



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH SOUSTAVY CZT A TEPELNÝCH ZDROJŮ

DESIGN OF DISTRICT HEATING SYSTEM AND HEAT SOURCES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ivana Kluzová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Ivana Kluzová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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 soustavy CZT a tepelných zdrojů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce bude zaměřena na návrh a posouzení tepelného zdroje soustavy centrálního zásobování teplem. Součástí práce bude návrh a posouzení možnosti připojení rozvodů tepla menší okružkové kotelny do soustavy centrálního zásobování teplem. Jedná se o modernizaci a provozní optimalizaci stávajících soustav zásobování teplem včetně nového návrhu trasy propojení soustav zásobování teplem na základě tepelných spotřeb jednotlivých objektů. Úprava centrálního tepelného zdroje bude navržena na základě technicko-ekonomického hodnocení celého propojeného tepelného systému s přihlédnutím na nejnovější trendy a ekonomiku provozu těchto zdrojů.

Cíle diplomové práce:

- 1) Popis současného stavu tepelných zdrojů a soustavy centrálního zásobování teplem.
- 2) Hydraulický návrh nové tepelné sítě na základě skutečných spotřeb odběratelů tepelné energie.
- 3) Posouzení provozu tepelného zdroje napojeného na tepelnou síť.
- 4) Technicko-ekonomické posouzení sítě a zdrojů.

Seznam doporučené literatury:

KADRNOŽKA, Jaroslav, 1984. Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury.

DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ, 2005. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN - technická literatura. ISBN 8073001187.

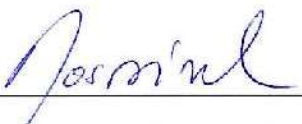
PAVELEK, Milan, 2011. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 9788021443006.

REZAIE, Behnaz a Marc A. ROSEN, 2012. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. Applied Energy. 93, 2-10. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.04.020. ISSN 03062619. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191100242X>

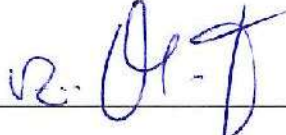
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 23. 10. 2017





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



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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá systémy zásobování tepla a jejich tepelnými zdroji. Teoretická část popisuje způsob distribuce tepla, kogenerační technologie a tepelné zdroje a jejich uspořádání. Získané poznatky jsou aplikovány v rámci následující řešení na konkrétní případy. Prvním cílem je posouzení současného stavu tepelných sítí a tepelných zdrojů v okresním městě. Současnými tepelnými zdroji jsou zde dvě kotelny, každá o samostatných tepelných rozvodech. V rámci rekonstrukce se počítá se zachováním větší z kotelen a propojení sítí CZT. Na základě současného stavu je navržen způsob modernizace s ohledem na dostupné technologie tak, aby byla tepelná ztráta systému omezena a současně hydraulický návrh tepelné sítě odpovídal spotřebě tepelné energie. V neposlední řadě se práce zabývá posouzením skladby současných tepelných zdrojů kotelny a návrhem výměny nevýhodných zařízení. Nové technologie jsou voleny s ohledem na finanční podporu jejich provozu. Součástí práce je ekonomické zhodnocení navržených řešení. To vychází z výše provozních nákladů, investic a zisků v průběhu provozu navržených technologií po dalších 20 let.

Abstract

The Master's thesis deals with systems of district heating and their heat sources. The theoretical part contains a basic description of heat distribution ways and cogeneration and heat sources and their order. The knowledge that is gained is applied for specific cases. The first aim is considerations of actual systems condition of district heating and heat sources in a town. Actual heat sources are two boiler houses with separate grids. The bigger boiler house is sustained in retrofit case. The way of reconstruction is based on actual status of the system considering available technologies. The task is to design grid with low heat loss and with corresponding heat consumption. Last but not least, the thesis contains an assessment of a composition of actual heat sources and a proposal for a device replacement. The economic evaluation of solutions that are designed is the last part of this assignment. It is based on profit and capital and operation costs in next 20 years.

Klíčová slova

Centrální zásobování teplem, tepelné zdroje, kogenerace, kotel, biomasa

Keywords

District heating, heat sources, cogeneration, boiler, biomass

Bibliografická citace

KLUZOVÁ, I. Návrh soustavy CZT a tepelných zdrojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou vypracovala sama pod vedením vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 25.5. 2018

Datum

Jméno a příjmení

Poděkování

Ráda bych poděkovala vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné rady a vstřícný přístup během zpracovávání této práce. Dále bych ráda poděkovala všem, kteří se svými radami podíleli na vzniku této diplomové práce. Především pak panu Ing. Janu Drbošalovi za rady, ochotu, vstřícnost a čas věnovaný konzultacím v průběhu vypracování práce.

V neposlední řadě patří obrovské díky mé rodině za podporu a trpělivost v rámci celého mého studia, zvláště pak v jeho závěrečné fázi.

OBSAH

Úvod	15
1 Zásobování teplem	17
1.1 CENTRÁLNÍ ZÁSOBOVÁNÍ TEPLEM	17
1.2 ROZVODY TEPLA	19
1.2.1 Parovody.....	19
1.2.2 Horkovody a teplovody.....	19
1.2.3 Předizolované potrubí	20
1.3 OBĚHOVÁ ČERPADLA	21
2 Tepelné zdroje	23
2.1 ZAPOJENÍ KOTELN	23
2.1.1 Zapojení kotelny s rozdělovačem	24
2.1.2 Zapojení kotelny se zkratem v kotlovém okruhu.....	24
2.1.3 Zapojení kotelny s termohydraulickým rozdělovačem	24
2.1.4 Ochrana vůči nízkoteplotní korozi	25
2.2 VYUŽITÍ KOTLŮ	25
2.2.1 Kotle spalující biomasu.....	25
2.2.2 Kotle spalující zemní plyn	26
2.3 KOGENERACE	26
2.3.1 Spalovací motory.....	28
2.3.2 Plynové turbíny	29
2.3.3 Parní turbíny.....	29
2.3.4 Paroplynový oběh se spalovací turbínou	30
2.3.5 Vliv kogenerace na životní prostředí.....	30
3 Zhodnocení stávajícího stavu tepelných zdrojů a soustavy CZT	33
3.1 POPIS Odstaveného tepelného zdroje	33
3.2 POPIS STÁVAJÍCÍHO TEPELNÉHO ZDROJE	34
3.3 NOVĚ PŘIPOJOVANÉ OBJEKTY	35

4	Hydraulický návrh tepelné sítě	37
4.1	DENOSTUPŇOVÁ METODA	37
4.2	PROUDĚNÍ MÉDIA	39
4.3	TLAKOVÁ ZTRÁTA	41
4.3.1	<i>Tlaková ztráta třením.....</i>	<i>41</i>
4.3.2	<i>Místní ztráty.....</i>	<i>43</i>
4.3.3	<i>Celková tlaková ztráta</i>	<i>44</i>
4.4	NÁVRH OBĚHOVÉHO ČERPADLA.....	44
4.5	TEPELNÉ ZTRÁTY SYSTÉMU	46
4.5.1	<i>Tepelná izolace</i>	<i>46</i>
4.5.2	<i>Výpočet tepelné ztráty.....</i>	<i>47</i>
5	Posouzení současného tepelného zdroje	51
5.1	SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU KOTELNY	51
5.2	NÁVRH TEPELNÝCH ZDROJŮ	53
5.2.1	<i>Diagram ročního trvání tepla.....</i>	<i>54</i>
5.2.2	<i>Návrh kogenerační jednotky.....</i>	<i>55</i>
5.2.3	<i>Návrh sekundárních kotlů.....</i>	<i>58</i>
6	Technicko-ekonomické zhodnocení	61
6.1	PROVOZNÍ ÚDAJE	61
6.2	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	63
6.3	POSOUZENÍ ŘEŠENÝCH VARIANT	65
	Závěr.....	67
	Použitá literatura.....	69
	Seznam použitých zkratk a symbolů	73
	Seznam obrázků	76
	Seznam tabulek.....	78
	Seznam příloh	79

ÚVOD

Teplárenství patří mezi neodmyslitelnou součást energetiky s dlouhodobou tradicí. S rozvojem a zdokonalováním technologií je důležité přizpůsobování stávajících systémů zásobování teplem a jejich tepelných zdrojů. V současné době probíhají rozsáhlé rekonstrukce tepelných sítí a instalace tepelných zařízení, jejichž provoz je finančně podporován. Diplomová práce se zaměřuje na popis technologií používaných v systémech zásobování teplem a jejich aplikací na modernizaci reálné tepelné sítě a tepelných zdrojů.

První část této diplomové práce je zaměřena na rozbor tepelných sítí a zařízení potřebných k jejich provozu. Součástí řešení je popis technologií, kterými se dále zabývají následující části práce. Poznatky jsou podkladem pro řešení tepelné sítě CZT v okresním městě. Další část práce se soustřeďuje na popis řešené sítě a zhodnocení jejího současného stavu. Současnými tepelnými zdroji jsou dvě kotelny, každá se samostatnými tepelnými rozvody. V rámci modernizace sítě je uvažováno o odstavení menší z kotelen a propojení obou systémů CZT. Díky tomu dojde k odsunu výroby tepla na okrajovou část města, navýšení výroby tepla z biomasy, snížení tvorby emisí CO_2 a stabilizaci ceny tepelné energie ve městě. Původní umístění trasy teplovodu bude ponecháno a díky propojení dvou tepelných sítí vzniknou možnosti napojení nových objektů podél nové trasy teplovodu.

Od počátku provozu nepodlehla současná tepelná síť rekonstrukci a dle poptávky po tepelné energii se jeví jako předimenzovaná. Mezi cíle této práce patří hydraulický návrh nové tepelné sítě s ohledem na připojení nových objektů. Základem návrhu jsou data spotřeby tepla jednotlivých objektů. V rámci řešení je potřeba zohlednit druh využití objektu. V případě veřejných budov je stanovení příkonů rozdílné než u budov obytných. Součástí hydraulického návrhu je určení tlakových ztrát každé z dílčích částí tepelné sítě a určení hydraulicky nejvzdálenějšího místa, pro které je navrhováno hlavní oběhové čerpadlo soustavy CZT.

S ohledem na návrh tepelné sítě se další část práce soustředí na návrh tepelných zdrojů kotelny. Současnými tepelnými zdroji je biomasový kotel, využívající se jako primární zdroj, a dva plynové kotle – jako sekundární zdroje. Doplňujícím zařízením kotelny je kogenerační jednotka. Současný technický stav sekundárních zdrojů není vhodný pro jejich další provozování. V rámci rekonstrukce se počítá s jejich nahrazením novými kotli a výměnou KJ za zařízení dostačující k pokrytí odběru tepla v letním provozu. Tento cíl je řešen s ohledem na dostupné technologie a jsou navrženy varianty kombinující kotle a kogenerační jednotky o rozdílných technických a provozních parametrech.

Součástí každé práce vztahující se k návrhu nového technického řešení by mělo být ekonomické zhodnocení navržených variant. Pro širší posouzení jsou určeny provozní výdaje, zisky a investice vztaženy na parametry řešené kotelny. Cenové posouzení nových zařízení vychází z aktuálních nabídek společností, které nejsou z důvodu možného

zneužití zveřejněny. Ekonomické vyhodnocení navrhovaných řešení je zaměřeno na porovnání vzájemných hodnot návratnosti – diskontované i prosté a hodnot vnitřního výnosového procenta.

Řešení zadaného problému v rámci diplomové práce rozděleno do dílčích cílů, které jsou pro přehlednost zobrazeny v tabulce 1.

Tabulka 1: Rozdělení dílčích cílů práce

Vlastní obsahová část práce

Kap.	Dílčí cíl	Způsob řešení
1 a 2	Rešerše k tématu tepelných sítí a tepelných zdrojů	Seznámení s využívanou technologií v oblasti tepelných sítí a tepelných zdrojů vztahující se k dalšímu řešení dílčích cílů
3	Zhodnocení stávajícího stavu	Popis stávajícího stavu sítí CZT a současných kotelen s návrhem jejich modernizace
4.1 a 4.2	Hydraulický návrh sítě – stanovení základních parametrů	Návrh dimenze a rychlostí média v jednotlivých částech tepelné sítě na základě spotřeb jednotlivých objektů
4.3 a 4.4	Hydraulický návrh sítě – stanovení tlakové ztráty	Výpočet tlakové ztráty v jednotlivých částech tepelné sítě, určení hydraulicky nejvzdálenějšího místa a návrh oběhového čerpadla
4.5	Stanovení tepelných ztrát	Výpočet tepelných ztrát v jednotlivých částech tepelné sítě a srovnání využití předizolovaného potrubí a klasického potrubí
5.1	Posouzení současného stavu kotelny	Popis současné dispozice kotelny, uspořádání tepelných zdrojů a jejich zhodnocení
5.2	Návrh tepelných zdrojů	Návrh nových tepelných zdrojů kotelny (sekundární zdroje + KJ) dle diagramu ročního trvání potřeby tepla a dostupných technologií
6	Technicko-ekonomické posouzení	Ekonomické zhodnocení navržených variant na základě jejich provozních údajů, vzájemné posouzení výsledky a výběr nejvhodnějšího řešení

Hlavní cíl práce

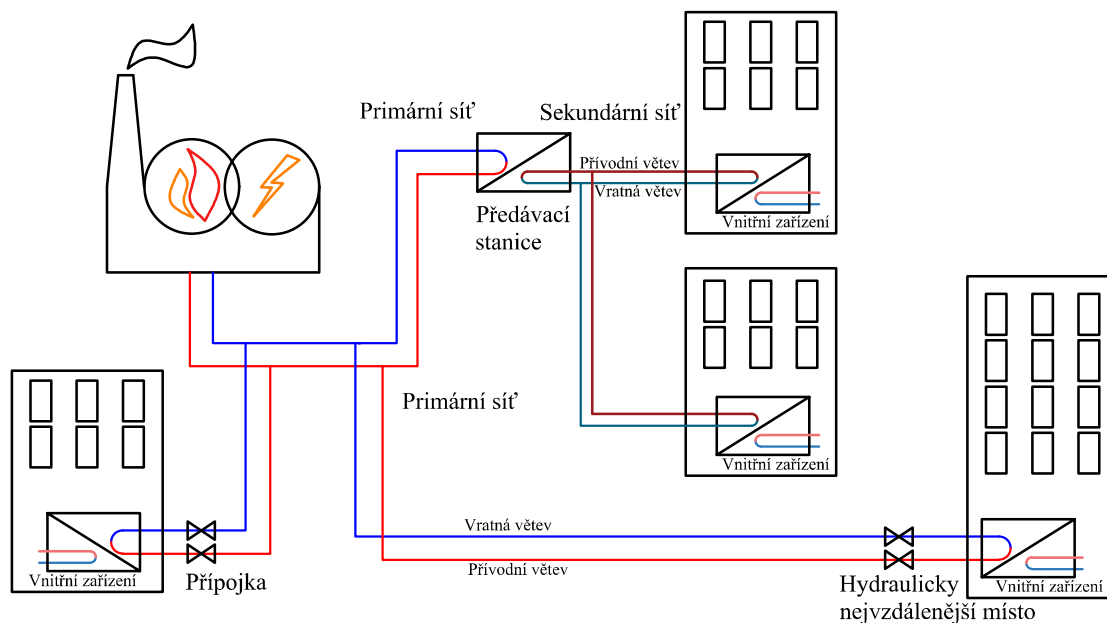
Návrh nové tepelné sítě a tepelných zdrojů na základě spotřeb tepla jednotlivých objektů pro letní a zimní provoz v závislosti na finanční podpoře jejich provozu.

1 ZÁSOBOVÁNÍ TEPEM

Jedná se o energetické odvětví zaměřující se na výrobu a dodávku tepelné energie odběratelům. Teplonosným médiem může být pára a horká či teplá voda. Rozeznáváme dva způsoby tepelných soustav – centrální a decentrální. Rozdílem tepelných soustav je vzdálenost distribuce tepelné energie. Decentrální zásobování je charakterizováno umístěním tepelného zdroje v objektu, který je teplem zásobován [1].

1.1 Centrální zásobování teplem

Centrální zásobování nebo také dálkové vytápění je systém zajišťující rozvod vyrobené tepelné energie teplotní sítí odběratelům (Obr. 1.1). Vytápěné objekty zpracovávají přichodící teplo předávací stanicí, ve které dochází k ohřevu vody topného okruhu. V případě starších čtyřtrubkových systémů, bylo teplo vedeno do centrální výměňkové stanice, která byla rozdělena na dva okruhy, pro ohřev teplé vody a vody určené k vytápění. Vytápěcí okruh byl v provozu pouze v průběhu topného období¹ [2]. V dnešní době se



Obr. 1.1 Schéma centrálního zásobování teplem

¹ Topným obdobím se dle vyhlášky č. 194/2007 Sb. rozumí období od 1. září do 31. května následujícího roku. Dodávka tepelné energie se zahájí v topném období, když průměrná denní teplota venkovního vzduchu v příslušném místě nebo lokalitě poklesne pod $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve 2 dnech po sobě následujících a podle vývoje počasí nelze očekávat zvýšení této teploty nad $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ pro následující den [2].

používá dvoutrubková tepelná síť tvořená přívodním a vratným potrubím. Tepelné sítě se rozdělují na primární a sekundární. Primární síť je část potrubí mezi zdrojem a předávací výměníkovou stanicí. Do sekundární sítě patří část rozvodů mezi redukcí parametrů a odběratelem [3].

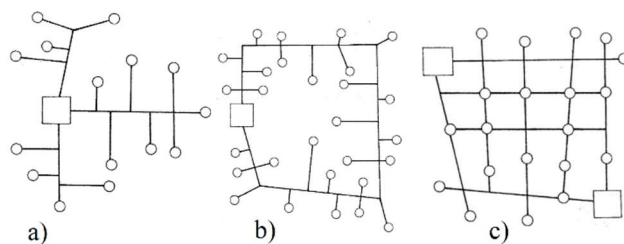
Předávací stanice (PS) jsou zařízeními propojujícími tepelnou síť s odběrateli tepla. Jejich úkolem je přenést požadované množství tepla o vhodných parametrech do teplosnosného média odběratelské soustavy [1].

Druhy předávacích stanic [1]:

- Tlakově závislé PS
 - a) Přímé připojení odběratelské soustavy – využívá se s v případě schopnosti spotřebičů bezpečně a spolehlivě zpracovat teplotnosnou látku při teplotě a tlaku primární tepelné sítě.
 - b) Připojení odběratelské soustavy přes směšovací čerpadlo – propojení je vhodné využít ve chvíli, kdy jsou kladeny požadavky na sníženou teplotu oběhové vody spotřebitelské sítě oproti síti primární. Využívá se přimísení vratné vody do přívodní větve. Je vhodné udržovat konstantní směšovací poměr daný poměrem množství přimísené vratné vody a množství přívodní větve.
 - c) Připojení odběratelské soustavy přes směšovací ejektor – oproti zapojení se směšovacím čerpadlem je hodnota tlakového rozdílu na přípojce PS vyšší o hodnotu tlakové ztráty ejektoru.
- Tlakově nezávislé PS – výměníky tepla zajišťují oddělení spotřebitelské sítě od primární. Díky oddělení těchto dvou okruhů jsou široké možnosti regulace tepelného výkonu sítě.

Druhy tepelných sítí [4]:

- a) Paprskovitá (Obr. 1.2a) – ze zdroje tepla vychází jeden či více tepelných napáječů ze kterých se trasa větví k předávacím stanicím. Tato struktura se používá v případě zásobování odběratelů ve větších vzdálenostech.
- b) Okružní (Obr. 1.2b) – jedná se o propojení jednotlivých tepelných napáječů. Využívá se ve velkých systémech CZT.
- c) Mřížová (Obr. 1.2c) – je tvořena vzájemně propojenými okruhy umístěnými vedle sebe. Tento typ sítě v teplárenství nepoužívá. Je vhodný spíše pro vodovody a plynovody.



Obr. 1.2 Druhy sítí – a) paprskovitá, b) okružní, c) mřížová [4]

1.2 Rozvody tepla

Obecně lze rozvody tepla rozdělit dle druhu přenášeného média na parní, horkovodní a teplovodní. V původních tepelných sítích se využívala pára. Postupně se ovšem přecházelo k využití vody v podobě horké nebo teplé vody. Rozdíl mezi využíváním horké a teplé vody je v hodnotách jejich provozní teploty a tlaku.

Dalším rozdělením rozvodů tepla je způsob jeho vedení, a to na podzemní a nadzemní vedení. V obou případech musí být dostatečně zajištěna možnost dilatace potrubí. To se řeší pomocí kluzných podpěr, pevných bodů a kompenzátorů. Nadzemní vedení se využívá například v rámci průmyslových areálů. Ukládá se na ocelové konstrukce, potrubní mosty nebo betonové patky.

V poslední době je využívanější variantou podzemní ukládání potrubí. Podzemní uložení potrubí je možno realizovat kanálově a bezkanálově. U kanálového uložení, je potrubí umístěno v průlezných nebo neprůlezných betonových kanálech [4].

1.2.1 Parovody

Parovody patří mezi využívanější způsob rozvodů tepla především v první fázi rozvoje teplárenství. Do soustavy parovodních sítí patří přívodní – parní a kondenzátní větve. Kondenzátní větve není využívána v případě otevřené soustavy. Relativně vysoké tepelné ztráty zapříčinily postupný ústup těchto sítí. Dnes se používají jako pátevní rozvody propojující tepelné zdroje v rozsáhlejších soustavách CZT nebo v průmyslových centrálách, kde je přímý požadavek na páru.

Rozdělení parovodů dle ČSN 06 0310 [5]:

- Podtlakové s provozním tlakem páry nižším než atmosférickým tlakem
- Nízkotlaké s přetlakem páry do 0,07 MPa
- Středotlaké s přetlakem páry od 0,07 MPa do 1,6 MPa

1.2.2 Horkovody a teplovody

Horkovody a teplovody rozděluje teplota 110 °C. Horkovody mají provozní teplotu 110 °C a výše, zpravidla až do 130 a 140 °C. Pro teplovody se při 110 °C jedná o maximální provozní teplotu.

Rozdělení teplovodů dle ČSN 06 0310 [5]:

- Teplovodní síť s nejvyšší dovolenou teplotou topné vody do 65 °C (sekundární rozvody)
- Teplovodní síť s vyšší dovolenou teplotou topné vody do 110 °C (primární rozvody)

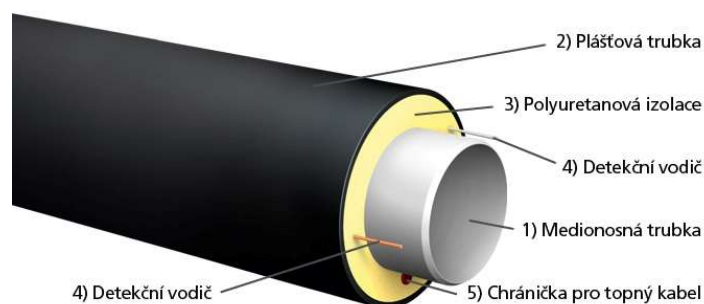
K přepravě média jsou využívána oběhová čerpadla, nacházející se většinou v areálu teplárny. Následně je teplo dopravováno do předávacích stanic nebo přímo k odběratelům izolovaným potrubím. Oproti parovodům, je tento způsob dopravy tepla výhodnější

především díky nižším tepelným ztrátám. Tomu v poslední době napomáhá předizolované potrubí.

1.2.3 Předizolované potrubí

Jedná se o modernější ze způsobů transportu média. Toto potrubí nachází využití především v systémech dálkových rozvodů tepla a chladu. Jde o systém ocelového potrubí, které je opatřeno polyuretanovou (PUR) izolací, snižující tepelné ztráty přenášeného média a opláštěno plastovou trubkou. Předizolované (PI) potrubí je oblíbeno díky své snadné montáži a krátké době ukládání.

