

ANOTACE

Cílem této diplomové práce je rekonstrukce stávající výměňkové stanice. Důvodem je fyzicky a morálně dožitě zařízení. Úvodem se zabývám problematikou výměňkových stanic. V další části se věnuji samotným návrhem technologických zařízení výměňkové stanice, což představuje návrh výměňků, čerpadel, regulačních ventilů, zabezpečovacích zařízení atd. Finální fáze tvoří ekonomická analýza zaměřená na stanovení návratnosti investice.

KLÍČOVÁ SLOVA

Výměňková stanice, čerpadlo, regulační ventil, zabezpečovací zařízení

ANNOTATION

The aim of this diploma thesis is reconstruction of an existing heat recuperative station. The reason is morally and physically survive to the device. Introduction to focus on the heat exchangers. The next section is devoted to the actual design of technological devices exchange stations, which represents the heat exchangers, pumps, control valves, safety devices, etc. The final phase is an economic analysis aimed at determining return on investment.

KEYWORDS

Heat station, pump, control valve, safety devices

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TYDLAČKA, T. *Centrální výměňková stanice*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 60 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně, dne 28 .května 2010

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Zde vyslovuji své poděkování především vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi a Ing. Tomáši Cahovi za poskytnutí cenných informací, připomínek a ochotu při vypracování této diplomové práce. Další poděkování patří fy. TENZA, a.s., která mi poskytla zázemí a další informace pro vypracování. Samozřejmě největší dík patří mým rodičům, kteří mě podporovali po celé období mého studia.

Obsah

1	Úvod	5
1.1	Zásobování teplem	6
1.1.1.	Soustavy centralizovaného zásobování teplem (SCZT)	6
1.2	Zdroje tepelné energie	7
1.2.1.	Okreskové kotelny	7
1.2.2.	Výtopny	7
1.2.3.	Teplárny	8
1.3	Teplonosné látky	8
1.4	Tepelné sítě	8
1.5	Předávací stanice	9
1.5.1.	Tlakově nezávislé předávací stanice	10
2	Zařízení předávacích stanic	11
2.1	Skladba předávací stanice	11
2.2	Vstupní zařízení	11
2.3	Příprava TTV	12
2.4	Příprava TUV	12
2.5	Měření a regulace (MaR)	12
2.6	Fakturační měření	12
2.7	Chemická úprava vody (CHÚV)	13
2.8	Zabezpečovací zařízení	13
2.9	Výstupní zařízení	13
3	Strojní vybavení PS	14
3.1	Armatury	14
3.1.1.	Uzavírací armatury	14
3.1.2.	Regulační armatury	14
3.1.3.	Armatury s havarijním uzávěrem	14
3.1.4.	Zpětné armatury	14
3.1.5.	Pojišťovací armatury	15
3.1.6.	Odvaděče kondenzátu	15
3.2	Výměníky tepla	15
3.2.1.	Trubkové výměníky	15
3.2.2.	Deskové výměníky	16
3.3	Čerpadla	17
3.4	Expanzní zařízení	17
3.5	Elektrotechnická zařízení	18
4	Zapojení PS	19
4.1	Předávací stanice „pára-voda“	19
4.1.1.	Výměníkové stanice s otevřeným kondenzátním okruhem	19
4.1.2.	Výměníkové stanice s uzavřeným kondenzátním okruhem	20
5	Návrh parní centrální výměňkové stanice	22
5.1	Výchozí stav	22
5.2	Návrh řešení	23
5.3	Výpočet potřeb tepla	23
5.4	Návrh výměníku tepla pro ohřev TTV	25
5.5	Návrh výměníku tepla pro ohřev TUV	27
5.6	Primární okruh	30
5.6.1.	Návrh dimenze potrubí páry	30
5.6.2.	Návrh dimenze potrubí kondenzátu	30

