spotřeba tepla na vytápění budovy	[MJ]
H	Dopravní výška čerpadla	[kPa]
K	Konstanta závislá na stavu syté vodní páry při p_{ot}	[kW/mm ²]
\dot{m}_o	Hmotnostní průtok otopné vody	[kg/h]
\dot{m}_A	Hmotnostní průtok otopné vody ve větvi A	[kg/h]
\dot{m}_B	Hmotnostní průtok otopné vody ve větvi B	[kg/h]
N	Počet dnů vytápění v otopném období	[den]
p_{ot}	Otevírací přetlak pojistného ventilu	[kPa]
Q_C	Celková tepelná ztráta objektu	[kW]
Q_{max}	Maximální hodnota tepelného příkonu pro jednotlivé objekty v topném období	[MW]
Q_{max}^L	Maximální tepelný příkon pro letní období	[MW]
Q_{max}^T	Maximální tepelný příkon pro topné období	[MW]
Q_n	Jmenovitý výkon zdroje tepla	[kW]
Q_p	Pojistný výkon	[kW]
$Q_{TV,d}$	Denní spotřeba tepla	[GJ/den]

Q_v	Průtok otopné vody	[m ³ /h]
t	Konkrétní rok z doby hodnocení projektu	[-]
t_e	Venkovní výpočtová teplota	[°C]
t_{em}	Střední denní venkovní teplota	[°C]
t_{es}	Průměrná teplota venkovního vzduchu v daném období	[°C]
t_{is}	Průměrná vnitřní teplota ve vytápěných prostorech	[°C]
T	Doba hodnocení projektu	[-]
V_0	Objem vody v celém systému	[m ³]
V_1	Objem vody v kotelně	[m ³]
V_2	Objem stávající akumulární nádrže	[m ³]
V_3	Celkový objem topné soustavy	[m ³]
V_C	Expanzní objem	[m ³]
α_v	Výtokový součinitel pojistného ventilu	[-]
Δv	Poměrné zvětšení objemu vody	[-]
Δt	Teplotní spád	[°C]
ε	Koeficient vyjadřující vliv nesoučasnosti	[-]
η_o	Účinnost možnosti regulace soustavy	[-]
η_r	Účinnost rozvodů otopného média	[-]
$\rho_{10\text{ }^\circ\text{C}}$	Hustota vody při teplotě 10 °C	[kg/m ³]
$\rho_{t,max}$	Hustota vody při teplotním spádu soustavy	[kg/m ³]
τ	Perioda na ohřev TUV	[h]

12 Seznam obrázků

Obr. 1 – Schéma CZT [6]	19
Obr. 2 – Schéma sítě: 1) jednotrubkové, 2) dvoutrubkové: a) vodní, b) parní, 3) třítrubkové.21	
Obr. 3 – Uspořádání tepelných sítí: a) paprskovité, b) okružní, c) mřížové [5]	22
Obr. 4 – Schéma kogenerační jednotky Viessmann [10]	23
Obr. 5 - Horkovodní kotel Bosch UNIMAT UT-H [12]	26
Obr. 6 – Kotel od firmy Viessmann – Vitoflex 300-FSB [13]	28
Obr. 7 – Schéma kondenzačního kotle [14].....	29
Obr. 8 – Hydraulické zapojení kotelen: a) s tlakovým rozdělovačem, b) s beztlakým rozdělovačem [15].....	30
Obr. 9 – Hydraulické zapojení kotelen: a) se zkratem v kotlovém okruhu, b) s termohydraulickým rozdělovačem [15]	31
Obr. 10 – Činnost membránové expanzní nádoby [5].....	34
Obr. 11 – Schéma tepelné sítě.....	37
Obr. 12 – Hlavní části teplovodního kotle TTS Vesko B 3MW: 1. Vstupní hubice, 2. Rošt, 3. Sekundární vzduch, 4. Vírová komora, 5. Dohořovací komora, 6. Trubkový výměník, 7. Primární ventilátor, 8. Výpad popele, 9. Zavážecí lis [20].....	39
Obr. 13 – Vnitřní uspořádání kogenerační jednotky TEDOM [22]	42
Obr. 14 – Diagram ročního trvání potřeby tepla.....	50
Obr. 15 – a) Teplovodní kotel Vitomax 200-LW společnosti Viessmann, b) Hořák společnosti Weishaupt [25] [26].....	51
Obr. 16 – a) Teplovodní kotel Vitomax 100-LW společnosti Viessmann, b) Schéma hořáku společnosti Riello [25] [28]	51
Obr. 17 – Charakteristika oběhového čerpadla TPE 80-520/2 [29].....	53
Obr. 18 – Čerpadlo TPE 80-520/2, Grundfos [29].....	53
Obr. 19 – Expanzní automat Variomat se dvěma čerpadly, Reflex: 1. Hlavní spínač, 2. Řídící jednotka, 3. Zavzdušňování a odvzdušňování, 4. Odplyňovací ventil, 5. Přídavná nádoba, 6. Základní nádoba, 7. Plnicí a vypouštěcí kohout, 8. Sonda měření hladiny [30].....	55
Obr. 20 – Automatická úpravna vody Deto Brno [34].....	58
Obr. 21 – Průběh kumulovaného CF_t a diskontovaného KCF_t v závislosti na době životnosti zařízení.....	63
Obr. 22 – Srovnání CF_t a diskontovaného CF_t v průběhu životnosti zařízení	64

13 Seznam tabulek

Tabulka 1: Charakteristické prvky teplárenství v průběhu historie [5].....	18
Tabulka 2: Návrhové parametry oběhového čerpadla pro program společnosti Grundfos [29]	52
Tabulka 3: Parametry pojistných ventilů společnosti ARI Armaturen pro vytápěcí zařízení [32]	56
Tabulka 4: Požadavky na kvalitu vody dle ČSN 07 7401 [33].....	57
Tabulka 5: Vstupní data pro výpočet návratnosti investice.....	59
Tabulka 6: Investiční náklady na vybavení kotelny	60
Tabulka 7: Ekonomické faktory pro výpočet návratnosti	61
Tabulka 8: Provozní zisky a výdaje za rok.....	61
Tabulka 9: Hlavní kritéria ekonomického zhodnocení	63

14 Seznam příloh

- | | |
|--------------|--|
| Příloha č. 1 | Zjednodušené schéma kotelny |
| Příloha č. 2 | Výpočet potřebného tepelného výkonu zdroje |
| Příloha č. 3 | Ekonomické zhodnocení |