Materiál vnitřního potrubí závisí na vlastnostech použitého média. Nejběžněji se vyskytují aplikace ocelové, popřípadě nerezová ocel odolná vůči korozi v rozvodech teplé vody. Součástí potrubí jsou detekční vodiče, upozorňující na vniknutí vlhkosti, a topné kabely, sloužící jako ochrana před zamrznutím v případech instalace v malých hloubkách nebo na mostních konstrukcích (Obr. 1.3).



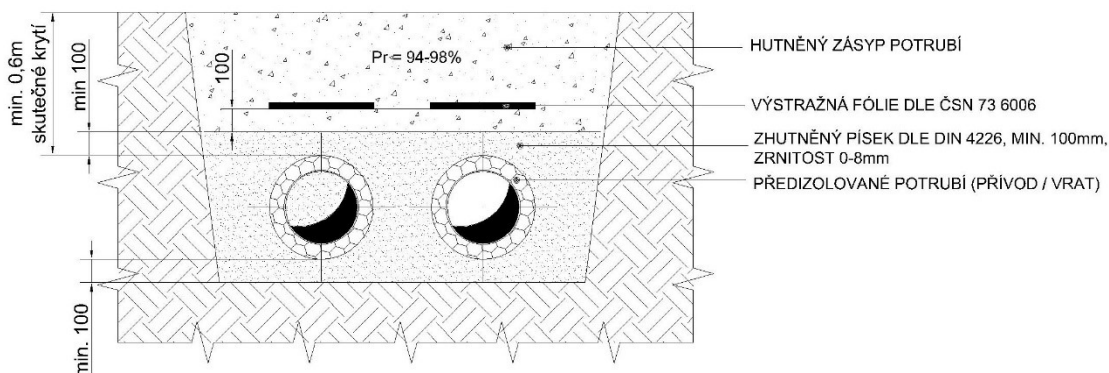
Obr. 1.3 Předizolované potrubí [6]

S ohledem na náročnost zvolené trasy se pro umístění potrubí volí prefabrikované oblouky PI potrubí. Pro napojení dalších objektů k centrální trase jsou využívány paralelní, elevační či přímé odbočky. V závislosti na vlastnostech teplotnosného média je potrubí ovlivňováno tepelnou roztažností, problematickou především v místech lomů či odboček trasy. Potrubí je proto vybaveno dilatačními polštáři, které se umisťují proti směru dilatace a snižují mechanické namáhání potrubí.

Volba spoje potrubí je závislá na okolních podmínkách prostředí, velikosti spoje, mechanických vlastnostech spoje a dimenzi voleného potrubí. Rozlišujeme spoje elektrosvařitelné, zesíťované, smrštitelné nebo extruzivně podélně svařované. Spoje se aplikují zahřátím a následným smrštěním pouzdra na velikost průměru plášťové trubky a přivařením pouzdra. To je na svých okrajích vybaveno elektronickými vodiči, těsníci páskami nebo smrštitelnými rukávy. Po vytvoření spoje jsou do něj vyvrtány dva otvory – otvor odvětrávací a otvor pro vstřikování PUR pěny do kterého se aplikuje izolační pěna. Otvory jsou zaslepeny a je provedena zkouška těsnosti spoje.

Potrubí je ukládáno do čistého a suchého výkopu, popřípadě tepelně předepnuto. Na dno výkopu se pokládá na prosetý písek o zrnitosti 2–8 mm do výšky 100–150 mm nad dno výkopu. Zасыпání potrubí se realizuje zhuštěným pískem o zrnitosti 0–8 mm do

výšky minimálně 100 mm nad nejvyšší část pláště potrubí (Obr. 1.4) krycí zeminou. V místě lomení trasy nebo odboček potrubí musí být výkop rozšířen, aby byla umožněna dilatace potrubí při předepínání [6].



Obr. 1.4 Vzorový řez výkopem PI potrubí

Tepelné předepínání potrubí se uskutečňuje s cílem snížení napětí v axiálním směru potrubí. Provádí se horkou vodou nebo elektricky za účelem tepelné dilataci potrubí před jeho zasypáním. Teplota předehřátí je dána střední provozní teplotou systému, která je v průběhu činnosti udržována na konstantní hodnotě. Během předepínání je potrubí v místech změny směru trasy a odboček opatřeno dilatačními polštáři. Množství dilatačních prvků se stanovuje pevnostním výpočtem [7].

1.3 Oběhová čerpadla

Oběhové čerpadlo zajišťuje cirkulaci vody v uzavřeném teplovodním systému. Pro správný provoz musí být navrženo zařízení o hodnotách dostatečných pro překonání celkové tlakové ztráty soustavy CZT.

- Oběhová čerpadla s regulovanými otáčkami – využívají se v systémech s měnícím se průtokem teplotnosného média. Čerpadla zajišťují změnu průtoku dle okamžité potřeby soustavy.
- Oběhová čerpadla s pevnými otáčkami – využívání čerpadel v případě konstantního průtoku teplotnosné látky.

Pro menší teplovodní systémy se používají čerpadla mokroběžná. Konstrukce tohoto typu čerpadel je charakteristická umístěním rotační části čerpadla (hřídel, rotor, oběžné kolo) do nádoby s čerpaným médiem. To zajišťuje mazání a chlazení čerpadla. Tato čerpadla jsou citlivější na nečistoty obsažené v čerpaném médiu. Oproti tomu u konstrukce suchoběžných čerpadel je část vodní od pohonné oddělena a utěsněna [8].

Při výběru čerpadla je také potřeba se soustředit na pozitivní sací výšku čerpadla neboli NPSH (Net Positive Suction Head). Tato výška nám udává hodnotu, při které klesne statický tlak pod tlak nasycených par a začne docházet ke kavitaci. NPSH musí být vždy vyšší, než je hodnota udávána výrobcem (*udává se že $NPSH_a > NPSH_r + 0,5 \text{ m}$*). Spolu s hodnotou NPSH udávají výrobci také charakteristiku čerpadla. Charakteristikou

čerpadla je zobrazena závislost objemového průtoku a tlaku při konstantních otáčkách čerpadla [9].

2 TEPELNÉ ZDROJE

Centrální zásobování teplem je závislé na využití tepelných zdrojů. Využívá jak zdroje základní, tak špičkové. Díky propojení tepelných sítí, je zajištěn náhradní zdroj pro dodávku tepla v případě výpadku či odstávky původního zdroje. Rozdíl jednotlivých zdrojů je v jejich velikosti, instalovaném výkonu.

Při volbě kotelny je potřeba zohlednit uspořádání jejich tepelných zdrojů. V případě menších zařízení jako jsou okrskové kotelny o výkonu jednotek MW se v dnešní době využívají plynové kondenzační kotle nebo biomasové kotle doplněné o kogenerační jednotku. Proti kotelnám využívajícím kogenerační jednotky stojí výtopny. Výtopny o výkonech do 35 MW jsou provozovány pouze pro výrobu tepelné energie a jejich provoz nemusí být kvůli absenci výroby elektrické energie vždy výhodný [10] [11].

Při návrhu kotelny s více kotli je potřeba brát v úvahu jejich vzájemné propojení tak, aby bylo možné kotel odstavit nezávisle na ostatních zařízeních a současně každou jednotku využít pro pokrytí okamžité potřeby tepla v průběhu celého roku. Celkový počet kotlů vychází z maximálního denního diagramu potřeby tepla a minimálních odběrů tepla ze sítě. Potřebný výkon zařízení je tedy dán součtem výkonů navržených kotlů. Při návrhu zdroje tepla je také třeba zohlednit zálohu zařízení. V případě kotelen je třeba zajistit zálohu výkonu alespoň ze 60 %. Pokud jsou zařízení zapojena tak, že mezi nimi nejsou umístěny uzavírací armatury, posuzuje se soustava jako jeden celek [5]. Častou kombinací v kotelnách je využití kotle na biomasu jako hlavního zdroje a plynového kotle jako špičkového zařízení.

Rozdělení kotelen s plynovými kotli dle ČSN 07 0703 [12]:

- Kotelny s jmenovitým tepelným výkonem jednoho kotle od 50 kW do součtů jmenovitých tepelných výkonů kotlů 0,5 MW a kotelny se součtem jmenovitých výkonů kotlů vyšším než 100 kW, i když ani jeden z nich nedosáhne jmenovitého tepelného výkonu 50 kW, do součtu jmenovitých tepelných výkonů kotlů 0,5 kW (kategorie III)
- Kotelny se součtem jmenovitých tepelných výkonů kotlů nad 0,5 MW o 3,5 MW (kategorie II)
- Kotelny se součtem jmenovitých tepelných výkonů nad 3,5 MW (kategorie I)

2.1 Zapojení kotelen

Obecně se dá soustava rozdělit na část primární – zahrnující okruh zdroje tepla a sít' rozdělovačů, a část sekundární – spotřebitelský okruh. Propojení těchto okruhů je silně závislé na nárocích kladených na danou soustavu. Současně je potřeba zajistit vyrovnanost průtoků kotlovým a spotřebitelským okruhem. Toho je dosaženo vhodným propojením

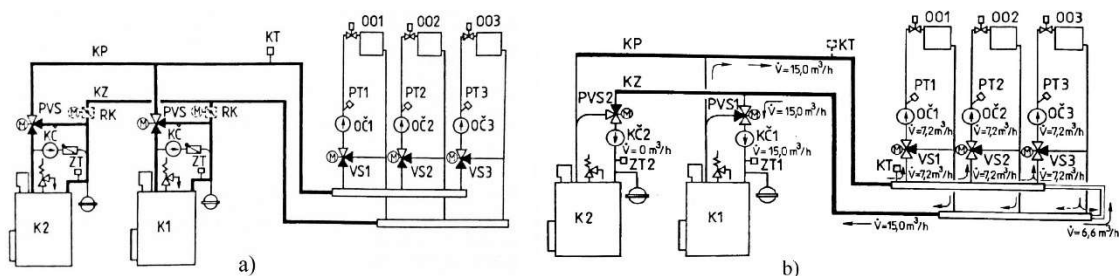
v primárním okruhu, mezi přívodní a vratnou větví. Podle hydraulického propojení mezi kotlovým okruhem a okruhem rozdělovačů lze soustavy rozdělit na [13]:

- Soustavy s rozdělovačem
- Soustavy se zkratem v kotlovém okruhu
- Soustavy s termohydraulickým rozdělovačem

2.1.1 Zapojení kotelny s rozdělovačem

U těchto soustav můžeme rozlišovat zapojení s rozdělovačem tlakovým nebo beztlakovým. V případě tlakového rozdělovače se při zapojení více kotlů sekundární soustavy vzájemně ovlivňují. V tomto zapojení je zásadní umístění kotlového čerpadla. To může být instalováno přímo v primárním okruhu nebo v bypassu kotle. V případě umístění čerpadla v bypassu, je zachován minimální průtok každým kotlem. I přes odstavený kotel tedy protéká část vody, což způsobuje přimíchání zpátečky a následně zvýšení výkonu běžícího kotle (Obr. 2.1a) [14].

V případě beztlakového rozdělovače je předchozí problém ošetřen umístěním primárního směšovacího ventilu před vstup do kotle. Ve chvíli, kdy bude v provozu jen jeden z kotlů a současně nastane vyšší poptávka v sekundární síti, může dojít ke zpětnému proudění zkratem rozdělovače. V tomto případě je těžké najít vhodné umístění čidla teploty kotlového okruhu tak, aby zajistilo najetí odstaveného kotle (Obr. 2.1b) [13].



Obr. 2.1 Zapojení soustavy s rozdělovačem: a) s tlakovým rozdělovačem, b) s beztlakovým rozdělovačem [13]

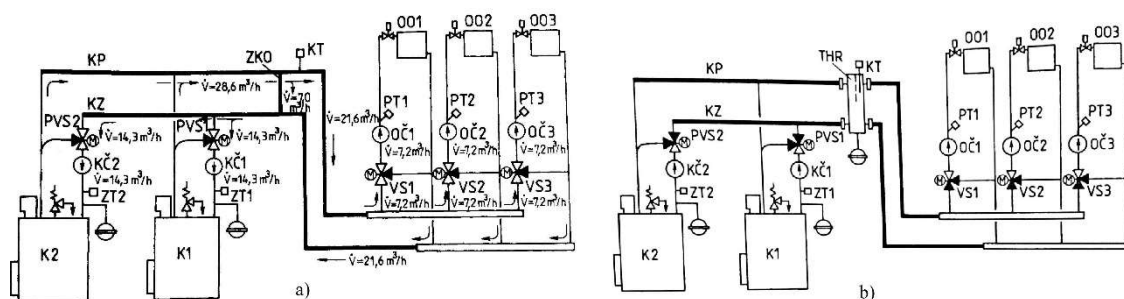
2.1.2 Zapojení kotelny se zkratem v kotlovém okruhu

Toto zapojení zajišťuje propojení mezi přívodní a vratnou větví před odběrem média do kotlů. Díky tomu může být přebytečné médium přepouštěno (Obr. 2.2a). Teoretický problém tohoto systému je neustále promíšení obou větví a nedostatečná teplota přívodní větve. Z praktického hlediska ale tento stav nenastává, neboť tlaková ztráta zkratu je příliš velká [13] [14].

2.1.3 Zapojení kotelny s termohydraulickým rozdělovačem

Termohydraulický rozdělovač je možno si představit jakožto předdimenzovaný zkrat v kotlovém okruhu. Díky tomu, je rozdíl tlaku mezi přívodní a vratnou větví zanedbatelný a

lze využít hydraulického propojení větví (Obr. 2.2b). Termohydraulický rozdělovač je dimenzován na rychlost proudění do 0,2 m/s při maximálním průtoku média [13] [14].



Obr. 2.2 Zapojení kotelny se zkratem (a) a termohydraulickým rozdělovačem (b) [13]

2.1.4 Ochrana vůči nízkoteplotní korozi

Možným problémem v zapojení kotlů je příliš nízká teplota vratné vody. Tento jev má za následek snížení povrchové teploty teplosměnných ploch na straně spalin na hodnotu nižší, než je teplota rosného bodu. Nejčastějším řešením tohoto problému je zapojení trojcestného ventilu. Přimísení přívodní vody do vratné větve zajišťuje zvýšení její teploty na požadovanou hodnotu. Pro hydraulický návrh tepelné sítě se za tlakovou ztrátu kotelny bere tlaková ztráta na trojcestném směšovacím ventilu. Problém s nízkoteplotní korozi odpadá u kondenzačních kotlů [15].

2.2 Využití kotlů

Jedná se o zařízení sloužící k ohřevu vody nebo výrobě páry spalováním paliva. Existuje mnoho kritérií pro jejich rozdělení. V rámci řešení dílčích cílů této diplomové práce jsou uvedeny kotle využívající se ke spalování biomasy a zemního plynu.

2.2.1 Kotle spalující biomasu

Kotlů využívajících se ke spalování biomasy je v současné době na trhu velké množství. Liší se výkonem, cenou, náročností na údržbu a provoz nebo druhem paliva. Vhodnými kotle ke spalování biomasy jsou kotle roštové, práškové nebo fluidní.

- Roštové kotle – využívají se ke spalování paliva v pevné vrstvě. Součástí kotle je ohniště ohraničené roštem, přední a zadní klenbou a stěnami. Kotle se vyznačují velkým množstvím škváry. Spalování paliv probíhá ve vrstvě na roštu a nad vrstvou kde dochází ke spalování prchavé hořlaviny. Tvar ohniště je závislý na podílu prchavé hořlaviny v palivu.
- Práškové kotle – tento typ kotlu se pro spalování biomasy využívá pouze ve specifických případech. Důvodem je špatná melitelnost biomasy a náročná úprava paliva před spalováním. Kotle se využívají jako spalovací zařízení nižších výkonů v případě spalování biomasy v podobě pilin nebo prachu jako odpadního produktu jiného provozu, kdy není potřeba palivo dále upravovat.

- Fluidní kotle – kotle využívající spalování ve fluidní vrstvě. Fluidní vrstva je tvořena palivem, odsiřovacím aditivem a aditivem stabilizujícím fluidní vrstvu. Fluidní vrstva může být stacionární nebo cirkulující v závislosti na konstrukci kotle. Značnou výhodou těchto zařízení je možnost odsiřování ve fluidní vrstvě.

Biomasa je oproti ostatním palivům velice složité palivo, a to z důvodů velkého podílu těkavé hořlaviny. Podmínkou výhodného spalování je vysoká spalovací teplota, dostatečné promísení se vzduchem, a především velký spalovací prostor, aby došlo ke spálení co největšího množství uvolněných plynů. V případě biomasy je také zásadní nízká teplota tavení popelovin. Ta může způsobit zapečení kotle a jeho odstavení.

V důsledku spalovacího procesu a vzniku emisí patří mezi nejsledovanější složky spalin podíl CO, NO_x nebo SO₂. SO₂ vzniklé v důsledku oxidace síry obsažené v biomase, se vysoce podílí na tvorbě vysokoteplotní koroze. Emise sloučenin NO_x, vznikající i při spalování zemního plynu, zapříčiňují zdravotní potíže. Jejich množství je omezováno na základě primárních opatření, která jsou zaměřena na cílené vytváření míst s nedostatkem a přebytkem vzduchu při spalování a recirkulaci spalin [16].

2.2.2 Kotle spalující zemní plyn

V případě průmyslových kotlů spalujících zemní plyn je výhodné využít zařízení s relativně velkým obsahem vody. Tyto typy kotlů se používají v teplovodním nebo horkovodním provedení, přičemž jejich konstrukce se výrazně neliší. Pro zvýšení účinnosti celého spalovacího procesu je vhodné zařízení vybavit ekonomizérem. Ten zajišťuje přehřev napájecí vody kotle pomocí spalin, díky čemuž je využita část odpadního tepla.

Horkovodní/teplovodní kotle [17]:

- Zařízení pro výkony cca 1–12 MW: v průmyslových aplikacích se pro oblast nižších výkonů využívají kotle kombinující konstrukce kotlů plamencových a žárotrubných – plamencovo-žárotrubnaté. V kotli je umístěn plamenec (válcová vestavba uvnitř kotle), zakončený trubkovnicí, na kterou navazují žárové trubky. Trubky jsou obklopeny kotlovou vodou a vedou spaliny skrze vodní prostor kotle ven.
- Zařízení pro vysoké výkony: v případě zařízení určeného k vysokým výkonům se využívají kotle průtočné ve věžovém provedení nebo bubnové ve vodotrubném provedení. Konstrukce vodotrubného kotle je podobná parnímu kotli. Jedná se o zařízení s malým obsahem vody. Dalo by se říct, že představuje převrácenou konstrukci plamencovo-žárotrubnatých zařízení, neboť uvnitř trubek proudí voda, která je z vnější strany potrubí omývaná spalinami.

2.3 Kogenerace

Kogenerace nebo také teplárenská výroba se zařadila mezi vysoce využívanou technologii posledních let z důvodu využití odpadního tepla. Využití zbytkového tepla, které by v případě klasické výroby elektrické energie bylo odváděno do okolí, zvyšuje účinnost

energetického procesu a úsporu primárních energetických zdrojů. Kogenerace je tedy založena na kombinované výrobě elektřiny a tepla (Obr. 2.3). Výhodou kogeneračních jednotek je široká škála využívaných paliv a jejich efektivnější využití [18]. Podle vyhlášky č. 37/2016 Sb. je nutné splnit podmínku spojenou s úsporou primární energie (ÚPE)² [19].

$$\dot{UPE} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{\eta_q^T}{\eta_r^V} + \frac{\eta_e^T}{\eta_r^E}\right)} \quad \eta_q^T = \frac{Q_{U\dot{z}}}{Q_{pal\ kvet}} \quad \eta_e^T = \frac{E_{kvet}}{Q_{pal\ kvet}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{celk} = \frac{E_{SV} + E_M + Q_{U\dot{z}}}{Q_{pal}} \quad (2.2)$$

Kde:

$\dot{UPE}$ = úspora primárních energie [–]

$Q_{U\dot{z}}$ = množství užitečného tepla [MWh]

η_q^T = účinnost tepla z kombinované výroby elektřiny a tepla [–]

$Q_{pal\ kvet}$ = část množství celkového paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející KVET, mechanické energie a užitečného [MWh]

η_e^T = elektrická účinnost z kombinované výroby elektřiny a tepla [–]

E_{kvet} = množství vyrobené elektřiny z KVET [MWh]

η_r^V = harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu tepla [–]

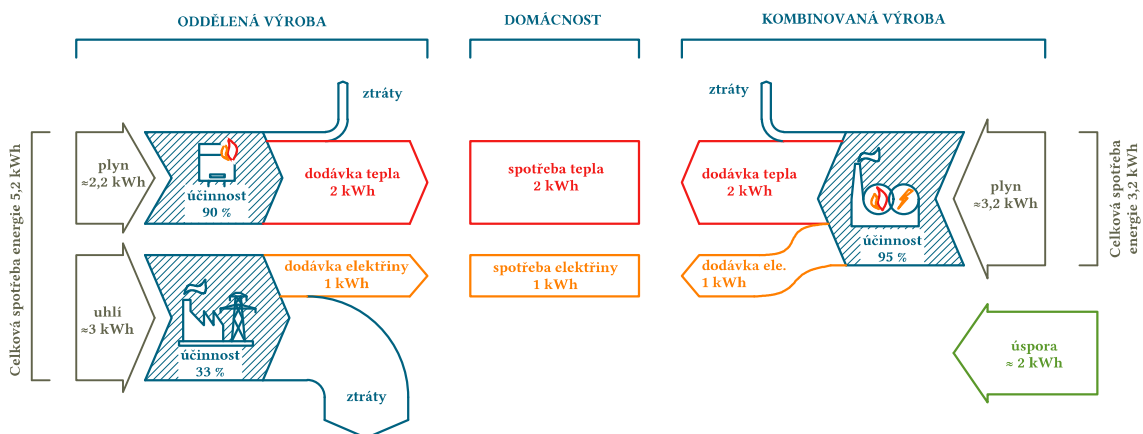
E_{SV} = množství vyrobené elektřiny v KJ měřené na svorkách generátoru [MWh]

η_r^E = harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny [–]

E_M = množství mechanické energie získané transformací energie v KJ [MWh]

η_{celk} = celková účinnost KJ [–]

$Q_{pal\ KJ}$ = celkové množství paliva [MWh]



Obr. 2.3 Příklad ÚPE kogeneračního zařízení oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla

² Pro výrobní KVET s instalovaným elektrickým výkonem do 1 MW musí být úspora ÚPE > 0 %. V případě výroby s instalovaným elektrickým výkonem nad 1 MW se počítá úspora ÚPE ≥ 10 % [19].

Teplárny jsou definovány tzv. teplárenským modulem. Jedná se o bezrozměrnou veličinu charakterizující množství vyrobeného elektrické energie k množství vyrobeného tepla. Teplárenský modul rozlišuje vhodnost použití různých technologií v teplárenství (Tabulka 2.1) [20].

$$e = \frac{E_{kvet}}{Q_{už}} [-] \quad (2.3)$$

Kde:

e = teplárenský modul [-]

$Q_{už}$ = množství užitečného tepla [MWh]

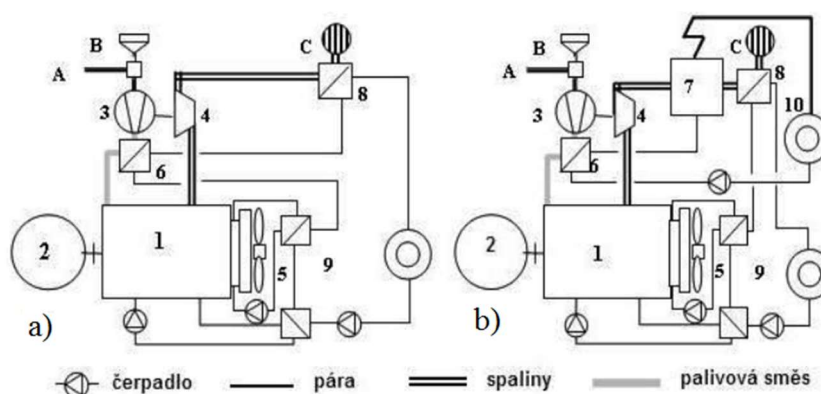
E_{kvet} = množství vyrobené elektřiny Kvet [MWh]

Tabulka 2.1: Hodnoty teplárenských modulů vybraných technologií [20]

Druh technologie	e [-]
Odběrová parní turbína	0,2 – 0,4
Protitlaká parní turbína	0,1 – 0,4
Spalovací turbína	0,4 – 0,9
Spalovací motor	0,5 – 1,1
Paroplynové zařízení	0,8 – 1,2

2.3.1 Spalovací motory

Jedná se o jeden z nejefektivnějších a nejoblíbenějších způsobů využití menších kogeneračních jednotek. Využívá se modifikovaných spalovacích motorů pro spalování plynů jako je zemní plyn či bioplyn. Motor pohánějící elektrický generátor produkuje odpadní teplo vzniklé chlazením motoru, mazacího oleje a výfukovými plyny. Výhodným využitím odpadního tepla je ohřev topné vody na teplotu 90 °C. V případě požadavku na výrobu páry je odpadní teplo třeba rozdělit. Část tepla z chlazení oleje a motoru je nadále využívána k ohřevu teplé vody a teplo ze spalín slouží k výrobě páry (Obr. 2.4) [21].