5.6.3.	Návrh regulačního ventilu s havarijní funkcí.....	30
5.6.4.	Návrh regulačního ventilu	32
5.7	Sekundární okruh.....	35
5.7.1.	Návrh dimenze potrubí sekundární strany	35
5.7.2.	Návrh třícestného regulačního ventilu.....	36
5.7.3.	Návrh ohřevu TUV	37
5.8	Návrh čerpadel.....	37
5.8.1.	Čerpadlo cirkulace TTV.....	37
5.8.2.	Čerpadlo ohřevu TUV	39
5.8.3.	Čerpadlo cirkulace TUV	41
5.9	Zabezpečovací zařízení	41
5.9.1.	Expanzní zařízení	41
5.9.2.	Pojistné zařízení.....	42
5.10	Popis trubního systému.....	43
5.11	Popis technologie činnosti.....	43
5.11.1.	Primární okruh.....	43
5.11.2.	Sekundární okruh.....	44
5.12	Zkoušky topného zařízení	45
5.13	Hydraulické vyregulování sítě	45
6	Ekonomické zhodnocení technologie	46
6.1	Pořizovací náklady	46
6.2	Odhadované provozní náklady.....	46
6.3	Výnos z prodeje tepelné energie	47
	Výnos z prodeje tepla pro vytápění:	47
	Výnos z prodeje tepla pro vytápění:	47
6.4	Návratnost investice	47
6.5	Vnitřní výnosové procento.....	49
7	Závěr	50
8	Seznam použitých zdrojů	51
9	Seznamy	52

1 Úvod

V této diplomové práci se věnuji rekonstrukci stávající výměňkové stanice. Rekonstrukce je nutná z důvodu fyzického a morálně dožitého zařízení.

V úvodu popisuji stručné vysvětlení o tom, co je to soustava centralizovaného zásobování teplem, jaké máme zdroje tepelné energie a jakým způsobem se tepelná energie dopravuje v distribučních sítích přes předávací (výměňkové) stanice ke spotřebiteli.

V další části se věnuji samotnými předávacími stanicemi, obsah je omezen z důvodů rozsáhlé problematiky pouze na tlakově nezávislé PS. Snažím se popsat základní zařízení PS, její funkci, způsoby přípravy vody pro vytápění a TUV atd.

Větší pozornost jsem upřel na samotné strojní vybavení VS. Jaké se používají výměňky, armatury, čerpadla a další důležitá zařízení pro provoz PS. Věnuji se i základním zapojením PS, které jsem omezil pouze na PS „pára-voda“.

Samotné zpracování rekonstrukce centrální výměňkové stanice „pára-voda“ představuje návrh nových výměňků tepla, cirkulačních čerpadel, dimenzí potrubí, regulačních ventilů, zabezpečovacího zařízení atd. Pro návrh jednotlivých zařízení využívám platných norem, technických literatur a výpočetních programů.

Poslední část této diplomové práce je věnována ekonomické analýze investice do rekonstrukce.

1.1 Zásobování teplem

Tepelná energie patří mezi velice žádanou komoditu. Využíváme ji převážně k vytápěním objektů, přípravě teplé užitkové vody a pro technologické účely. Výroba tepelné energie je technicky a investičně náročná a samozřejmě má vliv na stav životního prostředí.

Zásobování teplem můžeme rozdělit do dvou soustav:

- **Decentralizované** – jedná se o individuální zásobování teplem spalováním tuhých, kapalných a plyných paliv, vytápění elektřinou atd.
- **Centralizované** – zajišťuje tepelnou energii pro větší územní celek. Soustava centralizovaného zásobování teplem (SCZT) se skládá ze samostatně pracujících technických zařízení. Tato zařízení jsou situována tak, aby zajistila pro danou oblast přenos tepelné energie z místa zdroje do všech odběrných míst.

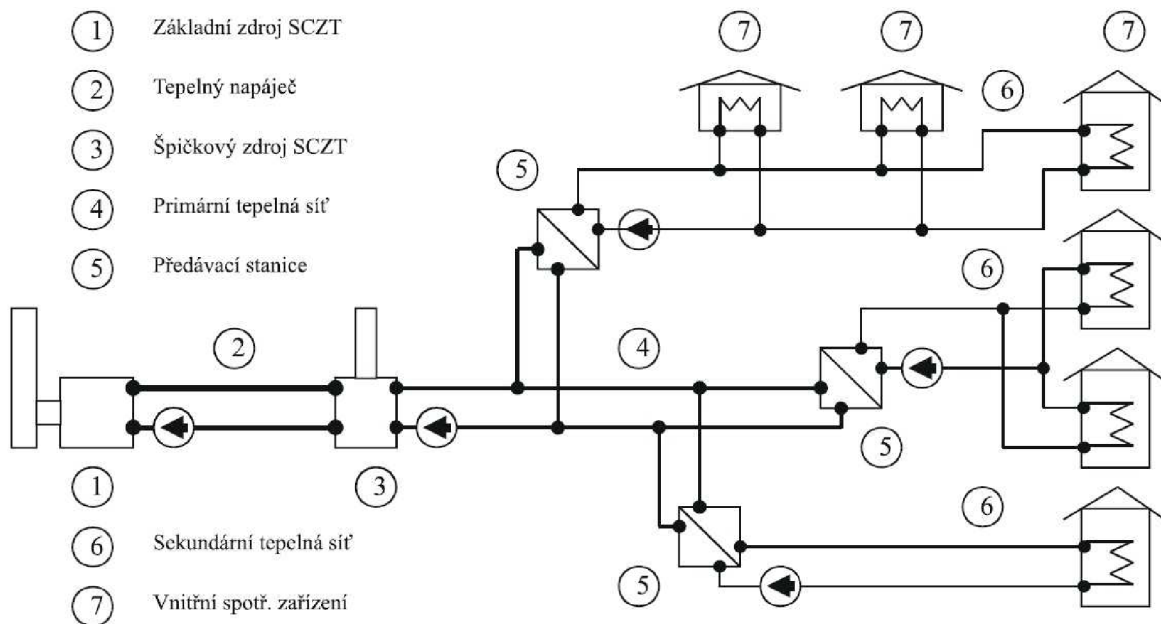
1.1.1. Soustavy centralizovaného zásobování teplem (SCZT)