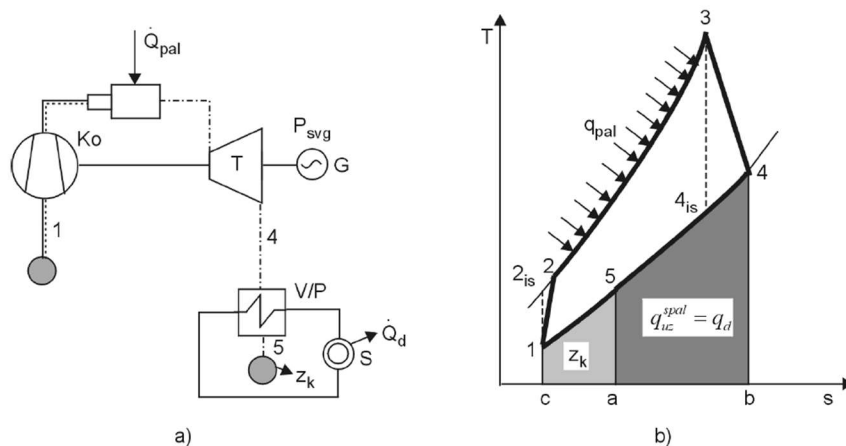


Obr. 2.4 Schéma základního zapojení kogenerační jednotky se spalovacím motorem s dodávkou tepla ve formě (a) teplé/horké vody (b) páry a horké vody [21]

1 spalovací motor 2 elektrický generátor 3 kompresor přeplňovacího turbodmychadla; 4 turbína turbodmychadla 5 chlazení oleje a motoru s ohřívačy topné vody 6 chladič stlačeného vzduchu 7 parní kotel 8 spalínový ohřívač topné vody 9 okruh topné vody 10 spotřebiče páry

2.3.2 Plynové turbíny

Spalovací turbínou je označován systém kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a dalších pomocných zařízení (Obr. 2.5a). Plynové turbíny fungují na principu Braytonova cyklu (Obr. 2.5b).



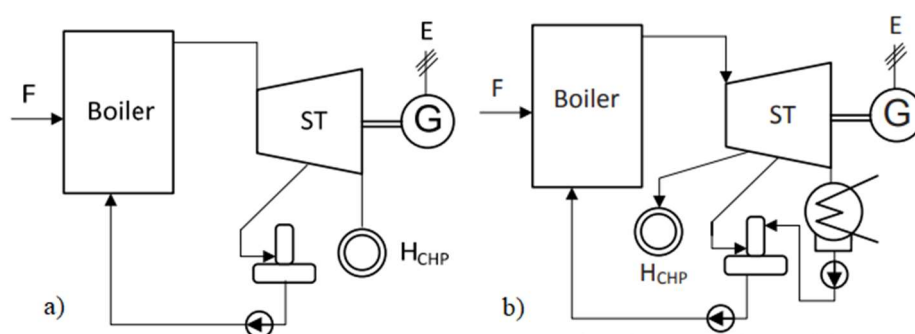
Obr. 2.5 a) Schéma zapojení s plynovou turbínou, b) T-s diagram Braytonova cyklu

Ko = kompresor; T = turbína; G = elektrický generátor; V/P = výměník spaliny voda, nebo parní vyvíječ; S = spotřebič tepla; Q_{pal} = tepelný příkon v palivu; P_{svg} = elektrický výkon plynové turbíny; Q_d = využitý tepelný výkon; Z_k = komínová ztráta [1]

Spalovací turbíny jsou v energetice využívány v kombinovaných paroplynových cyklech a díky svým rychlým startům jsou vhodné jako minutové zálohy. Vysoké ceny paliva daly důvod vzniku tzv. mikroturbín. Jedná se o malé plynové turbíny do výkonu 500 kW využívané jako malé kogenerační jednotky. Tyto turbíny našly uplatnění ve vytápění jednotlivých budov či menší skupiny budov. Značnou výhodou oproti spalovacím motorům jsou rychlé starty ze studeného stavu. Mezi výhody využití spalovacích turbín patří tedy rychlé najíždění, kompaktnost a dostupnost vysokopotenciálního tepla zajišťujícího dodávku tepla ve všech požadovaných formách. Omezením této technologie jsou vysoké požadavky na kvalitu a čistotu paliva [20] [22].

2.3.3 Parní turbíny

V případě parních turbín mluvíme o využití klasického Rankin – Clausiůva oběhu. Za účelem kogenerace je možnost využít protitlakou (Obr. 2.6a) nebo kondenzační turbínu (Obr. 2.6b). U protitlaké turbíny se díky relativně nízkému tlaku páry při průchodu turbínou pára pro teplárenské využití odebírá na konci expanze. Naopak u kondenzační turbíny můžeme mluvit o stavu s potlačenou kondenzací, kdy je teplota kondenzace za účelem odběru tepla zvýšena. Pára se odebírá ve vhodném místě expanze pomocí regulovaných nebo neregulovaných odběrů a následně předává své teplo horké vodě, která je dodávána odběratelům. Bezespornou velkou výhodou použití parní turbíny v teplárenství je použití libovolného paliva a pokrytí většího množství požadavků na parametry dodávaného tepla. Oproti tomu je ovšem nutné zvážit malý poměr mezi výrobou elektrické a tepelné energie, horší regulaci nebo změnu výkonu a vysoké investiční náklady zařízení [20] [22].

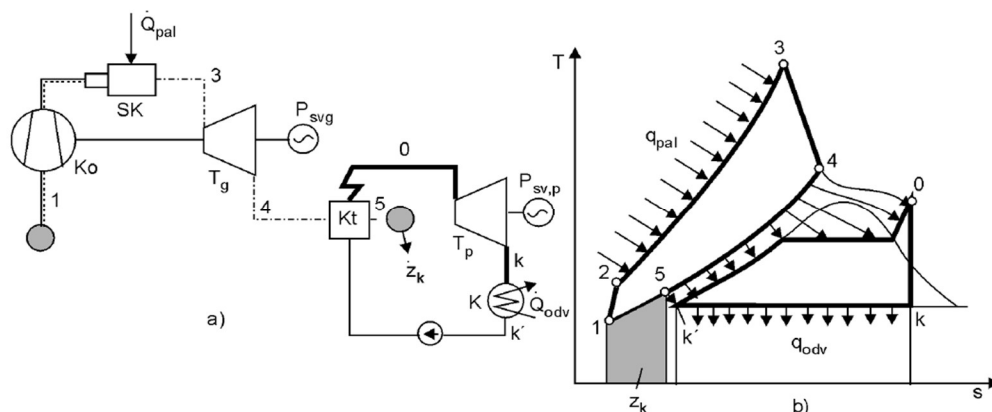


Obr. 2.6 Schéma zapojení parní turbíny za účelem kogenerace

(a)protitlaká turbína, (b)kondenzační turbína: F = vstup paliva, Boiler = kotel, ST = parní turbína, H_{CHP} = využitě teplo v rámci kogenerace [22]

2.3.4 Paroplynový oběh se spalovací turbínou

Paroplynový oběh lze definovat jako kombinace Rankin – Clausiova a Braytonova cyklu (Obr. 2.7). Díky spalovací turbíně je teplo do oběhu přiváděno při co nejvyšší střední teplotě a současně je využitím parní turbíny teplo z oběhu odváděno při nejnižší možné střední teplotě pracovního média. Tento oběh tedy splňuje základní podmínky pro dosažení maximální tepelné účinnosti cyklu [23].



Obr. 2.7 a) Schéma zapojení paroplynového cyklu, b) T-s diagram paroplynového cyklu

Ko = kompresor; Tg = plynová turbína; SK = spalovací komora; Kt = kotel; Tp = parní turbína; K = kondenzátor; $Q_{pal}(q_{pal})$ = tepelný příkon v palivu; P_{svg} = elektrický výkon plynové turbíny; $Q_{odv}(q_{odv})$ = teplo odvedené z parního cyklu; Z_k = komínová ztráta [1]

Teplo se odebrá v průběhu nebo na konci expanze média v závislosti na typu použité parní turbíny. Využívat se může parní turbína kondenzační i protitlaká. Tato technologie se používá v případě vysoké ceny primárního paliva.

2.3.5 Vliv kogenerace na životní prostředí

Dalším důležitým faktem ve spojitosti s využitím kogeneračních zdrojů je snižování emisí. Oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla je kogenerace technologií snižující celkovou velikost emisí SO_2 , NO_x , CO , CO_2 a prachu právě v důsledku snižování využití

primárních energetických zdrojů plynofikací elektrické výroby (Tabulka 2.2). V případě emisí CO₂ nelze všeobecně určit hodnotu snížení emisí, produkce emitující látky je závislá na použité technologii. Obdobně jako ÚPE lze i snížení emisí vyjádřit pomocí teplárenského modulu. Díky tomu si lze všimnout, že zmenšení emisí dané znečišťující látky je přímo úměrné hodnotě teplárenského modulu [21].

$$\frac{M_x}{Q_e} = \left(\frac{m_x^{vyt}}{\eta_v} - \frac{m_x^{tep}}{\eta_{tep}} \right) + e \cdot \left(\frac{m_x^{el}}{\eta_{el}} - \frac{m_x^{tep}}{\eta_{tep}} \right) \quad (2.4)$$

Kde:

M = velikost zmenšení emise příslušné látky [kg]

m_x = velikost emise látky vzniklé spálením paliva vztažené na 1 GJ uvolněného tepla [kg/GJ]

Q_e = množství vyrobené elektrické energie [GJ]

η_t = účinnost technologického systému [–]

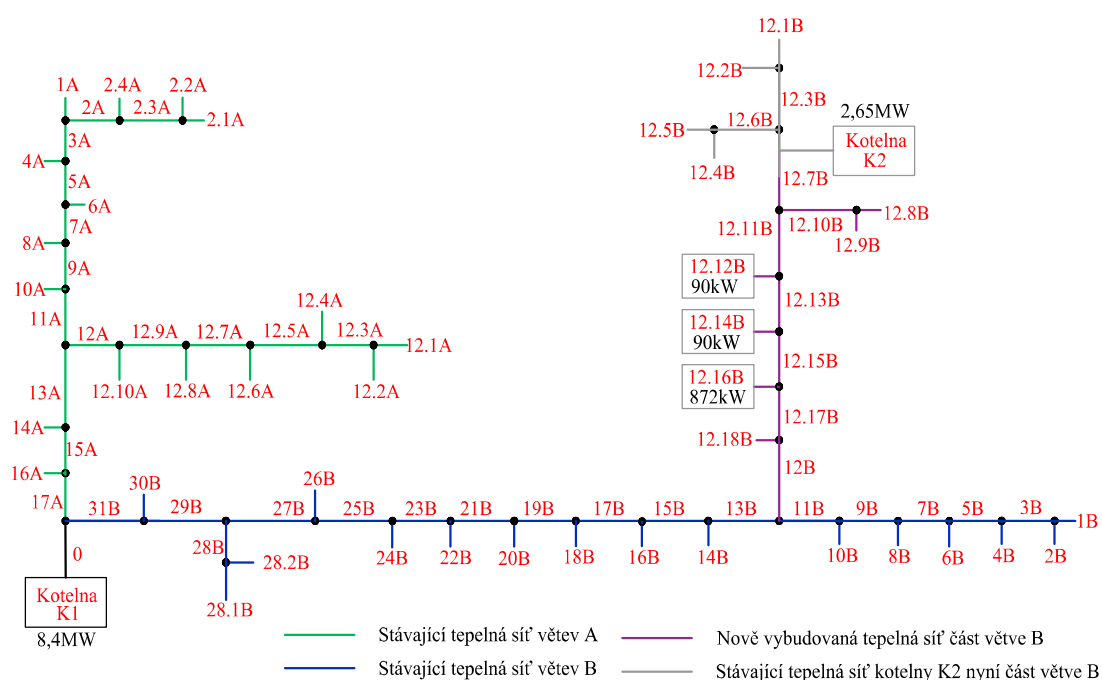
e = teplárenský modul [–]

Tabulka 2.2: Přehled emitujících látek [21]

Emitující látky	Elektrárna – hnědé uhlí	Teplárna/výtopna ZP
Tuhé částice	0,23	-
SO ₂	0,41	-
NO _x	0,60	0,07
CO	0,05	0,03

3 ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU TEPELNÝCH ZDROJŮ A SOUSTAVY CZT

Prvním z cílů této diplomové práce je zhodnocení současného stavu systému centrálního zásobování teplem a jeho tepelných zdrojů. Následující kapitola se zabývá popisem objektů tepelné sítě, jejich vybavením a posouzením dalšího provozu. Současná tepelná síť nepodlehla od počátku svého provozu modernizaci a vzhledem k současné poptávce po tepelné energii se jeví jako předdimenzovaná. Tato diplomová práce se zabývá návrhem rekonstrukce této tepelné sítě s ponecháním současného umístění trasy. Zdroji tepla jsou zde dvě okružkové kotelny se samostatnými tepelnými rozvody. V rámci rekonstrukce by měl být menší z těchto zdrojů odstaven (kotelna K2) a současně obě tepelné sítě propojeny s možností připojení nových objektů v trase propojení (Obr. 3.1). Využitím kotelny K1 se přesune výroba tepla na okraj města. Propojením obou tepelných systémů dojde k navýšení podílu výroby tepla z obnovitelných zdrojů, snížení produkce emisí CO₂ ze současných tepelných zdrojů, doplnění zdrojů o KJ, snížení tepelných ztrát a stabilizaci ceny tepla ve městě.



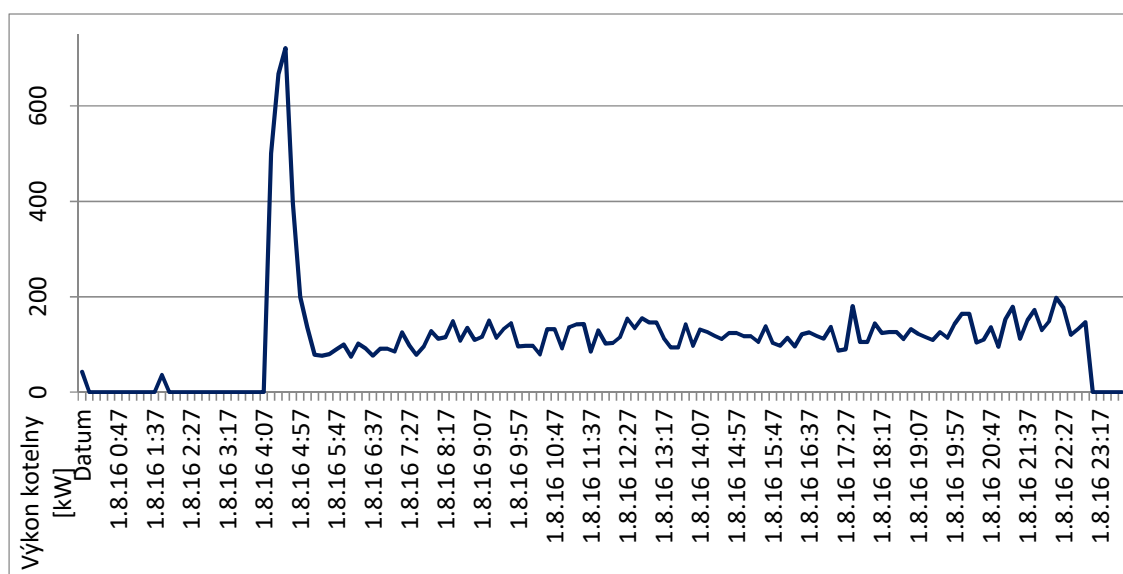
Obr. 3.1 Schéma řešení tepelné sítě

3.1 Popis odstaveného tepelného zdroje

Odstavovaným zdrojem je bezobslužná plynová kotelna o celkovém výkonu 2,65 MW. Primárním topným médiem je topná voda kotlů (2 x 1000 kW, 1 x 650 kW) o teplotním

spádu 100/60 °C a tlaku 0,6 MPa. Způsobem ochrany kotlů před nízkoteplotní korozi je zkrat mezi přívodní a vratnou větví. Kotle jsou vybaveny kouřovody, tlumiči hluku pro odvod spalin a přirozeným i nuceným větracím systémem. Zásobuje teplem přilehlé objekty pomocí tří větví (2 x DN100, 1 x DN125). Každý objekt odebírající teplo je vybaven teplotní tlakově nezávislou předávací stanicí. Tepelná síť je vedena dvoutrubkově předizolovaným potrubím bezkanálově v zemi. Oběh vody v přívodním potrubí o dimenzi DN125 je zajištěno dvojicí oběhových čerpadel. Vratná voda se do kotlů vrací přes ekonomizéry, které je možno v případě potřeby odpojit.

Současné tepelné zdroje zajišťují dodávku tepla v průběhu letních měsíců. Jelikož kotelná je zdrojem relativně malé tepelné sítě, v průběhu letního provozu bývá poptávka po teple ve srovnání s větší z kotlen menší než poloviční (Obr. 3.2). Z ekonomického pohledu se tedy ponechání kotelný K1 a popřípadě instalací kogenerační jednotky pro vykrytí letního provozu nejeví zcela výhodné. Vhodnou variantou řešení je namísto zatěžování současných tepelných zdrojů pro malé odběry zajistit dodávku z centrální sítě a vyhnout se tak dalším investicím zahrnujícím provoz tohoto zařízení. Po odstavení zdroje se předpokládá, že kotelná bude nadále sloužit jako záložní zdroj pro případ výpadku primárního zdroje.



Obr. 3.2 Závislost výkonu kotelný na čase v průběhu dne letního provozu kotelný K2

3.2 Popis stávajícího tepelného zdroje

V současné době je kotelná K1 vybavena kotlem na biomasu (3000 kW), plynovým kotlem (2600 kW), kombi kotlem (2600 kW) spalujícím zemní plyn a ELTO a kogenerační jednotkou (0,2 MW). Provozním médiem je také teplá voda o teplotním spádu 105/65 °C a maximálním provozním tlaku 0,6 MPa. K rozvodu tepla se využívají dvě samostatné topné větve DN200 a DN250. Oběh topné vody ve větvích je zajištěn dvojicí oběhových čerpadel s příslušnými armaturami. Vratná potrubí jsou vybavena zařízeními odstraňující možné nečistoty obsažené v médiu. Jelikož se jedná o větší z kotlen, a tedy i většího dodavatele tepla, je v ekonomickém zájmu tuto kotelnu zachovat a modernizovat. Zacho-

vání kotelny je podmíněno rekonstrukcí tepelných sítí, napojení nových objektů a technickoekonomickým posouzením celého objektu s možností dalších inovací. Podrobnějším popisem stávajícího zdroje se zabývá kapitola č.5.

3.3 Nově připojované objekty

Propojením dvou tepelných sítí je možno rozšířit dodávku tepla i do objektů podél nové trasy teplovodu. V nově připojovaných jednotkách musí být vybudovány předávací stanice. Mezi nové odběratelé tepla patří také veřejné budovy, vlastníci v současné době své menší kotelny. Jelikož je provoz těchto kotelen podmíněn specifickými požadavky na odběr tepla, nemusí být jejich další využití zcela výhodné. Provoz těchto kotelen je zaměřen na pracovní dny a v průběhu víkendů a prázdnin je takřka zcela omezen. Takto přerušovaný provoz vysoce zatěžuje tepelné zdroje a může zhoršit jejich technický stav. Dalším faktorem ovlivňujícím připojení k tepelné síti je současný stav kotelen. Ten se blíží stavu nedostačujícímu dalšímu provozu zařízení. Provozovatelé se tedy rozhodli připojit objekty k nově budované tepelné síti. Díky tomu je možno předejít budoucím investicím do rekonstrukce kotelen, které by nezaručovaly ekonomický provoz zařízení.

Objekt 12.12B

Součástí objektu 12.12B je nízkotlaká plynová kotelna o roční spotřebě zemního plynu 2562 m³. Kotelna je vybavena dvěma kotli, každý o výkonu 49,5 kW pro vytápění a 17kW ohřívačem teplé vody.

Objekt 12.14B

Dalším objektem s vlastní plynovou kotelnou je objekt 12.14B. Jeho součástí jsou také dva plynové kotle, každý o výkonu 49,5 kW, využívající se pro vytápění a 17kW ohřívač teplé vody. Roční spotřeba zemního plynu je zde okolo 3871 m³.

Objekt 12.16B

Poslední soběstačným objektem je 12.16B. Vlastní plynovou kotelnou se čtyřmi kotli, každý o výkonu 218 kW, a dvěma plynovými ohřívači (2 x 53 kW) zajišťujícími ohřev teplé vody. Průměrná roční spotřeba zemního plynu se pohybuje kolem 21 100 m³. Součástí kotelny je výměníková stanice spolu s 8 samostatně regulovatelnými větvemi, zajišťujícími dodávku tepla po celém areálu objektu.

4 HYDRAULICKÝ NÁVRH TEPELNÉ SÍTĚ

Následující část práce je věnována hydraulickému návrhu nové tepelné sítě. Současné tepelné rozvody jsou již na hraně své životnosti, a proto budou nahrazeny novými využívající technologii předizolovaného potrubí uloženého volně v zemi. Hydraulický návrh určí dimenze potrubí v jednotlivých úsecích trasy a odbočkách na základě spotřeb odběratelů tepla. Návrh dimenze potrubí je spjat s určením průtoků, rychlostí a tlakových ztrát média spolu s návrhem oběhového čerpadla tepelné sítě. Vychází z aplikace rovnice kontinuity, Bernoulliho rovnice a hydraulických ztrát [3].

V současné době dochází centrálně k rekonstrukcím tepelných sítí za účelem snížení tepelných ztrát. Součástí následující kapitoly je také posouzení tepelných ztrát potrubí v jednotlivých úsecích trasy a srovnání rozdílného způsobu zaizolování.

4.1 Denostupňová metoda

Podstatou návrhu dimenze primárního potrubí CZT je výpočet tepelných ztrát jednotlivých objektů. Vzhledem ke skutečnosti, že nejsou k dispozici jednotlivé tepelné ztráty objektů, musíme při hydraulickém návrhu sítě uvažovat se stávajícími spotřebami tepla jednotlivých připojených objektů. Pro výpočet příkonu odběrných míst bude použita denostupňová metoda, která je pro tento typ řešení obecně používána³. Primárním podkladem celého výpočtu tepelné sítě byly hodnoty odběrů tepla řešených objektů v letech 2014–2016. Pro další postup bylo potřeba z těchto hodnot získat data udávající příkony odběratelů na které budou přípojky a hlavní trasa navrhována.

Denostupňová metoda vychází z určení denostupňů. Denostupně charakterizují závislost daného časového období na teplotních poměrech. Pro výpočet je třeba zvolit hodnotu teploty vzduchu ve vytápěném prostoru, pro obytné domy se volí mezi 18,2 – 19,1°C. Průměrná venkovní teplota v daném časovém období je určena teplotami v průběhu dne, v našem případě jsou hodnoty známy. Výpočet se dá aplikovat na libovolně dlouhý časový úsek v topném období, v řešeném případě bereme v úvahu jednotlivé měsíce v letech 2014–2016. U výpočtu je třeba rozlišovat řešené objekty na obytný a veřejný prostor (školy, obchody, administrativní budovy). V případě veřejných objektů je počet dnů vytápění závislý na pracovních dnech zvoleného období [3]. Následující vý-

³ Pokud by se jednalo o nově vybudované objekty, byla by vhodná například metoda obálková.

počty jsou uvedeny pro obytný objekt 12.1 (*index 12.1*) a veřejný objekt 12.16 (*index 12.16*), ostatní hodnoty jsou uvedeny v příloze č.1. Vzorový výpočet je uveden pro leden roku 2016.

Celkovou spotřebu tepla pro vytápění je poté možno vyjádřit jako závislost denostupňů, tepelných ztrát objektu, součinitele a teplot. V případě součinitele nesoučasnosti je potřeba zohlednit provozní režim objektu.

$$D_{12.1B} = n_{12.1B} \cdot (t_{is} - t_{es}) = 31 \cdot (20 - (-1,6)) = 669,6 \text{ d} \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

$$D_{12.16B} = n_{12.16B} \cdot (t_{is} - t_{es}) = 20 \cdot (20 - (-1,6)) = 432 \text{ d} \cdot ^\circ\text{C} \quad (4.2)$$

$$t_{es} = \frac{t_7 + t_{14} + 2 \cdot t_{21}}{4} \quad (4.3)$$

$$E_{vyt} = \frac{24 \cdot Q_C \cdot f \cdot D \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}}{t_{is} - t_e} \quad \rightarrow \quad Q_C = \frac{E_{vyt} \cdot (t_{is} - t_e)}{24 \cdot f \cdot D \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} Q_{C12.1B} &= \frac{534 \cdot (20 - (-15))}{24 \cdot 0,8 \cdot 669,6 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}} = 403,5 \text{ kW} \\ Q_{C12.16B} &= \frac{324,9 \cdot (20 - (-15))}{24 \cdot 0,6 \cdot 432 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}} = 505,5 \text{ kW} \\ f_{12.1B} &= \frac{0,85 \cdot 0,85 \cdot 1}{0,95 \cdot 0,95} = 0,8 \\ f_{12.16B} &= \frac{0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{0,95 \cdot 0,95} = 0,6 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Kde:

D = počet denostupňů [$\text{d} \cdot ^\circ\text{C}$]

n = počet dnů vytápění [den]

t_{is} = teplota vzduchu ve vytápěném prostoru [$^\circ\text{C}$]

t_{es} = průměrná venkovní teplota daného období [$^\circ\text{C}$]

$t_{7/14/21}$ = naměřená teplota v danou hodinu řešeného období [$^\circ\text{C}$]

E_{vyt} = celková potřeba tepla pro vytápění [$\text{GJ}/\text{měsíc}$]

Q_C = tepelná ztráta objektu [kW]

f = Součinitel nesoučasnosti výpočetních hodnot uvažovaných při výpočtu celkové tepelné ztráty objektu [–]

t_e = výpočtová teplota řešené oblasti = -15°C

e_d = Součinitel vyjadřující zkracování doby vytápění s přestávkami provozu = 1; 0,8 [–]

e_i = Součinitel nesoučasnosti tepelné ztráty infiltrací a tepelné ztráty prostupem = 0,85 [–]

e_t = Součinitel vyjadřující snížení teploty v místnosti během dne = 0,8; 0,85 [–]

η_o = Účinnost možností regulace soustavy = 0,95 [–]

η_r = Účinnost rozvodů vytápění = 0,95 [–]

Denostupňovou metodu je vhodné použít pouze pro výpočty v topném období. Parametry získané pro začátek či konec topného období mohou být zkreslující, neboť způsob řešení nezohledňuje přerušovaný odběr tepla a měnící se teploty v průběhu měsíce. Vyhodnocování se tedy z důvodu přesnosti výsledků týká období listopad–březen. Dalším kritériem řešení jsou teploty v průběhu roku. Z dostupných let je třeba vybrat rok, kdy se teploty nejvíce blížily průměrným teplotám v řešeném místě České republiky

(pro nás je to rok 2016). Z těchto vypočtených hodnot se již pro návrh dimenze vybírá nejvyšší dosažený příkon objektu [24].

4.2 Proudění média

Dále je možno dopočítat hmotnostní průtok teplotnosného média a dimenzi potrubí. Pro výpočet průtoku je třeba zohlednit teplotní spád řešené sítě v průběhu roku:

- Zimní provoz (topné období):
 Přívodní větev – 100 °C
 Vratná větev – 60 °C
- Letní provoz:
 Přívodní větev – 80 °C
 Vratná větev – 40 °C

Průtok média hlavní větví je dán součtem průtoku celé větve a jejich odboček. Celkový průtok média je tedy součtem průtoku větve A a větve B (viz příloha 1).

$$Q_C = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t \rightarrow \dot{m}_{12.1B} = \frac{Q_C \cdot 2,78 \cdot 10^{-7}}{c \cdot \Delta t} = \frac{403,5 \cdot 2,78 \cdot 10^{-7}}{1,165 \cdot 40} = 0,0024 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.6)$$

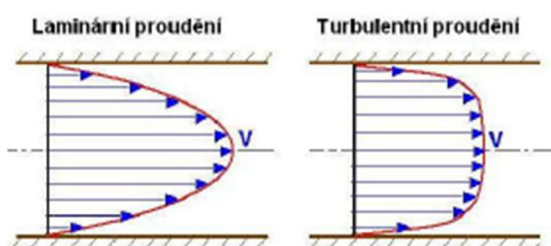
$$\dot{m}_0 = \dot{m}_{17A} + \dot{m}_{31B} = 0,031 + 0,013 = 0,044 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.7)$$

Kde:

c = měrná tepelná kapacita vody = $1,165 \text{ W} \cdot \text{h}/\text{kg} \cdot \text{K}$
 Δt = rozdíl teplot přívodní a vratné větve = 40 K

$\dot{m}$ = hmotnostní průtok [m^3/s]
 Q_C = tepelná ztráta objektu [kW]

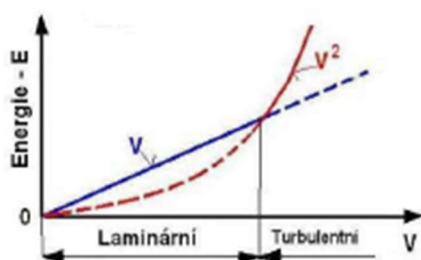
Základem hydraulického výpočtu je určení samotného charakteru proudění média. Rozeznáváme tok média ve vrstvách – proudění laminární a vírový tok média – proudění turbulentní. Charakter toků média je ovlivněn především rychlostí proudění, oba druhy proudění jsou tedy charakterizovány svými rychlostními profily (Obr. 4.1). Při zvyšující se rychlosti dochází ke zvratu a tvoření vírů. V tu chvíli se proudění laminární mění na proudění turbulentní.



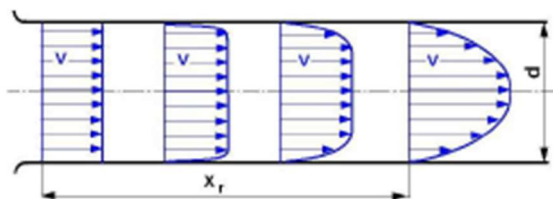
Obr. 4.1 Rychlostní profily proudění média [25]

Charakter proudění lze určit pomocí tzv. Reynoldsova čísla. Tato veličina je závislá na střední rychlosti média, charakteristickém rozměru (v případě potrubí se volí vnitřní průměr potrubí) a kinematické viskozity proudícího média. Pro proudění média v potrubí kruhového průřezu je kritická hodnota Reynoldsova čísla $Re = 2320$. U laminárního proudění je hydraulický odpor proti pohybu lineárně závislý na rychlosti (Obr. 4.2). Je tedy

zřejmé, že se jedná o jednodušší typ proudění, které se v praxi vykytuje v oblastech malých průtočných kanálů, při větší viskozitě kapaliny a menších průtočných rychlostech. Začátek proudění média má charakter odpovídající dokonalé tekutině, průběh vývoje laminárního proudění je dán rozběhovou dráhou (Obr. 4.3). Znakem turbulentního proudění je větší intenzita přenosu hybnosti, tepla a hmoty a větší ztráta třením. Je dáno druhou mocninou rychlosti vyjadřující hydraulický odpor proti pohybu [25].



Obr. 4.2 Závislost tlakové ztráty na rychlosti proudění média [25]



Obr. 4.3 Vývoj rychlostního profilu laminárního proudění [25]

Pro počáteční návrh dimenze potrubí se rychlost média volí. Její skutečná hodnota se zpětně získává z tlakových ztrát jednotlivých úseků tepelné sítě. Při návrhu rychlosti je potřeba dodržovat kritéria pro hlavní a vedlejší trasy teplovodu. Maximální rychlost média ve vedlejšího větvi by měla být do 1 m/s. V případě hlavní trasy je třeba dodržet tlakovou ztrátu média do 200 Pa/m a rychlost do 2 m/s [26]. Při návrhu dimenze hlavní trasy je potřeba vycházet z obecné rovnice kontinuity, popisující vztah mezi rychlostí proudění a obsahem průřezu potrubí. Jelikož platí zákon zachování objemu, pokud vezmeme dva nejvzdálenější objekty (12.1 a 12.2) a dopočítáme jejich průměr potrubí, lze jednoduše zjistit dimenzi potrubí v hledaném úseku 12.3, neboť víme, že hmotnostní průtok v obou směrech proudění musí být konstantní.

Při výpočtu dimenze hlavní trasy větví A a B se tedy využívá principu „skládání větve“. S výpočtem se začíná vždy v koncovém místě trasy tepelné sítě a následně se připojují další objekty na trase (viz příloha 2). Následný vzorový návrh dimenze je aplikován na objekt 12.1 (volíme rychlost 0,48 m/s) a 12.2 (viz příloha 1) napojující se na část hlavní trasy větve B – 12.3B (volíme rychlost 0,5 m/s).

$$\dot{m} = w \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{w \cdot \pi}} [m] \quad \rightarrow d_{12.1B} = \sqrt{\frac{0,0024 \cdot 4}{0,48 \cdot \pi}} = 0,0798m \rightarrow DN80 \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} \dot{m} = w \cdot S = konst \rightarrow w_{12.3B} \cdot \frac{\pi \cdot d_{12.3B}^2}{4} &= w_{12.1B} \cdot \frac{\pi \cdot d_{12.1B}^2}{4} + w_{12.2B} \cdot \frac{\pi \cdot d_{12.2B}^2}{4} \\ \rightarrow d_{12.3B} &= \sqrt{\frac{w_{12.1B} \cdot d_{12.1B}^2 + w_{12.2B} \cdot d_{12.2B}^2}{v_{12.3B}}} = \sqrt{\frac{0,48 \cdot 0,080^2 + 0,305 \cdot 0,080^2}{0,5}} \\ d_{12.3B} &= 0,1002m \rightarrow DN100 \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} [-] \quad \rightarrow Re_{12.1B} = \frac{0,48 \cdot 0,080}{3,64 \cdot 10^{-7}} = 105494,5 \quad (4.10)$$

Kde:

d = průměr potrubí [m]

w = střední rychlost média [m/s]

$\dot{m}$ = hmotnostní průtok [m^3/s]

ν = kinematická viskozita pro teplotní spát 100/60

Re = Reynoldovo číslo [-]

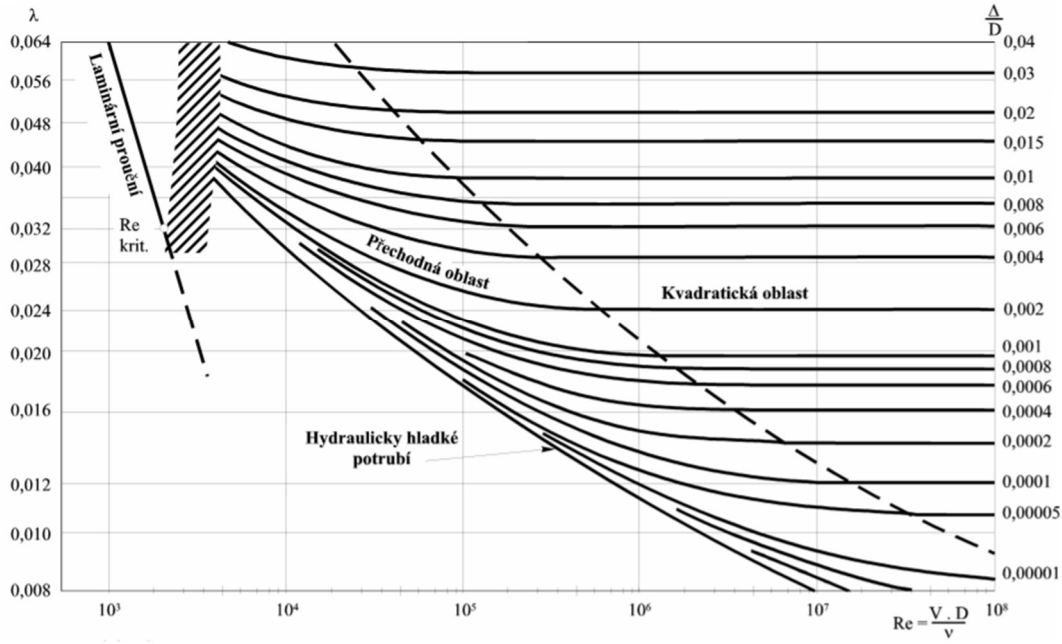
$= 3,64 \cdot 10^{-7} m^2/s$.

4.3 Tlaková ztráta

Hydraulické ztráty při proudění kapalin jsou způsobeny silou působící proti pohybu částic, viskozitou. Rozptýlená energie hydraulických odporů se projeví tlakovým úbytkem, vynuceným prouděním v potrubí, nebo úbytkem kinetické energie (např. gravitační potrubí). Celková tlaková ztráta potrubí je pak dána součtem tlakové ztráty třením a místních tlakových ztrát na trase potrubí.

4.3.1 Tlaková ztráta třením

Třecí síly při proudění skutečné kapaliny způsobují disipaci energie, snižující mechanickou energii tekutiny. Následně se rozptýlená energie mění v teplo. Tlaková ztráta třením se dá vyjádřit pomocí tzv. Darcy – Weisbachovy rovnice. Ta je charakterizována součinitelem tlakových ztrát λ , délkou potrubí, průměrem potrubí a rychlostí a hustotou média. Hodnota součinitele tření je ovlivněna charakterem toku, rychlostí, geometrickými podmínkami a vlastnostmi média. Pro určení součinitele je Reynoldsovo číslo a ekvivalentní drsnost stěny potrubí, která je závislá na druhu materiálu, zpracování a provozních podmínkách. Rovnice pro stanovení λ vychází z experimentálních řešení. Tyto metody vznikly prvotním měření na hladkém potrubí a následném zdrsňování povrchu potrubí. Mezi nejznámější řešení patří například Moody – Colebrookův diagram (Obr. 4.4), z kterého lze jednoduše odečíst hodnotu λ pro námi řešené potrubí. V případě řešení větší potrubní sítě je tato metoda, stejně jako ostatní grafické metody, nevhodná a využívá se některého z poloempirických vzorců, pro danou oblast proudění [25].



Obr. 4.4 Moody–Colebrookův diagram [40]

Pověření počáteční podmínky při volbě rychlosti je potřeba v první řadě určit měrné tlakové ztráty třením vztažené na jednotku délky a v případě její vysoké hodnoty optimalizovat rychlost proudění média. Pro ověření podmínky pro hlavní větev tepelné sítě se tedy nyní soustředíme i na část trasy 31B (volíme rychlost $1,46 \text{ m/s} \rightarrow \text{DN150} \rightarrow Re = 601648,4$).

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \cdot \left[\left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} + \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d} \right]} \right)^2 [-] \quad (4.11)$$

$$\lambda_{12.1B} = \left(\frac{1}{-2 \cdot \left[\left(\frac{6,81}{105494,5} \right)^{0,9} + \frac{0,1 \cdot 0,001}{3,7 \cdot 0,080} \right]} \right)^2 = 0,0143$$

$$\lambda_{31B} = \left(\frac{1}{-2 \cdot \left[\left(\frac{6,81}{601648,4} \right)^{0,9} + \frac{0,1 \cdot 0,001}{3,7 \cdot 0,150} \right]} \right)^2 = 0,0107$$

$$\Delta p = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{d \cdot 2} [Pa/m] \quad (4.12)$$

$$\Delta p_{12.1B} = 0,0143 \cdot 971,8 \cdot \frac{0,48^2}{0,080 \cdot 2} = 20,06 \text{ Pa/m}$$

$$\Delta p_{31B} = 0,0108 \cdot 971,8 \cdot \frac{1,46^2}{0,150 \cdot 2} = 74,51 \text{ Pa/m}$$

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L \cdot w^2}{d \cdot 2} = \Delta p \cdot L [Pa]$$

$$\Delta p_{\lambda 12.1B} = 20,06 \cdot 118,6 = 2379,52 \text{ Pa} \quad (4.13)$$

$$\Delta p_{\lambda 31B} = 74,51 \cdot 175,5 = 13076,85 \text{ Pa}$$

Kde:

d = průměr potrubí [m]

L = délka potrubí: pro 12. 1B = 118,6 m, pro 31B = 175,5 m

Re = Reynoldovo číslo [–]

w = střední rychlost média [m/s]

λ = součinitel tření [–]

ε = drsnost potrubí = 0,1 mm

ρ = hustota média = 971,8 kg/m³

Δp = měrné tlakové ztráty třením [Pa/m]

Δp_λ = tlakové ztráty třením [Pa]

Při optimalizaci rychlosti v závislosti na tlakové ztrátě je třeba brát v potaz také polohu objektu k počátku tepelné sítě. V případě odběru tepla blíže začátku trasy můžeme u objektu připustit vyšší hodnoty Δp než je tomu ve vzdálenějších místech. Dimenze přípojek pro odběr tepla se také dimenzuje s ohledem na typ domu, například v rámci sídliště, kde je vhodné využít stejného typu předávacích stanic se přípojky navrhují na stejnou dimenzi. Zvolené rychlosti jsou vhodné pro splnění počátečních podmínek hydraulického návrhu (viz příloha 1).

4.3.2 Místní ztráty

Tlaková ztráta zapříčiněná místními odpory se projevuje v místech změny průtočného průřezu potrubí (redukce), směru proudění (ohyby potrubí, odbočky, T – kusy) a velikosti směru rychlosti (armatury). V těchto místech může dojít k odtržení proudu a vzniku vířivé oblasti. Velikost místních ztrát se dá vyjádřit rychlostí a ztrátovým součinitelem ξ . Tento součinitel je závislý na druhu místní ztráty, proudění média, konstrukčních parametrech, drsnosti stěn potrubí a tvaru rychlostního profilu média. V současné době není snadné určit jeho přesné hodnoty, a proto se hodnota součinitele určuje experimentálně. Z tohoto důvodu se mohou hodnoty pro stejný typ místní ztráty v rozdílné literatuře lišit (Tabulka 4.1) [25].

Tabulka 4.1: Hodnoty součinitelů místních odporů [26]

Druh místního odporu	ξ	Druh místního odporu	ξ
T – kus (odbočka)	1,3	Oblouk	0,23
T – kus (průchod)	0,35	Redukce (na menší DN)	0,5
Koleno 90°	1,3	Uzavírací armatura DN20-DN25	0,5
Koleno 45°	0,4	Uzavírací armatura > DN32	0,3

Součinitel tlakových ztrát potrubního úseku 12.1B je tedy dán součtem jeho místních odporů dle trasy vycházející z původní tepelné sítě. Obdobně se postupuje i ve zbývajících potrubních úsecích trasy (viz příloha 1).

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \text{ [Pa]} \quad \rightarrow \Delta p_{\xi 12.1B} = 7,3 \cdot 971,8 \cdot \frac{0,48^2}{2} = 817,24 \text{ Pa} \quad (4.14)$$

Kde:

w = střední rychlost média [m/s]

ξ = součinitel místních odporů [–]

ρ = hustota média = 971,8 kg/m³

Δp_ξ = tlakové ztráty místních odporů [–]

4.3.3 Celková tlaková ztráta

Tlaková ztráta řešeného úseku tepelné sítě se následně dá vyjádřit jako součet získaných tlakových ztrát (4.15)(4.15).

Pro určení celkové tlakové ztráty tepelné sítě je třeba znát celkovou tlakovou ztrátu od kotelny k jednotlivým objektům. Ta se získává postupným sčítáním ztrát po trase média k odběratelům. Místo s největší tlakovou ztrátou můžeme označit za hydraulické nejvzdálenější místo navrhované tepelné sítě. Hydraulicky nejvzdálenějším místem řešení tepelné sítě je objekt 12.1B, pro který bude navrhováno oběhové čerpadlo systému (viz příloha 2) [3].

$$\Delta p_Z = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi [Pa] \quad \rightarrow \Delta p_{Z12.1B} = 2379,52 + 817,24 = 3196,76 [Pa] \quad (4.15)$$

$$\Delta p_Z = \sum_{31B}^{12.1B} \Delta p_Z = 175530,06 Pa \quad (4.16)$$

Kde:

Δp_λ = tlakové ztráty třením [–]

Δp_Z = celkové tlakové ztráty soustavy [–]

Δp_ξ = tlakové ztráty místních odporů [–]

4.4 Návrh oběhového čerpadla

Na internetových stránkách společností zaměřujících se na výrobu čerpadel, je možné přímo vybrat čerpadlo na základě známého průtoku a dopravní výšky. Požadovaný průtok, na který je čerpadlo navrhováno je dán celkovým průtokem tepelnou sítí v obou větvích v m³/h na základě tepelného příkonu jednotlivých objektů a tepelného spádu topné vody. Dopravní výška pro návrh čerpadla vychází z tlakové ztráty celého systému, tlakové ztráty v předávací stanici a tlakové ztráty kotelny. Dalo by se říct, že tlaková ztráta kotelny je vztažena k regulační armatuře systému. Tlaková ztráta sítě je vyjádřena jako součtem tlakové ztráty na přívodní a vratné části potrubí (Obr. 4.5) [3] [27]

$$H = 2 \cdot \Delta p_Z + \Delta p_{ps} + 2 \cdot \Delta p_k = 2 \cdot 175530,06 + 60000 + 2 \cdot 5000 = 415,31 kPa \quad (4.17)$$

Kde:

H = dopravní výška čerpadla [kPa]

Δp_k = tlaková ztráty kotelny $\approx 5 kPa$

Δp_Z = celkové tlakové ztráty soustavy [Pa]

Δp_{ps} = tlaková ztráty předávací stanice $\approx 60 kPa$

Pro návrh čerpadla byl použit software společnosti Grundfos, vycházející ze známé hodnoty tlakové ztráty systému a průtoku média. V případě tlakové ztráty je vhodné dimenzovat čerpadlo na hodnotu zvýšenou o cca 10 % (*v našem případě tedy $H = 460 \text{ kPa}$*). Z dostupných čerpadel je vhodné vybrat takové, jehož výtlační i sací hrdlo je ve stejné ose. Díky tomu bude možno čerpadlo zapojit do tepelné sítě bez jakékoliv změny směru proudu média. V řešeném případě, tomu odpovídá čerpadlo typu TP100-480/2 (Obr. 4.7) [28]. Jeho charakteristika je zobrazena na obr. 4.6.