Soustavy centralizovaného zásobování teplem tvoří vzájemně propojené tepelné zdroje, distribuční sítě pro transport tepelné energie, předávací stanice a vnitřní spotřebitelské zařízení dle obr. 1.

Podle parametrů a skupenství teplotnosné látky můžeme SCZT rozdělit dle [6]:

- **Parní** – vyráběná pára je o parametrech $p = 0,8 \div 2,4$ MPa a $t = 180 \div 240$ °C. Pára dodávána do parní sítě může být použita pro technologické účely jako přímé odběry nebo nepřímé odběry tepla prostřednictvím předávacích stanic. Proudění páry v parovodech zajišťuje její vlastní tlaková energie, po předání tepla odběratelům se kondenzát dopravuje v kondenzátním potrubí zpátky do zdroje pomocí čerpadel, vlastním tlakem nebo samospádem.
- **Horkovodní** – voda je ohřívána až na $t_{\max} = 180$ °C a konstrukční tlak až 2,5 MPa. Horká voda je dopravována v horkovodní síti k odběrateli, po předání tepla se ochlazená voda se vrací zpátky do zdroje. Cirkulaci v horkovodní síti zajišťují oběhové čerpadla zpravidla umístěné ve zdroji.
- **Teplovodní** - parametry teplotnosné látky na výstupu ze zdroje jsou nižší, teplota vody do 110 °C a konstrukční tlaky do 1,6 MPa). Proces dopravy tepla od zdroje ke spotřebitelům obdobný jako v horkovodních soustavách.

Obr 1. Principiální schéma technologického uspořádání SCZT [6]



1.2 Zdroje tepelné energie

Mezi hlavními zdroji v soustavě CZT patří:

1.2.1. Okrskové kotelny

Jedná se o nejjednodušší zdroje tepla. Používají se pro menší tepelné výkony, dle [4] řádově 3 až 10 MW. *citace z [4]:* Teplonosnou látkou je voda nebo vodní pára. Není-li tepelná síť rozsáhlá, vystačí se často s teplou vodou (do teploty 110°C). V těchto případech je možno připojit spotřebiče na síť přímo, bez předávacích stanic. Tím se sníží investiční náklady na soustavu.

V současné době se často jako zdroje pro kotelny používají plynové kotle.

1.2.2. Výtopny

citace z [1]: Jsou zdroje tepla zajišťující pouze výrobu tepelné energie spalováním fosilních paliv. Výtopny jsou umístovány na okraji nebo v centru zásobované oblasti. Dosah v našich podmínkách dosahuje zpravidla vzdálenosti 2 km.

Funkčně jsou stejné jako okrskové kotelny, rozdíl je akorát ve vyšších tepelných výkonech a vyšších parametrech teplonosné látky.

Výtopny můžeme rozdělit podle druhu paliva (tuhá, kapalná, plynná) nebo podle výroby teplonosného média (parní, horkovodní, teplovodní).

1.2.3. Teplárny

Teplárna zajišťuje prvořadně výrobu a dodávku tepelné energie, výroba energie elektrické je až druhořadá .

V teplárnách se zpravidla používá protitlaká parní turbína. Expanze páry v této turbíně končí na vyšším tlaku, než je atmosférický tlak. Tím se nespotřebuje veškerá energie páry na výrobu elektrické energie a páru lze dále využít pro potřeby vytápění, ohřev TUV nebo technologické účely.