Obr. 4.6 Charakteristika navrženého čerpadla [28]

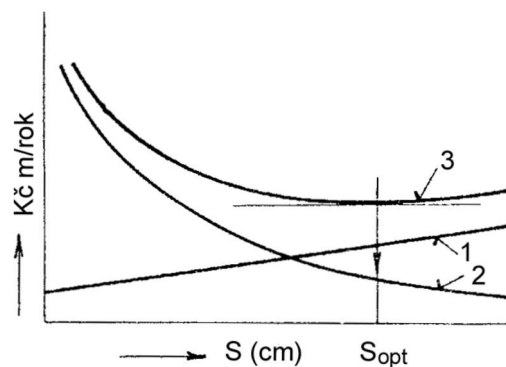
Vybrané čerpadlo je vybaveno frekvenčním měničem typu CUE. Tento měnič má vestavěný proporcionálně integrační regulátor, který umožňuje řízení konstantního diferenčního tlaku, proporcionálního tlaku, konstantní teploty a konstantního tlaku v uzavřené smyčce na požadovanou hodnotu. Proporciálně integrační regulátor zajišťuje dobrou stabilitu (složka P) a regulaci na nulovou regulační odchylku (složka I). Do regulačního obvodu jako první zasahuje složka P. Frekvenční měnič zajišťuje řízení otáček čerpadel až do výkonu motoru 250 kW [29].

4.5 Tepelné ztráty systému

Výpočet tepelné ztráty by měl být součástí každého návrhu potrubní sítě. Z celkové tepelné ztráty systému se odvíjí množství prodávajícího tepla a investiční zisky projektu. Tepelné ztráty se stanovují s ohledem na vyhlášku č. 193/2007 o podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu. V následující části budou porovnány dva rozdílné způsoby vedení a izolace potrubí.

4.5.1 Tepelná izolace

Tepelnou ztrátu primární sítě je potřeba minimalizovat na únosnou hodnotu, aby nadměrně nezvyšovala požadavky na provoz zařízení. Únosná velikost tepelných ztrát je pro daný průměr určena optimální tloušťkou izolace. Stanovení tloušťky izolace je závislé na nákladech na izolaci, nákladech na tepelné ztráty a celkových nákladech (Obr. 4.8). Pro přiblížení řešení lze uvažovat pouze náklady investiční náklady včetně montáže a roční cenu ztraceného tepla.



Obr. 4.8 Stanovení optimální tloušťky tepelné izolace [1]

1 – náklady na tepelnou izolaci, 2 – náklady na tepelné ztráty, 3 – celkové ztráty

V tepelných sítích využívajících klasického potrubí se používají vláknité materiály či porézní a sypné látky. V případě vláknitých materiálů je možno uvažovat tepelnou vodivost mezi 0,04 – 0,08 W/mK. Tepelná vodivost materiálu roste s hustotou a teplotou. Do tepelných výpočtů se využívá tepelné vodivosti $\lambda_{IZ} = 0,06$ W/mK. Používané izolace – skleněná, čedičová nebo minerální vlna se vyznačují hustotou mezi 45 a 150 kg/m³. Tyto druhy izolací se rozlišují teplotou, do které je vhodné je aplikovat.

- Skleněná vlna – vhodnost použití do teploty 350 °C
- Minerální vlna – vhodnost použití do teploty 600 °C

- Čedičová vlna – vhodnost použití do teploty 700 °C

V případě nadzemního uložení potrubí je povrch izolace pokryt plechovou bandáží z pozinkovaného nebo hliníkového plechu. U kanálového uložení potrubí je povrch izolace opatřen reflexní lesklou hliníkovou folií využívanou za účelem snížení ztrát sáláním. Pro usnadnění montáže se používají prefabrikovaná izolační pouzdra [1].

4.5.2 Výpočet tepelné ztráty

Výpočet tepelné ztráty sítě je zaměřen na srovnání využití PI potrubí, jehož součástí je PUR izolace, a vláknité izolace o stejné tloušťce. Tloušťka izolace PI potrubí vychází pro následující řešení z izolační třídy 2 a liší se dle dimenze potrubí [6]. Výpočet celkové tepelné ztráty sítě se skládá z několika částí. Následující výpočty představují pouze ukázkový výpočet pro jeden úsek tepelné sítě. Kompletní hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 1.

Výpočet součinitele přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla popisuje schopnost média přenést teplo do svého. Tato hodnota vychází z Nusseltova čísla, jehož výpočet se provádí kritériální rovnicí. Určení vhodné kritériální rovnice je závislé na hodnotě Reynoldsova a Prantlova čísla [30].

$$\alpha_{in17A} = \frac{\lambda_w \cdot Nu}{d_{in17A}} = \frac{\lambda_w \cdot 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}}{d_{in17}} = \frac{0,65 \cdot 0,023 \cdot 439560^{0,8} \cdot 1,81^{0,3}}{0,1143} = 265,57 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.18)$$

$$Pr = \frac{c_w \cdot \rho_w \cdot v_w}{\lambda_w} = \frac{4180 \cdot 997 \cdot 0,295 \cdot 10^{-6}}{0,65} = 1,81 \quad (4.19)$$

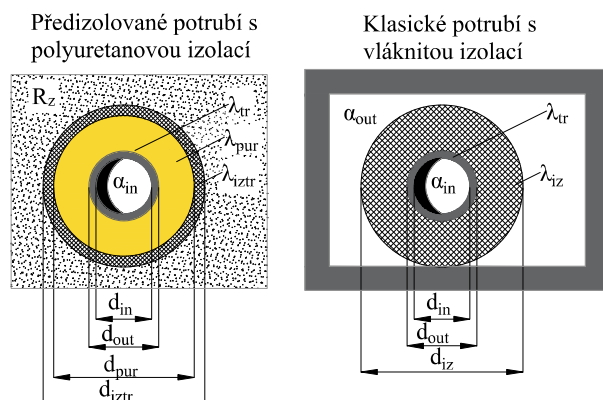
Kde:

α_{in} = Součinitel přestupu tepla ve vnitřní části potrubí [W/m ² K]	ν_w = kinematická viskozita vody při 100 °C [J/kgK]
λ_w = tepelná vodivost vody při 100°C [W/mK]	c_w = měrná tepelná kapacita vody [J/kgK]
Nu = Nusseltovo číslo [–]	ρ_w = hustota vody při 100 °C [kg/m ³]
Re = Reynoldsovo číslo [–]	d_{in} = vnitřní průměr potrubí [m]
Pr = Prantlovo číslo [–]	

Pro další řešení je také potřeba zjistit hodnotu součinitele přestupu tepla na povrchu izolace. V případě využití potrubí ukládaného bezkanálovým způsobem do země, lze dle vyhlášky č. 193/2007 Sb. tuto hodnotu nahradit tepelným odporem přilehlé zeminy R_z . V případě využití klasického potrubí s vláknitou izolací, využívající se v kanálovém vedení tepelné sítě, je možno za účelem zjednodušení výpočtu předpokládat hodnotu rovnou součiniteli přestupu tepla uklidněného vzduchu [2].

Výpočet součinitele prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla zohledňuje schopnost média přenést teplo skrze materiál o dané tepelné vodivosti. V tomto případě je již potřeba zohlednit volbu izolace potrubí a dle volby uzpůsobit výpočet. Pro přehlednost řešení jsou na obr. 4.9 znázorněna potrubí včetně rozvržení průměrů a součinitelů vstupujících do následujícího výpočtu.



Obr. 4.9 Srovnání řešených potrubí a rozvržení jejich dílčích částí

- Výpočet součinitele prostupu tepla předizolovaného potrubí:

$$U_{17A} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{in17A} \cdot d_{in17A}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{d_{out}}{d_{in17A}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{pur}} \cdot \ln \frac{d_{pur}}{d_{out17A}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iztr}} \cdot \ln \frac{d_{iztr17A}}{d_{pur17A}} + \frac{R_z}{d_{iztr17A}}} = 0,48 W/mK \quad (4.20)$$

Kde:

U = součinitel prostupu tepla [W/mK]

α_{in} = součinitel přestupu tepla uvnitř potrubí [W/m²K]

λ_{tr} = součinitel tepelné vodivosti potrubí = 50,52 W/mK

λ_{pur} = součinitel tepelné vodivosti polyuretanové izolace = 0,026 W/mK

λ_{iztr} = součinitel tepelné vodivosti vnější plášťové trubky = 0,43 W/mK

R_z = tepelný odpor zeminy = 1,11 m²K/W

d_{in} = vnitřní průměr potrubí = 114,3 mm (17A)

d_{out} = vnější průměr potrubí = 121,5 mm (17A)

d_{pur} = vnější průměr potrubí s izolací = 222,5 mm (17A)

d_{iztr} = vnější průměr potrubí s izolací a plášťovou
trubkou = 225 mm (17A)

- Výpočet součinitele prostupu tepla klasického potrubí vláknitou izolací:

$$U_{17A} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{in17A} \cdot d_{in17A}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{d_{out17A}}{d_{in1}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iztr17A}}{d_{pur}} + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot d_{iztr17A}}} \quad (4.21)$$

$$= 1,80 W/mK$$

Kde:

U = součinitel prostupu tepla [W/mK]

α_{in} = součinitel přestupu tepla uvnitř potrubí [W/m²K]

λ_{tr} = součinitel tepelné vodivosti potrubí = 50,52 W/mK

λ_{iz} = součinitel tepelné vodivosti vláknité izolace = 0,06 W/mK

d_{in} = vnitřní průměr potrubí = 114,3 mm (17A)

d_{out} = vnější průměr potrubí = 121,5 mm (17A)

d_{iztr} = vnější průměr potrubí s = 225 mm (17A)

α_{out} = součinitel přestupu tepla v okolí
≈ 5 W/m²K

Výpočet tepelné ztráty

Výpočet tepelných ztrát se dá následovně jednoduše vyjádřit jako délka řešeného úseku s danou hodnotou součinitele prostupu tepla a teplotního spádu. Teplotní spád představuje rozdíl mezi proudícím médiem uvnitř potrubí a okolím v němž je potrubí umístěno, přičemž je potřeba rozlišovat přívodní a vratnou větev. Celková ztráta tepelné sítě je poté dána součtem všech úseků a odboček větve A a B pro přívodní a vratnou větev.

$$Q_Z = l \cdot U \cdot \Delta\theta \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \rightarrow Q_{ZCPI} &= \sum_{17A}^{1A} Q_{ZPIA}^{př} + \sum_{7A}^{17A} Q_{ZPIA}^{vr} + \sum_{1B}^{31B} Q_{ZPIB}^{př} + \sum_{31B}^{1B} Q_{ZPIA}^{vr} = 274 \text{ kW} \\ \rightarrow Q_{ZCKI} &= \sum_{17A}^{1A} Q_{ZkIA}^{př} + \sum_{7A}^{17A} Q_{ZkIA}^{vr} + \sum_{1B}^{31B} Q_{ZkIB}^{př} + \sum_{31B}^{1B} Q_{ZkIA}^{vr} = 714 \text{ kW} \end{aligned}$$

Kde:

$Q_{ZC} =$ celkové tepelné ztráty řešené sítě [W]

$U =$ součinitel prostupu tepla [W/mK]

$Q_{ZCPI} =$ celkové tepelné ztráty sítě provedené v PI potrubí [W]

$l =$ délka řešené části tepelné sítě [m]

$Q_{ZCKI} =$ celkové tepelné ztráty sítě provedené v klasickém potrubí [W]

$\Delta\theta =$ teplotní rozdíl mezi médiem uvnitř potrubí a okolím potrubí 90 K (přívod), 50 K (vrat)

Tento výpočet je přímým důkazem výhodnějšího využití prefabrikovaného potrubí, kdy je možné snížit tepelná ztráty o více než polovinu a zvýšit tedy i výnosy z množství prodaného tepla odběratelům.

5 POSOUZENÍ SOUČASNÝCH TEPELNÝCH ZDROJŮ

Dalším z cílů diplomové práce je posouzení provozu současného tepelných zdrojů kotelny K1. Tato kapitola popisuje stav kotelny a současně jsou na základě spotřeby primární sítě navrženy náhrady za současně sekundární tepelné zdroje, jejichž technický stav není provozně výhodný.

5.1 Shrnutí současného stavu kotelny

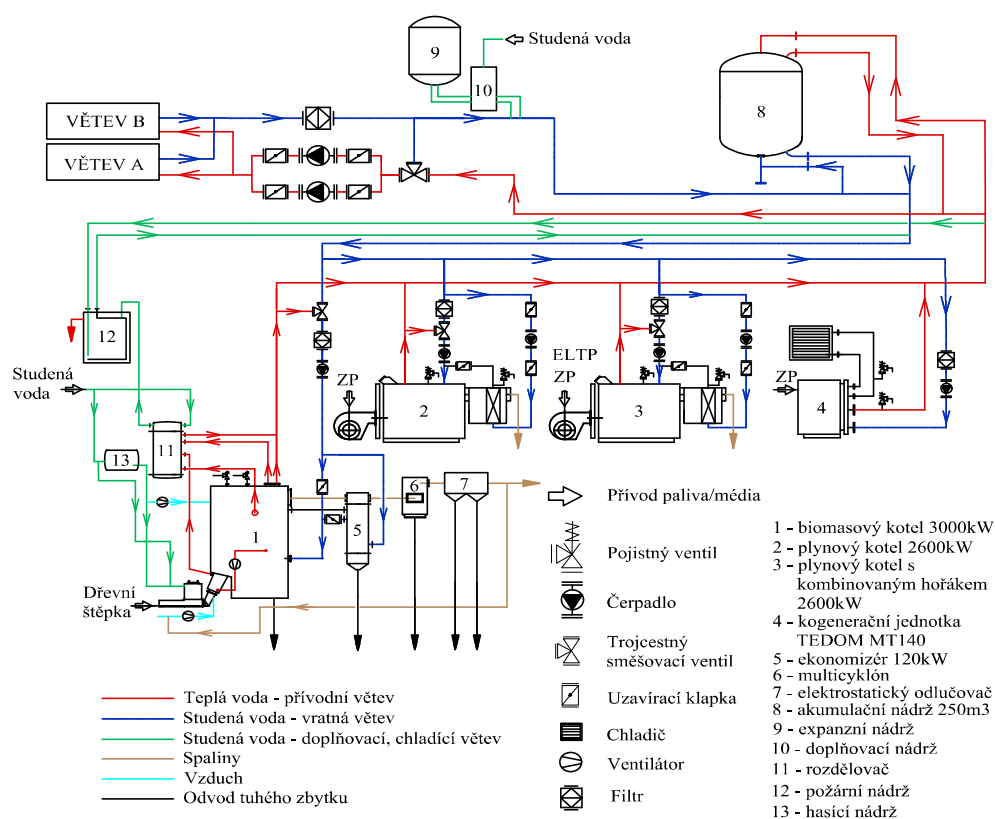
Současnými tepelnými zdroji kotelny K1 o celkovém výkonu 8,4 MW je teplovodní kotel spalující dřevní štěpku, dva plynové kotle a kogenerační jednotka.

- Primární zdroj: biomasový kotel, 3 MW – stávající
- Sekundární zdroj: plynové kotle PK1, PK2 2x2,6 MW – budou nahrazeny
- Kogenerační jednotka: MT 140, 200 kW – bude nahrazena

Kotel PK2 je vybaven kombinovaným hořákem na zemní plyn a ELTO. V kotelně je dále instalovaná kogenerační jednotka Tedom MT 140. Tato KJ je dodatečným tepelným zdrojem, využívaným spolu s biomasovým kotlem před uvedením sekundárních zdrojů do provozu. Výkon KJ je natolik malý, že není schopen pokrýt celkovou letní spotřebu pro ohřev teplé vody. Obr. 5.1 představuje zjednodušené schéma kotelny na kterém je z důvodu přehlednosti zobrazeno pouze základní zařízení kotelny.

Biomassový kotel

Dřevní štěpka je ze zásobníku dopravována zavážecím lisem do kotle, kde je následně spalována. Spalováním dochází k ohřevu napájecí vody přivedené vratnou větví přes ekonomizér na teplotu 100 °C. Ohřátá voda je z kotle vedena do rozdělovače a spolu s ohřátou vodou z ostatních kotlů a KJ shromažďována v akumulární nádrži. Odtud je již dopravována přívodní větví do tepelné sítě. Spaliny vystupující z kotle se využívají k ohřevu napájecí vody kotle v ekonomizéru. Teplota spalin vstupujících do ekonomizéru je 165 °C. Výstupní spaliny předávající teplo napájecí vodě kotle vystupují z ekonomizérů při teplotě 127 °C. Tuhý zbytek vznikající při spalování je z kotle odváděn z roštu pomocí dopravníku do kontejneru. Popílek je ze spalin částečně zachycován v druhém tahu kotle, v ekonomizéru, v multicyklonu a elektrostatickém odlučovači. Popílek je z jednotlivých zařízení odváděn systémem dopravníku do kontejneru.



Obr. 5.1 Zjednodušené schéma kotelný K1

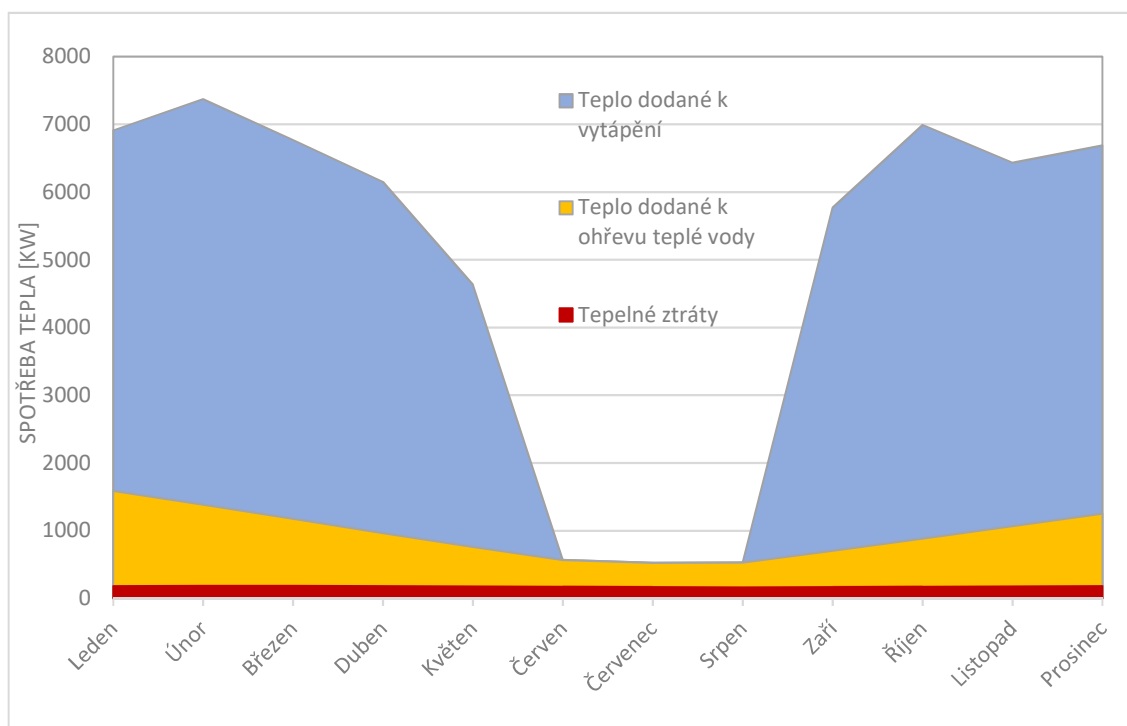
Dispozice kotelný

Voda proudící tepelnou sítí zpět do kotelný je vedena do akumulátoru a následně dopravována jako napájecí voda ke kotlům a KJ. Jako ochrana proti nízkoteplotní korozi je vratné potrubí před vstupem do kotle vybaveno třicestným směšovacím ventilem. Tento ventil je současně spojen s přívodním potrubím a zajišťuje přimísením teplé vody ohřátí napájecí vody kotlů na požadovanou hodnotu. Na vstupním i výstupním potrubí kotlů jsou dále umístěny regulační klapky využívané v případě odstavení kotle. Před čerpadly se nacházejí filtry zajišťující mechanické čištění čerpané vody. Čerpadla jsou také opatřena uzavíracími armaturami pro odstavení a možnost jejich výměny či opravy.

Součástí kotelný jsou dále dva chladicí okruhy. Jedná se o chladicí okruh KJ a biomasaového kotle. V případě kotle plní chladicí okruh také funkci nouzového chlazení. Součástí tohoto okruhu je požární nádrž jejíž přívodní voda je propojená s výstupním potrubím skrze nouzové chlazení a současně plní úkol hasicího systému dopravy paliva. Propojení výstupní vody z kotle a chladicí soustavy je opatřením zajišťujícím ochranu proti zamrznutí chladicího okruhu.

Dispozice kotelný umožňuje její další modernizaci. Podmínkou kontinuálního provozu současné kotelný je náhrada nedostačujících či nevýhodných zdrojů (PK1, PK2). Hlavním předpokladem je ponechání současného primárního zdroje tepla, za účelem jeho využití pouze v topném období. Množství dodávky tepla v průběhu léta je oproti topnému období rozdílné (Obr. 5.2). V létě se předpokládá odběr pouze pro ohřátí teplé vody. Tuto

spotřebu by měla zajišťovat nově instalované kogenerační jednotka o dostatečném výkonu pro celý letní provoz.



Obr. 5.2 Měsíční diagram spotřeby tepla

5.2 Návrh tepelných zdrojů

Návrh tepelných zdrojů vychází z určení spotřeby tepla v průběhu zimního a letního provozu. Rozhodující je tedy hmotnostní průtok v řešeném období. Hmotnostní průtok média v letním období se stanovuje stejně jako v případě zimního provozu podle (4.6) a (4.7), přičemž hodnota Q_C je dáno maximálním odběrem tepla jednotlivých objektů v řešeném období.

- Průtok média v průběhu topného období: 157 m³/h
- Průtok média v průběhu letního provozu: 8,56 m³/h

$$Q_{max}^{zima} = \dot{m}_0^{zima} \cdot c \cdot (t_{př}^{zima} - t_{vr}^{zima}) = \frac{157054 \cdot 1,165 \cdot (100 - 60)}{10^6} = 7,32 \text{ MW} \quad (5.1)$$

$$Q_{max}^{léto} = \dot{m}_0^{léto} \cdot c \cdot (t_{př}^{léto} - t_{vr}^{léto}) = \frac{8562 \cdot 1,165 \cdot (80 - 40)}{10^6} = 0,40 \text{ MW} \quad (5.2)$$

Kde:

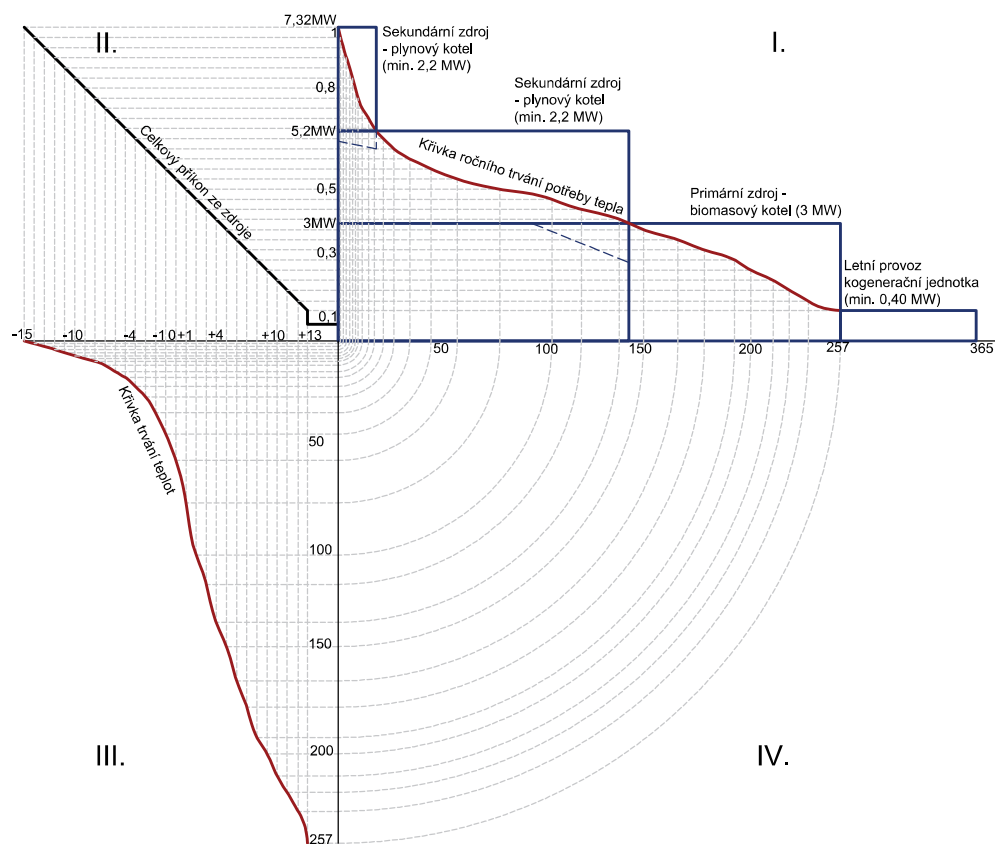
$$Q_{max}^{zima/léto} = \text{spotřeba tepla v zimě/létě [MW]} \quad t_{př}^{zima/léto} = \text{teplota přívodní větve CZT v zimě/létě [°C]}$$

$$\dot{m}_0^{zima/léto} = \text{hmotnostní průtok média sítě CZT v zimě/létě [kg/h]} \quad t_{vr}^{zima/léto} = \text{teplota vratné větve CZT v zimě/létě [°C]}$$

Získané hodnoty udávají výkon, kterého by měly zdroje kotelny dosahovat. Konečné rozložení tepelných zdrojů se stanovují dle dostupné technologie.

5.2.1 Diagram ročního trvání potřeby tepla

Pro návrh tepelných zdrojů je vhodné využít diagram charakterizující roční trvání potřeby tepla (Obr. 5.3). Základem tohoto diagramu je určení křivky trvání teplot. Tato křivka je dána dle normy ČSN 38 3350 výpočtovou teplotou (*v našem případě $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$*) a délkou topného období (*v našem případě 257 dní*) v řešené oblasti. Pro její sestavení je třeba znát denní teploty v průběhu celého topného období. Tyto hodnoty jsou dostupné na Českém hydrometeorologickém ústavu. Tvorba křivky vychází ze stanovení celkového počtu dnů s konkrétní teplotou v topném období a následným propojením získaných bodů ve III. kvadrantu. Horní část svislé osy je systematicky rozdělena v rozmezí 0–1. Tyto hodnoty charakterizují celkový potřebný tepelný výkon kotelny, proto je hodnota 1 rovna tepelnému výkonu, na který se budou zdroje navrhovat. Získání těchto hodnot vychází z celkového příkonu zdroje. Křivka příkonu zdroje symetricky rozděluje II. kvadrant. Její začátek však není v 0, neboť je potřeba zohlednit i letní odběry tepla. Začíná tedy na spojnici hodnot teploty $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ a letního provozu zdroje. Kvadrant IV. slouží k transformaci křivky trvání teplot na křivku ročního trvání potřeby tepla, z které vychází určení tepelných zdrojů kotelny [3].



Obr. 5.3 Diagram ročního trvání potřeby tepla

5.2.2 Návrh kogenerační jednotky

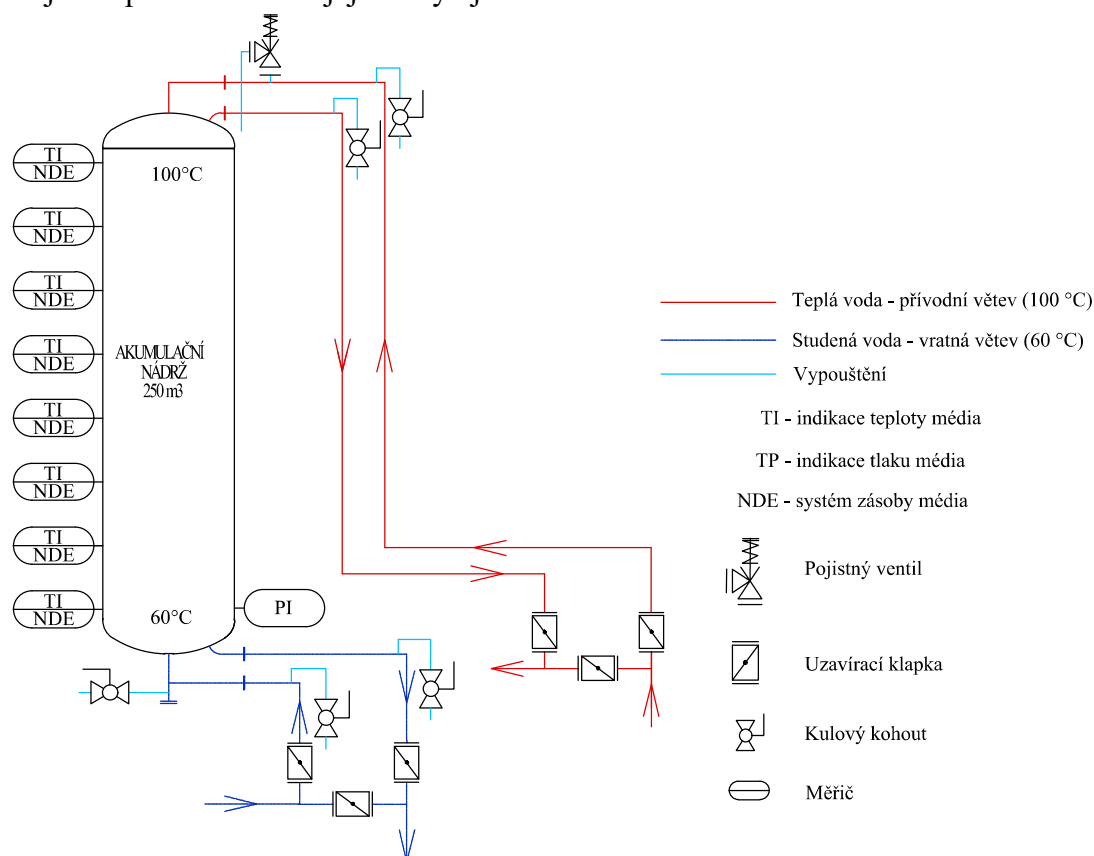
Podpora kombinované výroby elektřiny a tepla vychází ze zákona č. 165/2012 Sb., vyhlášky č. 37/2016 Sb. a aktuálního znění Cenového rozhodnutí Energetického regulačního úřadu. Cenové rozhodnutí určuje výši dotace na provoz zařízení v závislosti na jeho instalovaném výkonu a provozních hodinách v průběhu roku. Při návrhu zařízení chceme zajistit co nejvyšší dotační podporu provozu. Je ovšem potřeba brát v úvahu ekonomičnost provozu, neboť zařízení s nejvyšší dotační podporou nemusí být nejvýhodnější. Pokud by byla navržena KJ o instalovaném výkonu do 200 kW, měla by sice vysoký zelený bonus, ale její provoz by nebyl schopen pokrýt celý letní provoz a musela by být v létě provozována spolu se sekundárním zdrojem. KJ bude tedy navrhována na minimální požadovaný letní tepelný výkon sítě čemuž odpovídá minimální výkon KJ 400 kW a provoz 3000 h/rok (Obr. 5.4).

f./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Instalovaný výkon výroby [kW]		Provozní hodiny kogenerační jednotky [h/rok]	Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)		
	a	b	c	f	g	k	m
700		-	31.12.2018	0	200	3 000	1 283
701	Elektřina z KVET s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny podporované podle bodu (1) a/nebo (2.1.) cenového rozhodnutí a s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny spalující komunální odpad	-	31.12.2018	0	200	4 400	864
703		-	31.12.2018	200	1 000	3 000	915
704		-	31.12.2018	200	1 000	4 400	549
706		-	31.12.2018	1 000	5 000	3 000	626
707		-	31.12.2018	1 000	5 000	4 400	318
709		-	31.12.2015	0	5 000	8 400	45

Obr. 5.4 Podpora kogeneračního zařízení dle cenového rozhodnutí ERÚ [23]

Provoz kogenerační jednotky oproti ostatním spalovacím zařízením není zcela kontinuální. Vzhledem k místu aplikace může nastat situace, že provoz bude muset být v průběhu večerních – ranních hodin z důvodu hlučnosti zařízení přerušen. Dle denního diagramu potřeby tepla je KJ schopná vykrýt 100 % odběru energie v průběhu dne. Pro zajištění špičkových odběrů je výhodné propojení kogeneračního zařízení a stávající akumulární nádrže. Její objem je 250 m³ a v rámci úprav kotelny se počítá s jejím zachováním. Akumulační nádrž je propojena jak s přívodní, tak i s vratnou větví tepelné sítě. Díky velkému objemu a vhodnému tvaru je nádrž vlivem nízké rychlosti proudění přívodní a vratné větve rozdělena na jednotlivé teplotní hladiny a nedochází k jejich promíchání. Součástí akumulární nádrže jsou vestavby zajišťující rovnoměrné rozdělení přivedeného média. V horní části, kde je vedena přívodní větev je teplota média 100 °C a současně spodní část nádrže s vratnou vodou zůstává na hodnotě 60 °C. I přes rozdílnou teplotu téměř nedochází ke vzájemnému ovlivňování. Teplota i objem média jsou po výšce ná-

drže měřeny. Díky tomu je možno sledovat aktuální množství vody o dané teplotě a následně dle potřeby regulovat soustavu. Schéma zapojení akumulární nádrže je zobrazeno na Obr. 5.5. Ve chvílích malého odběru tepla sítí KJ nabíjí akumulární nádrž. V případě vyššího odběru tepla sítí, než je schopna zajistit KJ, se akumulární nádrž stává špičkovým zdrojem tepla a dochází k jejímu vybíjení.

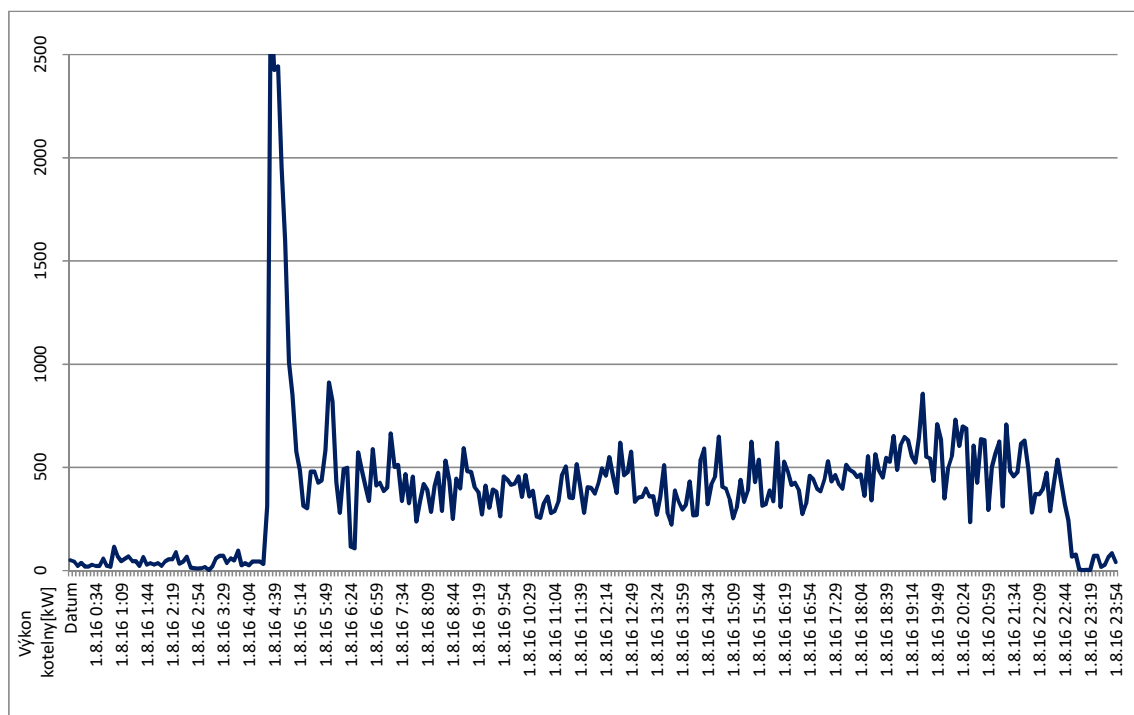


Obr. 5.5 Schéma zapojení akumulární nádrže

Obr. 5.6 vychází z měření odběru tepla v průběhu dne v rámci letního provozu. Teoreticky, by měl být špičkový výkon soustředěn na ranní a večerní hodiny. Jelikož v tomto případě využíváme akumulární nádrž o kapacitě až 32 GJ tepelné energie, maximální odběr nastává v časných ranních hodinách. Toto propojení zařízení tedy zajišťuje kontinuální dodávku tepla a soustava dokáže vyváženě reagovat na aktuální potřebu tepla v průběhu dne.

S ohledem na letní provoz je možné, že hodiny, na které bylo zařízení navrženo, nebudou vyčerpány. Nebylo by tedy dosaženo potřebných 3000 hodin provozu za rok a nebylo by možné získat maximální podporu. V tomto případě se počítá s provozem KJ i v průběhu topného období. Poběží kontinuálně s primárním zdrojem před uvedením sekundárního zdroje do provozu. Díky tomuto řešení budou vyčerpány potřebné roční hodiny a současně se předejde spouštění sekundárních zdrojů v případě vyšší potřeby

tepla. Vyrobená elektrická energie bude pokrývat vlastní spotřebu kotleny a její přebytečné množství bude prodáváno do distribuční sítě.



Obr. 5.6 Závislost výkonu kotleny na čase v průběhu dne letního provozu

V současné době je na trhu velká řada dostupných technologií zaměřujících se na kombinovanou výrobu elektrické a tepelné energie. Vzhledem k povaze je potřeba se zaměřit na kogenerační jednotky využívající technologie spalovacích motorů využívající jako palivo zemní plyn. Jako vhodné se jeví zařízení uvedené v tabulce 5.1, které byly vybrány s ohledem na požadavky investora.

Tabulka 5.1: Technické parametry navržených kogeneračních jednotek [31]

	KJ 1 – Cento L410	KJ 2 – Cento L500		KJ 1 – Cento L410	KJ 2 – Cento L500
<i>Elektrický výkon</i>	410 kW	500 kW	<i>Elektrické účinnost</i>	40,8 %	42 %
<i>Tepelný výkon</i>	511 kW	592 kW	<i>Tepelná účinnost</i>	50,9 %	49,6 %
<i>Příkon v palivu</i>	1004 kW	1191 kW	<i>Spotřeba paliva</i>	106 m ³ /h	126 m ³ /h

Kogenerační jednotky (Obr. 5.7) jsou tvořeny propojením systému primárního, sekundárního a technologického okruhu. Primárním okruhem je vnitřní uzavřený tlakový okruh odebírající teplo z pláště motoru, chladiče a spalín a předávající ho sekundárním okruhu. Ten následně teplo zpracovává a zajišťuje vyvedení tepelného výkonu do topného systému. Pro kontinuální a bezporuchový chod KJ je potřeba dodržet dovolenou teplotu

vratné vody. Technologický okruh již představuje chladicí okruh plnicí směsí. Využití tepelného výkonu tohoto okruhu je faktor ovlivňující parametry jednotky. Tepelný výkon zařízení je tvořen součtem výkonů sekundárního a technologického okruhu při jejich plném využití. Nevyužité teplo je z KJ jednotky odváděno nouzovým chlazením a nucenou ventilací.



Obr. 5.7 Kogenerační jednotka řady CENTO [43]

Srdcem obou kogeneračních jednotek je dvanácti válcový motor o maximálním výkonu 516 kW a otáčkách 1500/min. Dalšími doplňujícími částmi jednotky je tepelné zařízení, řídicí systémy zabezpečující provozní a bezpečnostní funkce a protihlukový kryt. Sekundární okruh zajišťující vyvedení hlavního tepelného výkonu je navržen pro teplotní spád 70/90 °C, přičemž teplota vratné vody se musí pohybovat mezi 40–70 °C [32].

5.2.3 Návrh sekundárních kotlů

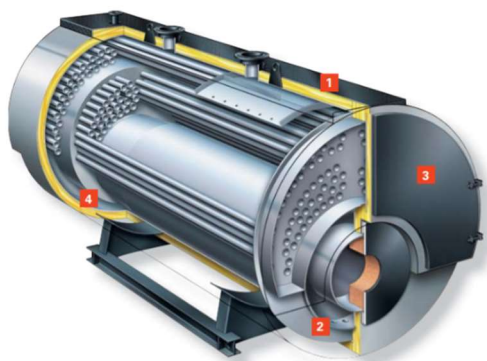
Podstatou návrhu kotle je posouzení a správné dimenzování tepelných zdrojů. Původně byla kotelná navržena na tepelný výkon 8,4 MW. Vlivem revitalizace bytových domů došlo ke snížení příkonů jednotlivých objektů a stávající zdroj je značně předimenzovaný. Pro současné propojení systémů by byl dostačující, avšak z důvodu špatného stavu je třeba sekundární zdroje vyměnit. Současně je třeba zohlednit požadavek dle ČSN 07 0703 na 60% zálohu tepelného výkonu kotleny. S ohledem na potřebný výkon v topném období a dostupné technologie je vhodné zvolit kombinaci kotlů o celkové velikosti 5 MW a dostatečných regulačních vlastnostech vzhledem k primárnímu zařízení. Za účelem rekonstrukce kotleny se tedy budou navrhovat dva plynové kotle, každý o tepelném výkonu 2,5 MW spalující zemní plyn. Pro výběr vhodného zařízení je třeba také zohlednit požadovaný teplotní spád či využití ekonomizéru. V původním provedení byla výstupní teplota z kotlů 105 °C. Po konzultaci s dodavateli byla tato hodnota s ohledem na ekonomickou návratnost modernizace snížena.

▪ Kotel 1 (Vitomax LW)

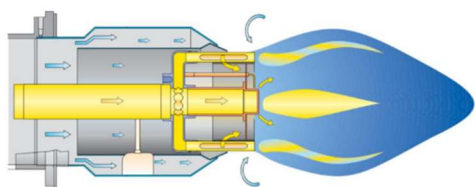
První variantou řešení je třítahový nízkotlaký teplovodní kotel bez ekonomizéru spalující zemní plyn (Tabulka 5.2). Jedná se o kotel s objemem kotlové vody 4,9 m³ (Obr. 5.88). Spalovací komora zařízení je umístěna mezi trubkami výměníku, které jsou po bocích a nad spalovací komorou. Návrh obrátové komory zohledňuje přístup k trubkám 2. tahu. Z důvodu přítomnosti vodních deflektorů, zajišťujících rovnoměrné rozdělení vratné vody, kotel nepožaduje minimální průtok vody. Těleso kotle je zajištěno izolací po celém svém obvodu. Velikost zařízení včetně izolace je tedy 4,1x2,3x2 m [33].

Tabulka 5.2: Technické parametry navrženého kotle Vitomax LW [33]

<i>Tepelný výkon</i>	2500 kW	<i>Účinnost kotle</i>	91,10 %
<i>Max. provozní tlak</i>	0,6 MPa	<i>Teplota spalin</i>	209 °C
<i>Teplotní spád</i>	100/80	<i>Spotřeba paliva</i>	289 m ³ /h



Obr. 5.8 Model teplovodního kotle Vitomax LW: 1- Vnější část zařízení včetně izolace; 2- Hořák s možných provedením chladiče vody; 3- Dvířka pro snadnou revizi; 4- Silné vodní stěny pro přirozenou cirkulaci média a nízkou tepelnou zátěž [41]



Obr. 5.9 Model hořáku Riello RS 310/E TC BLU [35]

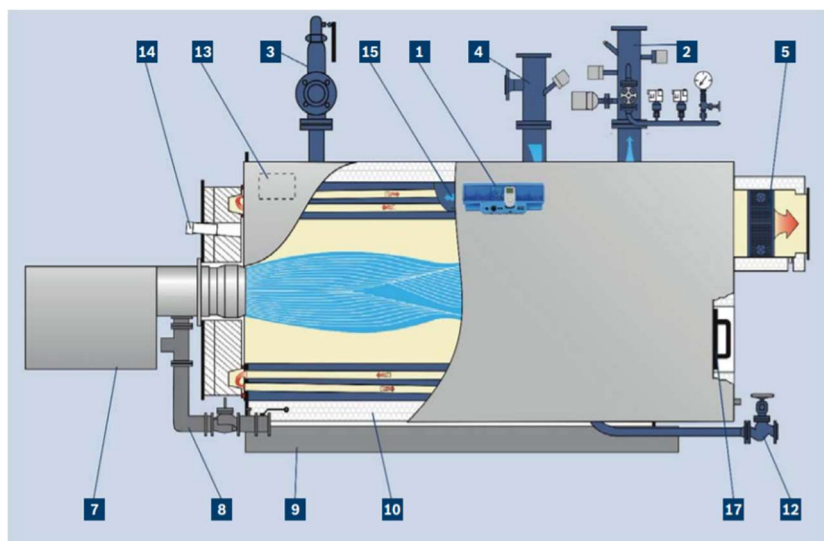
Součástí zařízení je plynový hořák Riello RS 310/E TC BLU (Obr. 5.99). Dle vyhlášky č. 415/2012 Sb. o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší je povolené množství zařízení spalující zemní plyn stanoveno na 100 mg/Nm³ NO_x. [34] Zvolený nízkoemisní hořák o obsahu NO_x do 100 mg/Nm³ a vstupním tlaku plynu 25 kPa tuto vyhlášku splňuje. Návrh spalovací hlavy hořáku zajišťuje dostatečné promísení paliva se vzduchem. Snížené tvorbě NO_x je docíleno vstřikováním části paliva přímo do středu plamene. Zbylá část paliva je vedena otvory, kolmo umístěnými ke směru proudění spalovacího vzduchu. Recirkulace spalin a kontinuální spalování po celé délce plamene snižuje tvorbu oblastí s vysokou oxidací a zajišťuje nižší množství emitujících látek v průběhu spalování [35].

• Kotel 2 (UT-L)

Druhou alternativou řešení je zapojení třítahového teplovodního kotle s ekonomizérem (Tabulka 5.3). Výkon ekonomizéru je 157 kW. Ekonomizér se využívá k ohřátí napájecí vody kotle a snížení výstupní teploty spalin. Využití ekonomizéru zvyšuje účinnosti celého spalovacího procesu. Kotel se skládá z válcového pláště, centrického plamence s kruhovitě uspořádanými žárovými trubkami a obrátové komory využívající se k otočení proudů kouřových plynů a jejich nasměrování do dalšího tahu (Obr. 5.10). Obrátová komora je chlazená. Pro zlepšení proudění spalin je 2. i 3. tah konstruován bez dalších vložených prvků. Celé těleso kotle včetně čelních stěn je za účelem snížení ztráty sáláním zaizolováno minerální vlnou a opláštěno hliníkovým plechem. Velikost zařízení je 5x2,6x1,6 m. Součástí kotle je hořák typu M 3001 HIGHTECH ARZ o regulačním rozsahu 5,75 [36].

Tabulka 5.3: Technické parametry navrženého kotle UT-L [36]

<i>Tepelný výkon</i>	2500 kW	<i>Účinnost kotle</i>	97,9 %
<i>Max. provozní tlak</i>	1,6 MPa	<i>Teplota spalin</i>	177 °C
<i>Teplotní spád</i>	100/80	<i>Spotřeba paliva</i>	255 m ³ /h



Obr. 5.10 Model teplovodního kotle UT-L

1-Řízení kotle; 2-Výstupní mezikus; 3- Pojistný ventil; 4-Vstupní mezikus; 5-Ekonomizér; 7-Hořák; 8-Plynová regulační řada; 9-Základový rám; 10-Izolace s opláštěním; 12-Vypouštěcí uzavírací armatura, 13-Svorkovnice; 14-Průhledítko do plamence; 15- Injektor pro vnitřní zvyšování vstupní teploty; 17- Revizní otvor na straně spalin [42]

6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Následující kapitola se zaměřuje na zhodnocení navržených řešení a ekonomické vyhodnocení nejvýhodnější varianty zařízení. V současné době se jedná o jedno z hlavních kritérií výběru řešení technologie. Pro ekonomickou rozvahu je základním faktorem návratnost – prostá nebo diskontovaná. V případě diskontované návratnosti jsou zohledněny kromě peněžního toku také budoucí provozní požadavky snižující výnosovou hodnotu.