Teplárny se navrhují v provedení s parní turbínou, spalovací turbínou, spalovacími motory (kogenerační jednotky) nebo kombinací parní a spalovací turbíny tzv. paroplynové teplárny, jako příklad bych uvedl paroplynovou teplárnu Červený mlýn.

Mezi hlavní výhody tepláren patří dle [6]:

- vyšší účinnost energetických přeměn ve zdrojích (kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie)
- možnost využívání i méněhodnotných paliv (mazut, dehet, atd.)
- příznivý dopad na životní prostředí v důsledku kontrolovaného nakládání s palivy, vodou, odpady a dokonalejšímu čištění spalin

1.3 Teplonosné látky

Zajišťují přenos tepelné energie. Nejvíce používané teplonosné látky v topenářství jsou přehřátá nebo sytá pára, horká a teplá voda. Každé médium se liší svými fyzikálními vlastnostmi. Vodní pára nese značné množství energie při menší hmotnosti a hlavně nepotřebuje čerpací práci pro transport. Zatím co horká voda potřebuje čerpací práci, ale má menší tepelné ztráty při dopravě. Nejčastěji se teplá voda používá v sekundárních sítích a otopných soustavách.

1.4 Tepelné sítě

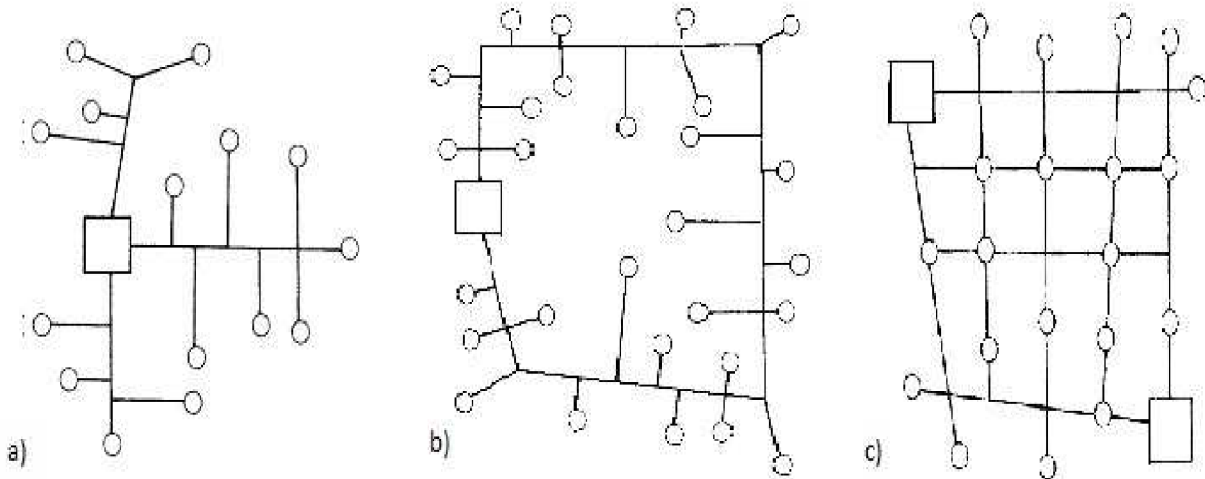
citace z [5]: Tepelné sítě představují potrubní soustavu, kterou se uskutečňuje transport tepelné energie ze zdroje k spotřebičům. Úkolem tepelné sítě je uskutečnit dopravu a distribuci teplonosného média k odběratelům v potřebném množství a požadovaném stavu.

Podle půdorysného uspořádání lze sítě dle [5] rozdělit na:

- **Paprskovitá síť** – ze zdroje tepla vychází jeden nebo více napáječů, které se dále větví k jednotlivým spotřebitelským předávacím stanicím. Jsou vhodné pro rozlehlější zásobované území .
- **Okružní síť** – tento typ sítí je vhodný pro kompaktnější zástavbu na území. Umožňuje paralelní připojení dodatkového či špičkového zdroje (vhodné pro parní sítě) .

- **Sít' mřížová** – se skládá z několika vzájemně spojených okruhů, umístěných vedle sebe. V teplárenství se nevyužívá tento typ zapojení. Je charakteristická pro sítě městských vodovodů a plynovodů.