Z dostupných technologií byla vybrána zařízení, která by byla vhodná aplikovat do řešeného systému kotelny. Pro lepší srovnání byly vytvořeny varianty kombinující všechny řešené technologie (Tabulka 6.1).

Tabulka 6.1: Řešené varianty

	Kotel 1 (Vitomax LW)	Kotel 2 (UT-L)
KJ 1 (Cento L410)	Varianta 1	Varianta 3
KJ 2 (Cento L500)	Varianta 2	Varianta 4

6.1 Provozní údaje

Ekonomické zhodnocení vychází z určení provozních parametrů kotelny a jejich provozních údajů. Množství vyrobeného tepla v průběhu roku je vztaženo na odběry tepla během jednotlivých měsíce, dle kterých bylo možno určitě množství zajištěno primárním a sekundárními zdroji kotelny. Následující tabulka 6.2 shrnuje provozní údaje kotelny, z kterého vychází další ekonomické zhodnocení zařízení.

Tabulka 6.2: Provozní parametry kotelny

		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Parametry kotelny	Množství vyrobeného tepla celkem [GJ/rok]	58577,24	58577,24	58577,24	58577,24
	Množství vyrobeného tepla kotel PK2 [GJ/rok]	18658,47	18658,47	18658,47	18658,47
	Množství vyrobeného tepla kotel PK3 [GJ/rok]	9884,35	9884,35	9884,35	9884,35
	Množství vyrobeného kogenerace [GJ/rok]	4303,16	4303,16	4303,16	4303,16
	Množství vyrobeného tepla kotel Biomasa [GJ/rok]	25731,26	25731,26	25731,26	25731,26
	Tepelné ztráty [GJ/rok]	8636,72	8636,72	8636,72	8636,72
	Účinnost kotel K2 [-]	0,82	0,82	0,88	0,88
	Účinnost kotel K3 [-]	0,82	0,82	0,88	0,88
	Účinnost tep. kogenerace [-]	0,46	0,45	0,46	0,45
	Účinnost el. Kogenerace [-]	0,37	0,38	0,37	0,38
	Účinnost kotel biomasa [-]	0,85	0,85	0,85	0,85
	Výhřevnost biomasa [MJ/kg]	14,28	14,28	14,28	14,28
	Množství spotřebovaného plynu kotel PK2 [MWh/rok]	8717,61	8717,61	8112,10	8112,10
	Množství spotřebovaného plynu kotel PK3 [MWh/rok]	3348,77	3348,77	3116,17	3116,17
	Množství spotřebovaného plynu kogenerace [MWh/rok]	2609,30	2677,69	2609,30	2677,69
	Spotřeba plynu [MWh/rok]	14675,69	14744,07	13837,57	13905,96
	Spotřeba plynu [m ³ /den]	3811,12	3828,88	3593,47	3611,23
	Množství spotřebované biomasy [t/rok]	2114,92	2114,92	2114,92	2114,92
	Vlastní spotřeba elektřiny [MWh/rok]	270,00	270,00	270,00	270,00

Pokračování tabulka 6.2 Provozní parametry kotelny

Parametry kotelny	Množství vyrobeného tepla celkem	[GJ/rok]	58577,24	58577,24	58577,24	58577,24
	Elektrický příkon KJ	[MW]	0,09	0,09	0,09	0,09
	Elektrický výkon KJ	[MW]	0,41	0,50	0,41	0,50
	Množství vyrobené elektřiny KJ	[MWh/rok]	1230,00	1500,00	1230,00	1500,00
	Nákup elektřiny	[MWh/léto]	50,00	50,00	50,00	50,00
	Nákup elektřiny	[MWh/TO]	220,00	220,00	220,00	220,00
	Provozní hodiny	[h/rok]	8760,00	8760,00	8760,00	8760,00

Následující uváděné hodnoty charakterizující provozní výdaje kotelny jsou pro přehlednost rozděleny dle tabulky 6.3.

Tabulka 6.3: Rozdělení provozních parametrů

	Získaná hodnota (ERÚ, distributor, nabídky společností)
	Hodnota vztažená na provozní parametry kotelny
	Zvolená hodnoty

Celková cena elektřiny a plynu se skládá z několika složek. V rámci řešení spotřeby je potřeba vycházet z aktuálního znění cenového rozhodnutí Energetického regulačního úřadu, které udávají výslednou cenu energie (Tabulka 6.4) [37] [38].

Tabulka 6.4: Provozní výdaje kotelny

			Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Provozní výdaje	Plyn	Nákup plynu	[Kč/MWh]	600,60	600,60	600,60
		Nákup plynu	[Kč/rok]	8 814 216,52	8 855 290,97	8 310 845,07
		Cena za distribuci	[Kč/MWh]	206,32	206,32	206,32
		Cena za distribuci	[Kč/rok]	3 027 887,37	3 041 997,39	2 854 967,62
		Poplatky za služby	[Kč/MWh]	2,06	2,06	2,06
		Poplatky za služby OTE	[Kč/rok]	30 231,91	30 372,79	28 505,40
		Daň z plynu	[Kč/MWh]	30,60	30,60	30,60
		Daň z plynu	[Kč/rok]	449 075,97	451 168,67	423 429,67
		Cena za rezervovanou kapacitu	[Kč/rok]	260 346,38	260 315,81	260 733,04
		Cena za přepravu plynu E.ON	[Kč/rok]	973,08	973,08	973,08
		Celkem náklady za plyn	[Kč/rok]	12 582 731,23	12 640 118,72	11 879 453,88
	Elektřina	Nákup elektřiny	[Kč/MWh]	1 103,55	1 103,55	1 103,55
		Nákup elektřiny	[Kč/rok]	242 781,00	242 781,00	242 781,00
		Cena za distribuci	[Kč/MWh]	215,73	215,73	215,73
		Cena za distribuci	[Kč/rok]	47 460,16	47 460,16	47 460,16
		Systémové služby	[Kč/MWh]	269,66	269,66	269,66
		Systémové služby	[Kč/měsíc]	1 572,00	1 572,00	1 572,00
		Činnost operátora (OTE)	[Kč/MWh]	955,63	955,63	955,63
		Činnost operátora (OTE)	[Kč/rok]	210 238,60	210 238,60	210 238,60
		Příspěvek na OZE a KVET	[Kč/MWh]	61,57	61,57	61,57
		Příspěvek na OZE a KVET	[Kč/rok]	13 545,00	13 545,00	13 545,00
		Daň z elektřiny	[Kč/MWh]	28,30	28,30	28,30
		Daň z elektřiny	[Kč/rok]	6 226,00	6 226,00	6 226,00
		Celkem náklady za elektřinu	[Kč/rok]	521 822,76	521 822,76	521 822,76
	Biomasa	Cena za biomasu	[Kč/t]	1 670,00	1 670,00	1 670,00
		Cena za biomasu	[Kč/rok]	3 531 910,86	3 531 910,86	3 531 910,86
		Cena za dopravu + skladování	[Kč/rok]	3 150 514,67	3 150 514,67	3 150 514,67
		Náklady za biomasu	[Kč/rok]	6 682 425,53	6 682 425,53	6 682 425,53

Pokračování tabulka 6.3 Provozní výdaje kotleny

Provozní výdaje	Údržba	Plynové kotle [Kč/rok]	200 000,00	200 000,00	200 000,00	200 000,00
		Kogenerační jednotka [Kč/rok]	85 000,00	85 000,00	85 000,00	85 000,00
		Ostatní [Kč/rok]	50 000,00	50 000,00	50 000,00	50 000,00
		Náklady na údržbu celkem [Kč/rok]	335 000,00	335 000,00	335 000,00	335 000,00
	PROVOZNÍ VÝDAJE CELKEM [Kč/rok]		20 121 979,52	20 179 367,01	19 418 702,17	19 476 087,80

Dalšími důležitými ekonomickými faktory jsou zisky a investice. Na celkové hodnotě zisku má největší podíl množství prodaného tepla. Cena prodáváného tepla se liší dle oblasti a podmínkách provozu. Pro námi řešený případ byla cena určena provozovatelem teplárny dané oblasti. Tabulka 6.4 shrnuje celkové zisky a investice vložené do pořízení a provozu navrhovaných zařízení. Výše investic byla určena dle aktuálních nabídek společností a technického odhadu.

Tabulka 6.4: Předpokládané zisky a investice provozu zařízení

				Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Zisky	Prodej elektřiny	Množství elektřiny k prodeji [MWh/rok]		960,00	1 230,00	960,00	1 230,00
		Prodej elektřiny – cena za j. [Kč/MWh]		1 190,00	1 190,00	1 190,00	1 190,00
		Prodej elektřiny [Kč/rok]		1 142 400,00	1 463 700,00	1 142 400,00	1 463 700,00
		zelený bonus KVET [Kč/MWh]		549,00	549,00	549,00	549,00
		zelený bonus KVET [Kč/rok]		527 040,00	675 270,00	527 040,00	675 270,00
		Zisky za elektřinu celkem [Kč/rok]		1 670 400,00	2 140 200,00	1 670 400,00	2 140 200,00
	Prodej tepla	Množství prodaného tepla [MWh/rok]		49 940,5	49 940,5	49 940,5	49 940,5
		Cena tepla [Kč/GJ]		462,0	462,0	462,0	462,0
		Zelený bonus na teplo z biomasy [Kč/GJ]		52,0	52,0	52,0	52,0
		Zelený bonus na teplo z biomasy [Kč/rok]		1 338 025,6	1 338 025,6	1 338 025,6	1 338 025,6
		Zisky za teplo celkem [Kč/rok]		24 410 546,04	24 410 546,04	24 410 546,04	24 410 546,04
	ZISKY CELKEM [Kč/rok]			26 080 946,04	26 550 746,04	26 080 946,04	26 550 746,04
Investice	Kotelna + tepelná síť	Kotel a vybavení [Kč]		3 630 000,00	3 630 000,00	3 450 000,00	3 450 000,00
		KJ [Kč]		6 040 000,00	6 820 000,00	6 040 000,00	6 820 000,00
		Stavební úpravy, demontáže, nové konstrukce [Kč]		6 500 000,00	6 500 000,00	6 500 000,00	6 500 000,00
		Oběhová čerpadla [Kč]		300 000,00	300 000,00	300 000,00	300 000,00
		PI potrubí [Kč]		2 500 000,00	2 500 000,00	2 500 000,00	2 500 000,00
		Investiční náklady [Kč]		18 970 000,00	19 750 000,00	18 790 000,00	19 570 000,00
	Úrok	úroková sazba [%]		2,50	2,50	2,50	2,50
		počáteční výše úvěru (50% akontace) [Kč]		9485000	9875000	9395000	9785000
		diskontní faktor [-]		0,98	0,98	0,98	0,98
		počet úrokovacích období [rok]		10	10	10	10
		Roční splátka [Kč/rok]		1 083 744,37	1 128 305,29	1 073 461,08	1 118 022,00
		Úroky [Kč]		1 352 443,69	1 408 052,86	1 339 610,80	1 395 219,98
	INVESTICE VČETNĚ ÚROKŮ [Kč]			20 322 443,69	21 158 052,86	20 129 610,80	20 965 219,98

6.2 Ekonomické zhodnocení

Hlavním předpokladem ekonomického zhodnocení zařízení je jeho provozuschopnost. S ohledem na neustále se vyvíjející technologie zvyšují účinnost přeměny energie,

je optimální dobou provozu 20 let. Po tuto dobu je potřeba zohlednit hodnotu nákladů provozu a získaných peněz prodejem tepelné a elektrické energie započtením 2 % inflace. Následující ekonomické faktory jsou počítány dle vyhlášky č. 480/2012 Sb. o energetickém auditu a energetickém posudku [39]. Detailní výpočet ekonomického zhodnocení pro navržené varianty je obsažen v příloze 3.

Prostá návratnost

Jedná se o nejjednodušší ekonomické kritérium z hlediska hodnocení projektu. Je založena na peněžním toku (cash flow). Cash flow (CF) se dá definovat jako peněžní tok vycházející z rozdílu výnosů a nákladů pro daný rok. Je zřejmé, že pro první rok uvedení zařízení do provozu, kdy jsou počáteční investice největší, bude jeho hodnota záporná. Díky výnosům z prodeje elektřiny a tepla se v průběhu dalších let CF dostává do kladných hodnot. Pro výpočet prosté návratnosti se využívá hodnota kumulovaného CF, která zohledňuje příjmy a výdaje v závislosti na počáteční investici (IN) od uvedení zařízení do provozu. Prostá návratnost projektu nastává v chvíli přechodu mezi zápornou a kladnou hodnotou kumulovaného CF.

$$\sum_{t=0}^{PP} CF_t = IN \quad (6.1)$$

Kde:

CF_t = cash flow v roce t

PP = doba porovnání

IN = investice

Diskontovaná návratnost

Oproti prosté návratnosti je založena na hodnotě diskontovaného cash flow. Přičemž diskontovaný cash flow zohledňuje diskontní sazby v průběhu let provozu zařízení. Diskontovaná návratnost nastává ve chvíli změny hodnoty DCF v čase t na hodnotu kladnou, v závislosti na počátečních investicích.

$$\sum_{t=0}^{PP} DCF_t = IN \quad (6.2)$$

Kde:

DCF_t = diskontované cash flow v roce t

PP = doba porovnání

IN = investice

Čistá současná hodnota (NPV)

Jedná se o jedno z nejobecnějších kritérií celou dobu životnosti projektu a časovou hodnotu peněz. Výsledná hodnota popisuje přínos investice projektu v dnešních cenách.

$$NPV = \sum_{t=0}^T CF_t \cdot (1 + r)^{-t} - IN \quad (6.3)$$

Kde:

CF_t = cash flow v roce t

T = doba porovnání

IN = investice

NPV = čistá současná hodnota

r = diskontní sazba

Vnitřní výnosové procento (IRR)

Vnitřní výnosové procento ukazuje výnos projektu po dobu životnosti zařízení a současně je konečná hodnota NPV při dosažení tohoto procenta rovná nule. Pokud je získaná hodnota IRR vyšší než diskontní sazba, lze projekt považovat za výhodný.

$$\sum_{t=0}^T CF_t \cdot (1 + IRR)^{-t} - IN = 0 \quad (6.4)$$

Kde:

CF_t = cash flow v roce t

T = doba porovnání

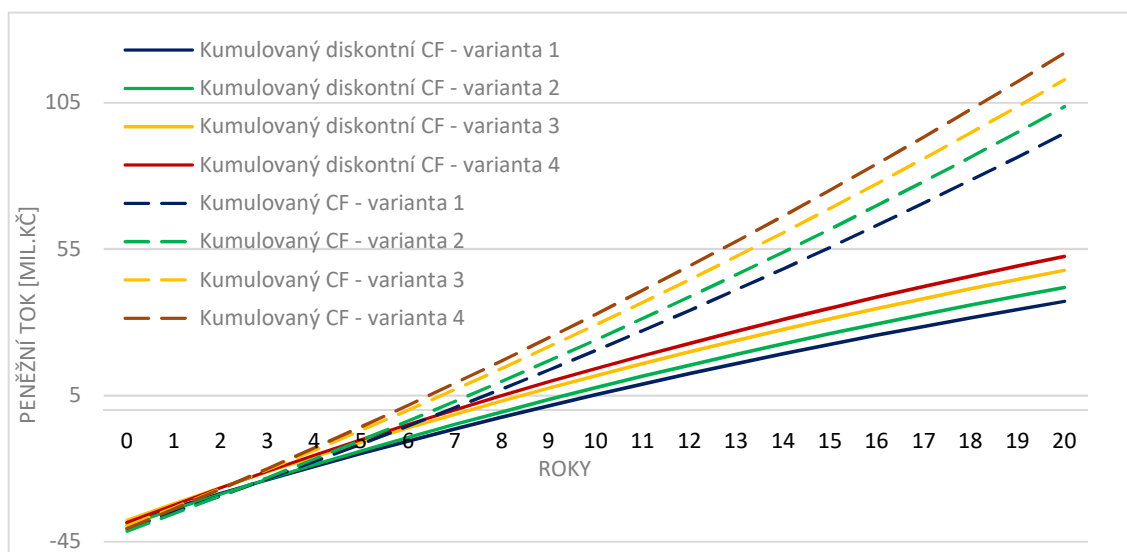
IRR = vnitřní výnosové procento

6.3 Posouzení řešených variant

Výsledné hodnoty řešených variant jsou shrnuty v tabulce 6.5 a na obr. 6.1. Při srovnávání vybraných řešení je potřeba se soustředit na hodnoty kumulovaného DCF a vnitřního výnosového procenta. Tyto parametry patří mezi rozhodující ekonomické faktory při volbě rozhodnutí o realizaci projektu. Dle získaných dat se jeví jako nejvýhodnější řešení varianty 3 a 4. Jedná se o varianty lišící se výběrem velikosti KJ.

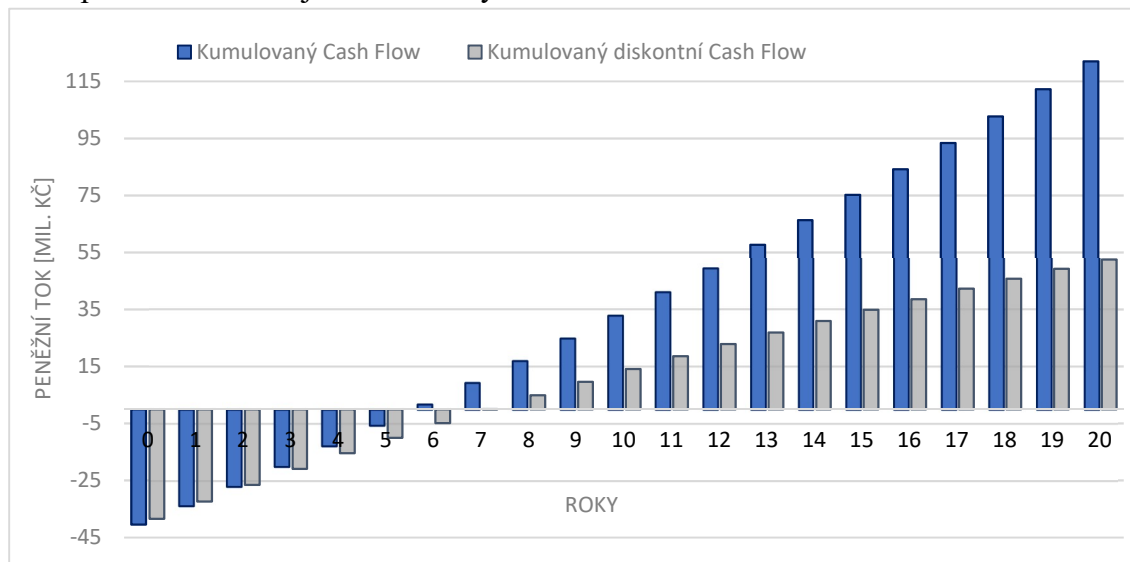
Tabulka 6.5 Porovnání výsledků řešených variant

		Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Počáteční investice	[mil. Kč]	20,32	21,16	20,13	20,97
Diskontní sazba	[%]	5,00	5,00	5,00	5,00
Vnitřní výnosové procento (IRR)	[%]	12,54	13,17	13,21	13,68
Návratnost prostá	[rok]	6,86	6,55	6,00	5,77
Návratnost diskontovaná	[rok]	8,61	8,14	7,32	6,98

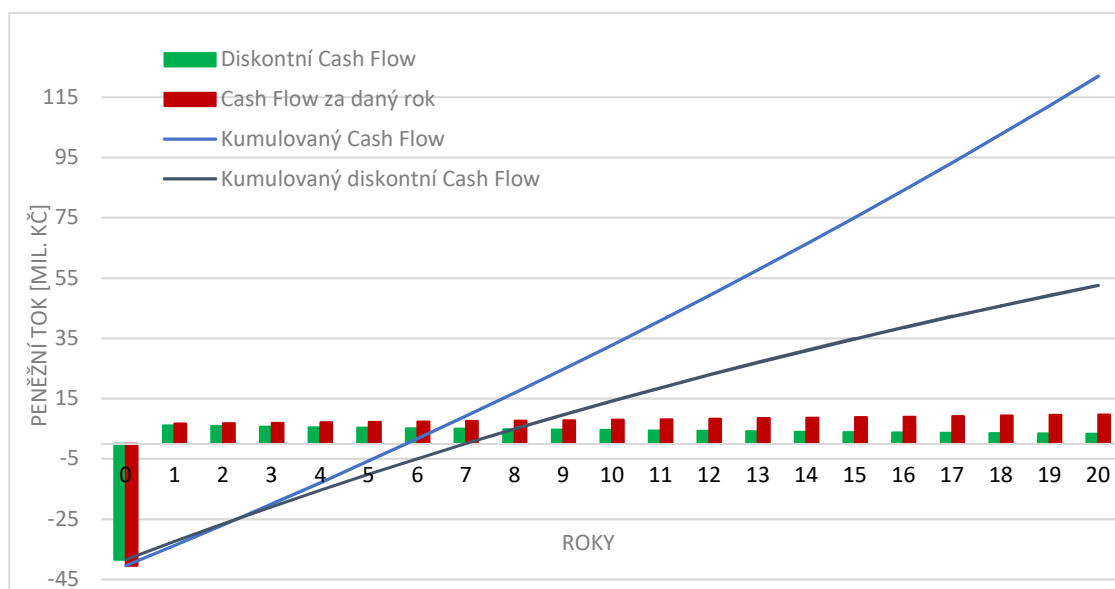


Obr. 6.1 Srovnání řešených variant

V tomto případě je potřeba zohlednit technické výhody zařízení. Kogenerační zařízení zajišťuje výnosy prodejem elektrické energie a zeleného bonusu na podporu KVET. V případě volby kogeneračního zařízení o vyšších provozních parametrech jsou počáteční náklady vyšší, avšak díky výnosům z prodeje lze toho řešení považovat za ekonomicky výhodnější řešení. Z těchto důvodů je z navržených řešení pro realizaci vybrána varianta 4, jejíž zařízení jsou oproti variantě 3 technicky výhodnější. Průběh investic a výnosů po dobu provozu zařízení jsou zobrazeny na obr. 6.2 a 6.3.



Obr. 6.2 Průběh kumulovaného CF a DCF v průběhu provozu zařízení – varianta 4



Obr. 6.3 Srovnání CF, DCF a kumulovaného CF, DCF v průběhu provozu zařízení – varianta 4

ZÁVĚR

V současné době se v důsledku revitalizace budov snižují odběry tepla v rámci centrálního zásobování. Původní rozvody tepla bývají vzhledem k současným odběrům tepelné energie předimenzované a špatný technický stav potrubí jen zvyšuje nevýhodnost provozu těchto sítí. Tato fakta vedou k rozsáhlým rekonstrukcím systému CZT. Diplomová práce byla zaměřena na nový návrh tepelné sítě a tepelných zdrojů kotelny v okresním městě. Umístění teplovodu vycházelo z původní trasy a díky rozšíření systému CZT bylo možno připojení nových objektů k síti.

K počátečnímu výpočtu tepelných příkonů objektů byla použita denostupňová metoda, jenž zohledňuje současné odběry tepla v průběhu řešeného topného období. Ze získaných příkonů objektů lze získat průtoky teplonosného média v připojovaných místech trasy teplovodu. Celkový průtok teplovodu následně stanovuje minimální výkon, na který musí být kotelna dimenzována. V případě topného období je potřeba zajistit 7,32 MW. Pro určení letního provozu lze z dostupných spotřeb objektů získat maximální hmotnostní průtok v průběhu léta vycházející ze všech částí tepelné sítě. Tato hodnota – 0,4 MW nám určí minimální výkon zařízení potřebný pro letní provoz.