Obr. 2. Přehled tepelných sítí a) paprskovitá b) okružní c) mřížová [5]



1.5 Předávací stanice

Předávací nebo častěji výměňkové stanice jsou zdroje tepla soustav ústředního vytápění napojených na systémy CZT.

citace z [4]: Předávací stanice tvoří spojovací článek mezi tepelnou sítí a odběratelskou soustavou. Jejich hlavním úkolem je propustit z tepelné sítě do připojené soustavy požadované množství tepla, současně ho změřit, a při tom upravit parametry teplotnosné látky na hodnoty technicky vhodné, bezpečnostně a hygienicky přípustné pro použití v odběratelské soustavě.

Při centrální přípravě TUV je součástí předávací stanice ještě zařízení pro ohřev TUV.

V závislosti na způsobu hydraulického spojení potrubní sítě primárního media a rozvodu sekundární teplotnosné látky se s stanice dělí na **tlakově závislé** (nedochází ke změně tlakových parametrů) a **tlakově nezávislé** (slouží k tlakovému oddělení primární a sekundární strany výměňkové stanice).

Podle toho kolik objektů zásobujeme, členíme předávací stanice na stanice pro jeden objekt, tzv. objektovou (domovní) předávací stanici nebo pro více objektů, tzv. okrskovou (centrální) předávací stanici.

Předávací stanice můžeme dle [7] také rozlišit podle teplotnosné látky vstupující do stanice na:

- tlakově závislé teplotvodní směšovací stanice bez ohřevu TUV
- tlakově závislé teplotvodní směšovací stanice s ohřevem TUV (průtočný nebo akumulační ohřev)
- tlakově nezávislé horkovodní předávací stanice bez i s přípravou TUV
- parní předávací stanice s vracením kondenzátu pomocí čerpadel nebo vlastním tlakem, bez nebo s ohřevem TUV

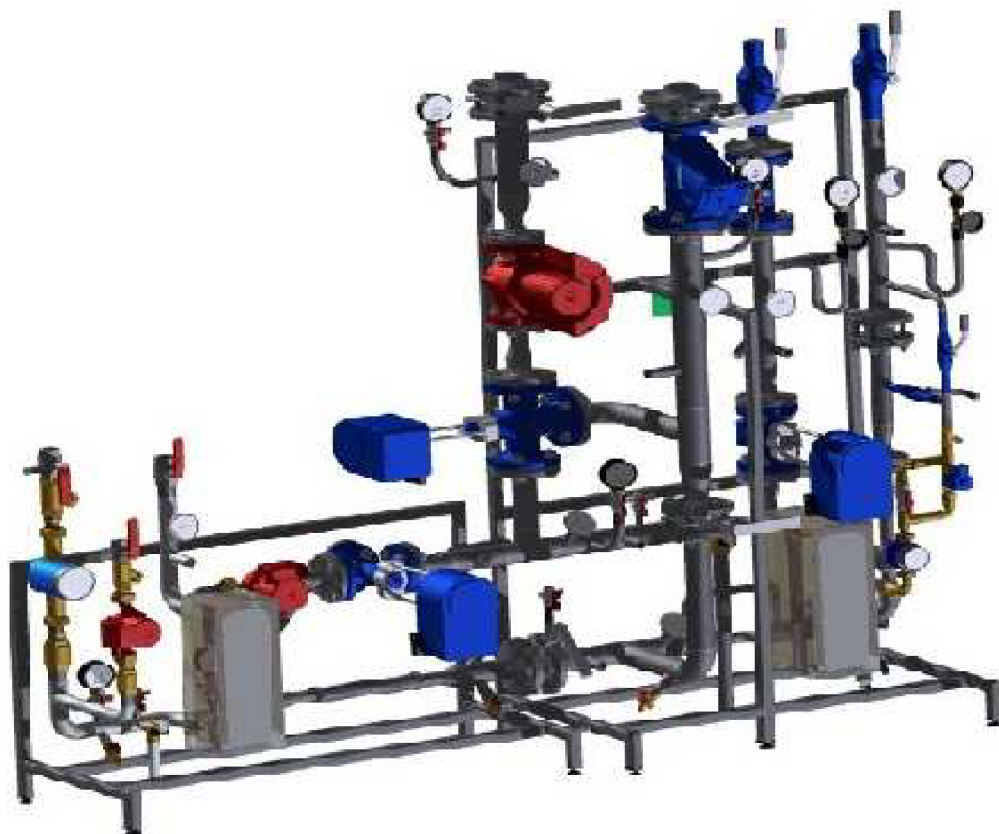
V dalších částech této diplomové práce se zaměřuji jen na tlakově nezávislé předávací stanice, jejich složení, strojní vybavení a způsoby zapojení výměníků předávacích stanic.