Pro výpočet hydraulického návrhu tepelné sítě bylo základem určení jejího průměru po délce trasy teplovodu. Průměr byl získán v závislosti na navržené rychlosti média v řešeném místě trasy. Pro návrh rychlosti je potřeba zohlednit dvě základní podmínky. V případě hlavní větve nesmí hodnota měrné tlakové ztráty překročit 200 Pa/m a současně rychlost nemá být vyšší než 2 m/s. U vedlejších tras – odboček k objektům nesmí být rychlost vyšší než 1 m/s. Vhodná velikost rychlosti se následně získává několikanásobnou iterací v závislosti na hodnotě měrné tlakové ztráty třením. V případě odběrných míst nacházejících se v blízkosti tepelného zdroje je možné připustit tlakovou ztrátu vyšší nežli v koncových místech vedení tepla. Z následného výpočtu celkových tlakových ztrát systému lze určit hydraulicky nevzdálenější místo řešeného teplovodu. Jedná se o místo, kde je nejnáročnější dopravit teplonosné médium, a proto se pro něj musí navrhnout správná velikost oběhového čerpadla. Čerpadlo se následně volí v závislosti na celkové tlakové ztrátě systému. Jako hlavní oběhové čerpadlo tepelné sítě bylo vybráno čerpadlo suchoběžné typu TP100-480/2 (společnost Grundfos), pro dopravní výšku 460 kPa a celkový průtok 160 m³/h.

Využití tepelných sítí je ovlivňováno místem aplikace, způsob provedení nebo uložení. Minimalizaci tepelných ztrát systému napomáhá technologie předizolovaného potrubí uloženého volně v zemi. Důkazem toho je výpočet tepelných ztrát řešené sítě s přihlédnutím ke druhu využitého potrubí, izolace a vedení potrubí. V případě využití předizolovaného potrubí jsou ztráty sníženy o více než polovinu.

Návrh tepelných zdrojů probíhá dle získaných parametrů z diagramu ročního trvání potřeby tepla pro řešenou lokalitu. V topném období vykryvá potřebu tepla v první řadě

primární zdroj – biomasový kotel 3 MW a poté zdroje sekundární. V rámci řešení práce bylo potřeba zajistit vhodné nahrazení sekundárních zdrojů kotelny novými zařízeními. Dle získaných hodnot by měly dosahovat společně hodnoty výkonu alespoň 4,32 MW. Diagram současně popisuje průběh odběrů tepla v rámci letního období, kdy je odběr tepelné energie malý. Řešením je volba vhodné kogenerační jednotky o minimální hodnotě tepelného výkonu 0,4 MW. Při výběru konkrétních zařízení splňující tyto podmínky je potřeba zohlednit současně dostupné technologie. Vybrány byly dva typy kogeneračních jednotek o rozdílných provozních hodnotách a dva typy kotlů. Kotle jsou rozdílné provozními parametry i technickým zařízením.

Pro konkrétnější představu z pohledu investora byla vytvořena sada 4 variant kombinující vybrané technologie. Tyto varianty jsou vzájemně porovnány v technicko-ekonomické analýze. Ekonomické posouzení závisí na provozních údajích kotelny, celkových investicích a ziscích v rámci navržených řešení. Provozní údaje kotelny se skládají z provozních parametrů vybraných zařízení a nákladů na provoz zařízení v průběhu roku. V případě provozních nákladů je potřeba zohlednit jednotlivé složky z nichž se skládá výsledná cena elektřiny a plynu. Zisky navrhovaných řešení se odvíjejí především od prodeje tepla a elektřiny. Ty jsou finančně podporovány v rámci zelených bonusů na provoz KJ 3000 h/rok a získávání tepla spalováním biomasy. Investiční náklady na nákup a instalaci nových zařízení pocházejí z cenových nabídek společností zaměřujících se na výrobu a distribuci vybraných zařízení.

Mezi hlavní sledované parametry ekonomického posouzení, které umožní výběr nejvýhodnější varianty, patří prostá a diskontovaná návratnost a vnitřní výnosové procento (IRR). Ekonomicky nejvýhodnější varianta je č. 4. Její hodnota IRR je 13,68 %, prostá návratnost – 5,77 let a diskontovaná návratnost – 6,98 let. Varianta 4 kombinuje technologie větší z navržených kogeneračních zařízení Cento L500 a plynových kotlů typu UT-L (2 x 2,5 MW) vybavených ekonomizérem.

Diplomový projekt se zabýval reálným návrhem tepelné sítě a tepelných zdrojů vzhledem k proměnnému provozu v čase. Ekonomika provozu je klíčová pro její dlouhodobou udržitelnost. Z toho důvodu bylo zvoleno ekonomicky nejvýhodnější řešení, a to vše s přihlédnutím k platným zákonům, vyhláškám a technickým normám. Celý postup je praktickou ukázkou z oblasti projektování v oboru teplárenství.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VALENTA, Vladimír, Jaroslav KADRNOŽKA a Josef KARAFIÁT. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě*. b.r.
- [2] *Vyhláška č. 194/2007 Sb.* [online]. b.r. [cit. 2018-01-03]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-194/zneni-20141107>
- [3] ČSN 38 3350. *Zásobování teplem, všeobecné zásady*. 1989.
- [4] MATUŠKA, Tomáš. *Tepelné sítě - hydraulické výpočty* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-01-05]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/10/ZZT-P3-hydraulika.pdf>
- [5] ČSN 06 0310. *Tepelné soustavy v budovách - Projektování a montáž*. 2014.
- [6] UPONOR INFRA FINTHERM A.S., . *Produktový katalog předizolovaného potrubí a příslušenství* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-01-27]. Dostupné z: <http://www.fintherm.cz/ft-cz/services/download-centre>
- [7] IZO tepelné izolace: *Výrobní program: tepelné předepnutí potrubí* [online]. b.r. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.izo.cz/index.php?program=222>
- [8] GRUNDFOS, . *Suchoběžná oběhová čerpadla TP, TPE* [online]. b.r. [cit. 2018-03-19]. Dostupné z: <https://cz.grundfos.com/Produkty/find-product/suchobezna-obehova-cerpadla-TP-TPE.html>
- [9] MENON, E. a Pramila MENON. NPSH and Pump Cavitation. *Working Guide to Pumps and Pumping Stations*. Elsevier, 2010, , 149-156. DOI: 10.1016/B978-1-85617-828-0.00007-X. ISBN 9781856178280. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B978185617828000007X>
- [10] CIKHART, Jiří. *Soustavy centralizovaného zásobování teplem*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [11] CHURCH, K. Energy sources for district heating and cooling. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems*. Elsevier, 2016, , 121-143. DOI: 10.1016/B978-1-78242-374-4.00006-9. ISBN 9781782423744. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9781782423744000069>
- [12] ČSN 07 0703. *Kotelny se zařízeními na plynná paliva*. 2005.
- [13] DOUBRAVA, Jiří. *Regulace ve vytápění*. 2., upr. vyd. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2007. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 978-80-02-01951-0.

- [14] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-010-2808-9.
- [15] DOUBRAVA, Jiří, Vlastimil DYTRT a Michal KLIMEŠ. *Regulační armatury*. Česká Třebová, 2009.
- [16] BALÁŠ, Marek a Hugo ŠEN. *Negativní vlivy energetického využití biomasy-emise*. Brno, 2006.
- [17] LISÝ, Martin. *Studijní podklady předmětu Kotle: Rozdělení kotlů podle vybraných hledisek*. Brno, 2017.
- [18] SANTOS, Maria a Wadaed UTURBEY. A practical model for energy dispatch in cogeneration plants: the origin, evolution, and impact of doi moi. *Energy*. 2018, **151**, 144-159. DOI: 10.1016/j.energy.2018.03.057. ISSN 03605442. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544218304651>
- [19] *Vyhláška č. 37/2016 Sb.: Vyhláška o elektřině z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla a elektřině z druhotných zdrojů*. In: . 2017. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2016-37>
- [20] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné oběhy a jejich realizace* [online]. Brno, 2006-11 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>. English version: Heat cycles and their realizations. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_06.html.
- [21] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky - zřizování a provoz*. 1. vyd. Praha: GAS, 2007. GAS. ISBN 978-80-7328-151-9.
- [22] GAMBINI, Marco a Michela VELLINI. High Efficiency Cogeneration: Performance Assessment of Industrial Cogeneration Power Plants. *Energy Procedia*. 2014, **45**, 1255-1264. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.01.131. ISSN 18766102. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214001325>
- [23] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelné turbíny a turbokompresory* [online]. Brno, 2011-02 [cit. 2018-04-08]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/23.html>. English version: Heat turbines and turbocompressors. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_23.html.
- [24] STÚ-E S.R.O. . *Klimatologické údaje* [online]. b.r. [cit. 2018-01-29]. Dostupné z: http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/EF13_3105_STU-E_Klimatologie.pdf
- [25] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. Ostrava, b.r.

- [26] JAUSCHOWETZ, Rudolf. *Srdce teplovodního topení - hydraulika*. Vídeň, 2004.
- [27] HAVLÍK, Aleš a Tomáš PICEK. *Hydraulika potrubí* [online]. b.r. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubí.pdf
- [28] GRUNDFOS, . *Product center: TP 100-480/2 A-F-A-BAQE - 96109180* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-03-19]. Dostupné z: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=152631439800909382409936628153&pumpsystemid=375360198&qcid=375362039
- [29] GRUNDFOS, . *TECHNICKÝ KATALOG GRUNDFOS: Suchoběžná oběhová in-line čerpadla* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://net.grundfos.com/App1/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-1110160.pdf>
- [30] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [31] TEDOM, . *KOGENERAČNÍ JEDNOTKY Přehled vyráběných typů* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/wp-content/uploads/2017/12/P%C5%99ehled-kogenera%C4%8Dn%C3%ADch-jednotek-TEDOM.pdf>
- [32] TEDOM, . *Projekční podklady a nabídky společnosti*. b.r.
- [33] VIESSMANN, . *Projekční podklady a nabídky společnosti*. b.r.
- [34] *Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší*. In: . 2012. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415>
- [35] ŠLITR, Vladislav. *MODULOVANÉ PLYNOVÉ HOŘÁKY RIELLO* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: http://www.riello.cz/files/file/19-TS-RS-310-610_M-E-EV-MZ-BLU.pdf
- [36] BOSCH, . *Projekční podklady a nabídky společnosti*. b.r.
- [37] ENERGETICKÝ REGULAČNÍ ÚŘAD, . *Energetický regulační VĚSTNÍK: Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 5/2017 ze dne 21. listopadu 2017, o regulovaných cenách souvisejících s dodávkou plynu* [online]. Jihlava, 2017 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: https://www.eru.cz/documents/10540/2887244/ERV_7_2017.pdf/71294b52-8886-427e-9a51-0eb72af0f8f2

- [38] ENERGETICKÝ REGULAČNÍ ÚŘAD, . *Energetický regulační VĚSTNÍK: Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 7/2017 ze dne 21. listopadu 2017, kterým se stanovují ceny za související službu v elektroenergetice odběratelům ze sítí nízkého napětí* [online]. Jihlava, 2017 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: https://www.eru.cz/documents/10540/2887244/ERV_9_2017.pdf/64205d32-c710-49af-98e7-ec2f42c51571
- [39] *Vyhláška č. 480/2012 Sb.: Vyhláška o energetickém auditu a energetickém posudku*. In: . 2012. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-480>
- [40] *Fyzikální vlastnosti kapalin* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-03-19]. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/cviceni/TABULKY_HY2V.pdf
- [41] VIESSMANN, . *VITOMAX 200-LW* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <https://www.viessmann.cz/cs/komerční-provozy/teplovodní-kotle/nízkotlaké-teplovodní-kotle/vitomax-200lw.html>
- [42] BOSCH, . *Efektivní technika pro velké úkoly: Teplovodní a horkovodní kotle* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: https://www.bosch-industrial.com/files/mng/BR_HotWaterBoilers_cz.pdf
- [43] TEDOM, . *KOGENERACE Kombinovaná výroba elektřiny a tepla* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: <https://www.tedom.com/wp-content/uploads/2017/12/Bro%C5%BEura-Kogenerace-po-str%C3%A1nk%C3%A1ch.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Zkratka	Význam
<i>CF</i>	Cash flow
<i>CZT</i>	Centrální zásobování teplem
<i>DCF</i>	Diskontovaný cash flow
<i>ERÚ</i>	Energetický regulační úřad
<i>IRR</i>	Vnitřní výnosové procento
<i>IN</i>	Investice
<i>KJ</i>	Kogenerační jednotka
<i>KVET</i>	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
<i>NPSH</i>	Net Positive Suction Head
<i>NPV</i>	Čistá současná hodnota
<i>NT</i>	Nízkotlaká
<i>PI</i>	Předizolované (potrubí)
<i>PP</i>	Doba návratnosti
<i>Př</i>	Přívod
<i>PS</i>	Předávací stanice
<i>PUR</i>	Polyuretan
<i>TO</i>	Topné období
<i>ÚPE</i>	Úspora primární energie
<i>VT</i>	Vysokotlaká
<i>Vr</i>	Vrat
<i>ZP</i>	Zemní plyn

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
<i>c</i>	Měrná tepelná kapacita vody	[Wh/kgK]
<i>D</i>	Počet denostupňů	[d°C]
<i>d</i>	Průměr potrubí	[mm]
<i>d_{in}</i>	Vnitřní průměr potrubí	[m]
<i>d_{iztr}</i>	Vnitřní průměr potrubí s izolací a plášťovou trubkou	[m]
<i>d_{out}</i>	Vnější průměr potrubí	[m]
<i>d_{PUR}</i>	Vnější průměr potrubí s izolací	[m]
<i>H</i>	Dopravní výška čerpadla	[kPa]
<i>E_{kvet}</i>	Množství vyrobené elektrické energie z KVET	[MWh]
<i>e</i>	Teplárenský modul	[-]
<i>e_d</i>	Součinitel vyjadřující zkracování doby vytápění s přestávkami provozu	[-]

e_i	Součinitel nesoučasnosti tepelné ztráty infiltrací a tepelné ztráty prostupem	[-]
E_M	množství mechanické energie získané transformací energie v kogenerační jednotce v procesu kombinované výroby elektřiny a tepla, která není dále transformována na elektřinu	[MWh]
E_{SV}	Množství vyrobené elektřiny v KJ měřené na svorkách generátoru	[MWh]
e_t	Součinitel vyjadřující snížení teploty v místnosti během dne	[-]
E_{vyt}	Spotřeba tepla pro vytápění jednotlivých objektů	[GJ/měsíc]
f	Součinitel nesoučasnosti výpočetních hodnot uvažovaných při výpočtu celkové tepelné ztráty objektu	[-]
l	Délka řešené části tepelné sítě	[m]
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok média	[m ³ /s]
m_x	Velikost emise látky vzniklé spálením paliva vztažené na 1 GJ uvolněného tepla	[kg/GJ]
M	Velikost zmenšení emise příslušné látky	[kg]
n	Počet dnů vytápění	[den]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
Δp	Měrné tlakové ztráty třením	[Pa/m]
Δp_K	Tlaková ztráta kotelny	[Pa]
Δp_{PS}	Tlaková ztráta předávací stanice	[Pa]
Δp_Z	Celková tlaková ztráta soustavy	[Pa]
Δp_λ	Tlaková ztráta třením	[Pa]
Δp_ξ	Tlaková ztráta místních odporů	[Pa]
Pr	Prantlovo číslo	[-]
Q_e	Množství vyrobené elektřiny v elektrárně	[MWh]
Q_C	Tepelné ztráty objektu	[kW]
Q_{max}	Maximální spotřeba tepla	[MW]
$Q_{pal kj}$	Celkové množství paliva	[MWh]
$Q_{pal kvet}$	Část množství celkového paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla, mechanické energie a užitečného tepla	[MWh]
$Q_{U\check{z}}$	Množství užitečného tepla	[MWh]
Q_Z	Tepelné ztráty řešené části tepelné sítě	[W]
Q_{ZCKl}	Tepelné ztráty řešené části sítě provedené v klasickém potrubí	[W]
Q_{ZCPI}	Tepelné ztráty řešené části sítě provedené v PI potrubí	[W]
r	Diskontní sazba	[%]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
R_z	Tepelný odpor zeminy	[m ² K/W]
T	Doba porovnávání	[rok]

t_{is}	Teplota vzduchu ve vytápěném prostředí	[°C]
t_e	Venkovní výpočtová teplota pro danou oblast	[°C]
t_{es}	Průměrná venkovní teplota v daném časovém období	[°C]
t_7	Venkovní teplota naměřena v 7 hodin	[°C]
t_{14}	Venkovní teplota naměřena ve 14 hodin	[°C]
t_{21}	Venkovní teplota naměřena ve 21 hodin	[°C]
Δt	Teplotní spád mezi přívodním a vratným potrubím	[°C]
U	Součinitel prostupu tepla	[W/mK]
w	Rychlost média v potrubí	[m/s]
η_{celk}	Celková účinnost kogenerační jednotky	[-]
η_e	Účinnost elektrárny	[-]
η_{eT}	Elektrická účinnost z kombinované výroby elektřiny a tepla	[-]
η_o	Účinnost možností regulace soustavy	[-]
η_{qT}	Účinnost tepla z kombinované výroby elektřiny a tepla	[-]
η_r	Účinnost rozvodů vytápění	[-]
η_{rE}	Harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou	[-]
η_{rV}	Harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou	[-]
η_t	Účinnost technologického systému	[-]
η_{tep}	Účinnost teplárny	[-]
η_v	Účinnost vytápění	[-]
ε	Drsnost potrubí	[mm]
ν	Kinematické viskozita	[m ² /s]
λ	Součinitel třecích ztrát	[-]
λ_{iz}	Součinitel tepelné vodivosti izolace	[W/mK]
λ_{iztr}	Součinitel tepelné vodivosti vnější plášťové trubky	[W/mK]
λ_{PUR}	Součinitel tepelné vodivosti polyuretanové izolace	[W/mK]
λ_{tr}	Součinitel tepelné vodivosti potrubí	[W/mK]
λ_W	Tepelná vodivost vody	[W/mK]
ρ	Hustota média	[kg/m ³]
ξ	Součinitel místních odporů	[-]
a_{in}	Součinitel přestupu tepla ve vnitřní části potrubí	[W/m ² K]
a_{out}	Součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí	[W/m ² K]
$\Delta\theta$	Teplotní rozdíl mezi médiem uvnitř potrubí a okolím po-	[K]

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1.1 Schéma centrálního zásobování teplem</i>	17
<i>Obr. 1.2 Druhy sítí – a) paprskovitá, b) okružní, c) mřížová [4]</i>	18
<i>Obr. 1.3 Předizolované potrubí [6]</i>	20
<i>Obr. 1.4 Vzorový řez výkopem PI potrubí</i>	21
<i>Obr. 2.1 Zapojení soustavy s rozdělovačem: a) s tlakovým rozdělovačem, b) s beztlakovým rozdělovačem [13]</i>	24
<i>Obr. 2.2 Zapojení kotelny se zkratem (a) a termohydraulickým rozdělovačem (b) [13]</i> 25	
<i>Obr. 2.3 Příklad ÚPE kogeneračního zařízení oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla</i>	27
<i>Obr. 2.4 Schéma základního zapojení kogenerační jednotky se spalovacím motorem s dodávkou tepla ve formě (a) teplé/horké vody (b) páry a horké vody [21]</i>	28
<i>Obr. 2.5 a) Schéma zapojení s plynovou turbínou, b) T-s diagram Braytonova cyklu</i> ...	29
<i>Obr. 2.6 Schéma zapojení parní turbíny za účelem kogenerace</i>	30
<i>Obr. 2.7 a) Schéma zapojení paroplynového cyklu, b) T-s diagram paroplynového cyklu</i>	30
<i>Obr. 3.1 Schéma řešené tepelné sítě</i>	33
<i>Obr. 3.2 Závislost výkonu kotelny na čase v průběhu dne letního provozu kotelny K2</i> ..	34
<i>Obr. 4.1 Rychlostní profily proudění média [25]</i>	39
<i>Obr. 4.2 Závislost tlakové ztráty na rychlosti proudění média [25]</i>	40
<i>Obr. 4.3 Vývoj rychlostního profilu laminárního proudění [25]</i>	40
<i>Obr. 4.4 Moody–Colebrookův diagram [40]</i>	42
<i>Obr. 4.5 Tlakový diagram hydraulicky nejvzdálenějšího místa navrhované tepelné sítě</i>	45
<i>Obr. 4.6 Charakteristika navrženého čerpadla [28]</i>	45
<i>Obr. 4.7 Navržené čerpadlo TP100-480/2 [28]</i>	45
<i>Obr. 4.8 Stanovení optimální tloušťky tepelné izolace [1]</i>	46
<i>Obr. 4.9 Srovnání řešených potrubí a rozvržení jejich dílčích částí</i>	48
<i>Obr. 5.1 Zjednodušené schéma kotelny K1</i>	52
<i>Obr. 5.2 Měsíční diagram spotřeby tepla</i>	53

<i>Obr. 5.3 Diagram ročního trvání potřeby tepla</i>	<i>54</i>
<i>Obr. 5.4 Podpora kogeneračního zařízení dle cenového rozhodnutí ERÚ [23]</i>	<i>55</i>
<i>Obr. 5.5 Schéma zapojení akumulční nádrže</i>	<i>56</i>
<i>Obr. 5.6 Závislost výkonu kotelný na čase v průběhu dne letního provozu.....</i>	<i>57</i>
<i>Obr. 5.7 Kogenerační jednotka řady CENTO [43]</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 5.8 Model teplovodního kotle Vitomax LW: 1-Vnější část zařízení včetně izolace; 2- Hořák s možným provedením chladiče vody; 3-Dvířka pro snadnou revizi; 4-Silné vodní stěny pro přirozenou cirkulaci média a nízkou tepelnou zátěž [41]</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 5.9 Model hořáku Riello RS 310/E TC BLU [35]</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 5.10 Model teplovodního kotle UT-L</i>	<i>60</i>
<i>Obr. 6.1 Srovnání řešených variant.....</i>	<i>65</i>
<i>Obr. 6.2 Průběh kumulovaného CF a DCF v průběhu provozu zařízení – varianta 4... </i>	<i>66</i>
<i>Obr. 6.3 Srovnání CF, DCF a kumulovaného CF, DCF v průběhu provozu zařízení – varianta 4.....</i>	<i>66</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1: Rozdělení dílčích cílů práce.....</i>	<i>16</i>
<i>Tabulka 2.1: Hodnoty teplotenských modulů vybraných technologií [20].....</i>	<i>28</i>
<i>Tabulka 2.2: Přehled emitujících látek [21]</i>	<i>31</i>
<i>Tabulka 4.1: Hodnoty součinitelů místních odporů [26]</i>	<i>43</i>
<i>Tabulka 5.1: Technické parametry navržených kogeneračních jednotek [31]</i>	<i>57</i>
<i>Tabulka 5.2: Technické parametry navrženého kotle Vitomax LW [33]</i>	<i>59</i>
<i>Tabulka 5.3: Technické parametry navrženého kotle UT-L [36].....</i>	<i>60</i>
<i>Tabulka 6.1: Řešené varianty.....</i>	<i>61</i>
<i>Tabulka 6.2: Provozní parametry kotelny.....</i>	<i>61</i>
<i>Tabulka 6.3 Rozdělení provozních parametrů</i>	<i>62</i>
<i>Tabulka 6.4: Provozní výdaje kotelny</i>	<i>62</i>
<i>Tabulka 6.5: Porovnání výsledků řešených variant</i>	<i>65</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1: Hydraulické návrh tepelné sítě včetně výpočtu tepelných ztrát

- Část 1 – Výpočet příkonů jednotlivých objektů
- Část 2 – Výpočet průtoků jednotlivých částí tepelné sítě a spotřeby v průběhu roku
- Část 3 – Hydraulický návrh tepelné sítě
- Část 4 – Výpočet tepelných ztrát sítě

Příloha č. 2: Schéma sítě CZT

Příloha č. 3: Ekonomické zhodnocení navržených technických řešení

- Část 1 – Provozní parametry navržených řešení
- Část 2 – Ekonomické zhodnocení navržených řešení