1.5.1. Tlakově nezávislé předávací stanice

Jsou charakteristické odlišnými tlakovými a teplotními parametry na primární a sekundární části. Základním primárním médiem je horká voda a pára. Stanice mohou být sestaveny v provedení kompaktním, blokovém nebo individuálním.

Předávací stanice ve vodních soustavách se v současné době převážně řeší v kompaktním provedení (obr. 3.). Pro ohřev topné vody se nejčastěji používají deskové výměníky. Parní výměňkové stanice se pro svojí technologickou i funkční náročnost řeší spíše formou individuálně navrhovaných sestav zařízení.

Obr. 3. Kompaktní předávací stanice voda-voda



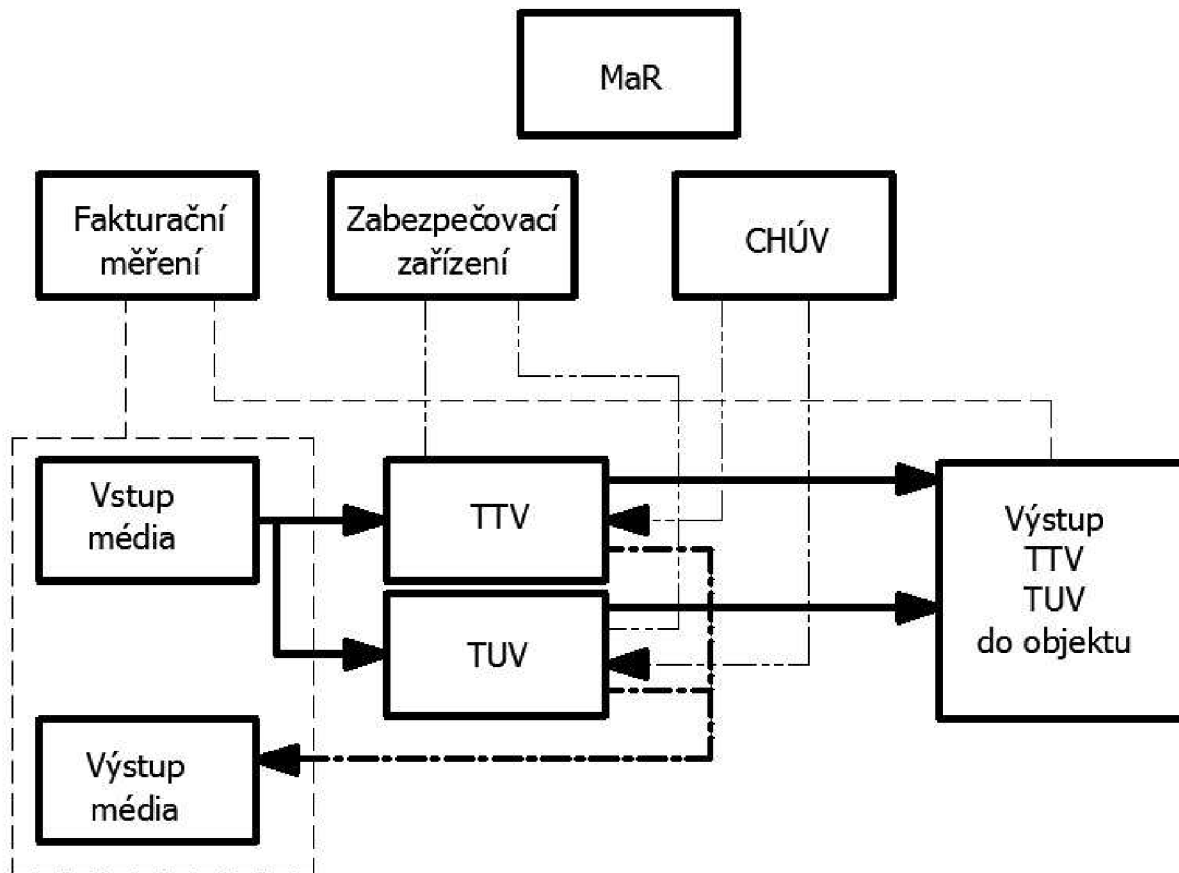
2 Zařízení předávacích stanic

2.1 Skladba předávací stanice

Základní části předávacích stanic jsou vstupní a výstupní zařízení, příprava TTV, příprava TUV, chemická úprava vody (CHÚV), měření a regulace (MaR), fakturační měření a zabezpečovací zařízení. Pro zajištění nejvyšší účinnosti je zapotřebí najít co nejvyšší soulad mezi těmito zařízeními.

Schématické složení výměňkové stanice je zobrazeno na obr. 4.

Obr. 4. Schéma bloku předávací stanice



2.2 Vstupní zařízení

Vstupní zařízení zajišťuje bezpečný přestup teplotnosné látky z distribuční sítě do předávací stanice. Tvoří ho uzavírací armatury, regulační uzávěry nebo havarijní uzávěry. Na vstupu do předávací stanice je umístěn hlavní uzávěr zajišťující bezpečné odstavení předávací stanice od tepelné sítě.

Pokud je teplotnosným médiem pára, je vždy nutné instalovat odvodňovací zařízení. Odvodňovací zařízení zpravidla tvoří kalník. Toto zařízení je velice nutné, protože při najíždění odstaveného parovodu do provozního stavu vzniká nejvíce kondenzátu. Kondenzát teče proti směru proudění páry a může způsobovat vytváření vodního rázu.

2.3 Příprava TTV

Probíhá ve výměníku tepla přímým způsobem. Počet a výkon výměníků se stanovuje na základě tepelných ztrát budov nebo při rekonstrukci na základě odběrových diagramů z let minulých.

Pro předávací stanice „pára-voda“ se v dnešní době nejčastěji používají šroubovicové výměníky. Jsou charakteristické velkým výkonem v malém objemu.

Pro předávací stanice „voda-voda“ se hojně používají deskové výměníky. Lze použít i jiné typy výměníků.

Vytápění objektů se provádí oběhem topné vody. Ten je možné zajistit přirozeným nebo nuceným oběhem. Přirozený oběh v dnešní době pouze dožívá u starých staveb. Pro moderní zapojení předávacích stanic je tento typ oběhu nevyhovující a používá se nucený oběh. Nucený oběh je zajišťován pomocí oběhových čerpadel. Soustava je díky tomu lépe regulovatelná a dynamičtější.

2.4 Příprava TUV

Probíhá ve výměníku tepla přímým nebo nepřímým způsobem. U přímého způsobu ohřev TUV zajišťuje primární médium. U nepřímého způsobu ohřev TUV zajišťuje topná voda. Okruh TUV je řešen jako cirkulační. Součástí okruhu TUV je výměník, oběhové čerpadlo a akumulční nádoby.

2.5 Měření a regulace (MaR)

Okruhy regulace jsou zapojené do průmyslového počítače, instalovaného v rozvaděči MaR. Tento počítač (regulátor, mikropočítač) zajišťuje najíždění, odstavování a provoz předávací stanice pomocí čidel měřící části systému. Je napojen na centrální dispečink provozovatele předávacích stanic, který je může na dálku ovládat.

2.6 Fakturační měření

Úkolem fakturačního měření je získávat data o odebírané elektřině a o odebírané a dodávané tepelné energii. Tyto data jsou sbírány pomocí elektroměrů, měřičů tepla a průtoku aj. zařízení.

citace z [17]: Náklady na teplou vodu z centrální přípravy se mezi odběratele rozdělují v souladu s vyhláškou Ministerstva průmyslu a obchodu ČR č. 477/2006 Sb. Na rozdíl od dodávky tepelné energie pro vytápění, kde je stanovené měřidlo množství dodané tepelné energie většinou umístěno poblíž odběrného místa dodávky, ve kterém tepelná energie přechází z vlastnictví dodavatele do vlastnictví odběratele (na patě objektu), je měření dodaného množství tepelné energie a studené vody pro přípravu teplé vody umístěno v její společné přípravně ve výměňkové stanici či kotelně. Tato společná příprava teplé vody (tepelné energie a studené vody) je proto zúčtovacím místem dodávky pro všechny odběratele, kteří z této přípravy teplou vodu odebírají. Jsou jimi vlastníci jednotlivých zúčtovacích jednotek (objektů).

2.7 Chemická úpravna vody (CHÚV)

Je důležitou součástí provozu předávacích stanic. Kvalita vody a hlavně její tvrdost ovlivňuje usazování minerálních látek na teplosměnných plochách výměníku, čímž by docházelo ke zhoršování přestupu tepelné energie, zvyšování hydraulických ztrát a následným snížením účinnosti celého zařízení. Může dojít i k zanesení celého výměníku a zamezení průchodu teplotně nosné látky. Návrh CHÚV závisí na výkonu předávací stanice a kvalitě vody v dané oblasti.

2.8 Zabezpečovací zařízení

Zajišťují bezpečnost provozu zařízení ústředního vytápění a ohřevu teplé užitkové vody. Zabezpečovací zařízení sestává z ochrany proti překročení nejvyššího pracovního přetlaku nebo podtlaku, překročení nejvyšší pracovní teploty a nedostatku vody v soustavě. Hlavními prvky zabezpečovacího zařízení jsou pojistné ventily a expanzní zařízení.

2.9 Výstupní zařízení

Záleží na druhu primárního média. Výstupní zařízení je u horkovodních soustav jednodušší než u parních soustav. Výstupem u parních soustav je kondenzátní zařízení.

Požadavek teploty teplejších společností je vracet kondenzát zpět do sítě co nejchladnější. Doporučná je teplota je dle [12] 50°C bez ohledu na okamžik odebraný výkon. Výstupní teplota z výměníků bývá vyšší než je požadovaná teplota, proto je třeba kondenzát ochladit ve výměnících, které se nazývají ochlazovače kondenzátu. Slouží zároveň jako předehřev pitné vody určené pro přípravu TUV.

3 Strojní vybavení PS

3.1 Armatury

Armatury jsou části potrubí, kterým lze přerušit nebo upravit tok tekutiny nebo plynu v potrubí.

Armatury lze podle připojení k potrubí a zařízení dělit na armatury přírubové, závitové a navařovací. Podle funkce je můžeme rozdělit takto:

3.1.1. Uzavírací armatury

Zajišťují otevření nebo uzavření toku média v potrubí. Podle konstrukce lze uzavírací armatury dělit na ventily, šoupátka, klapky a kulové kohouty. V tepelné technice se používají převážně kulové kohouty a klapky. Dle [5] se v teplovodních soustavách o přetlaku do PN 10 používají do DN 50 kulové závitové kohouty. V potrubí od DN 65 se používají mezipřírubové klapky.

citace z [5]: U horkovodních soustav je nejvhodnější používat kulové kohouty přivařovací, a to jak na horkovodech, tak ve výměňkových stanicích.

3.1.2. Regulační armatury

citace z [5]: Jsou výkonnými orgány regulačních systémů v tepelné technice. Slouží pro regulaci teplot, tlaků, tlakových rozdílů, průtoků, případně i hladin. Každá armatura je konstruovaná pro určitou průtočnou charakteristiku. Charakteristiky regulačních armatur jsou lineární, rovno procentní, parabolické nebo jinak speciálně konstruované.

Pohony regulačních armatur:

- bez potřeby cizí energie (přímočinné)
- s potřebou cizí energie (pneupohony a elektropohony)

3.1.3. Armatury s havarijním uzávěrem

Slouží jako ochranný mechanismus v případě poruchy nebo výpadku elektrické energie uzavřením přívodu páry nebo horké vody v předávací stanici. Pokud by došlo např. k zastavení oběhových čerpadel nebo výpadku elektrické energie, docházelo by vlivem neustálé dodávky tepelné energie k nežádoucí akumulaci a nárůstu tlaku a teploty ve stanici, což by mohlo vést k poškození samotného zařízení.

3.1.4. Zpětné armatury

Zajišťují průtok pracovní látky pouze jedním směrem. Nejčastěji se používají zpětné ventily, zpětné klapky, kulový zpětný ventil atd.

3.1.5. Pojišťovací armatury

Jsou součástí zabezpečovacího zařízení zajišťující bezpečnost provozu VS. Jejich úkolem je chránit zařízení vstupu tepla proti nedovolenému přetlaku. Nejčastěji jsou nárožního (rohového) tvaru vybavené pružinou. Pojistné ventily se podle funkce rozdělují na ventily nízkozdvižné, normální, plnozdvižné a proporcionální.

3.1.6. Odvaděče kondenzátu

Jejich úlohou je samočinně propouštět kondenzát a zamezovat průtok páře. Odvaděče se používají pro odvod kondenzátu vzniklého v parním potrubí a pro odvod kondenzátu z parních spotřebičů, výměníků, ohřivačů nebo z otopných těles. Odvaděče kondenzátu rozdělujeme na plovákové, termické a termodynamické.

3.2 Výměníky tepla

Jsou zařízení pro uskutečnění výměny tepelné energie mezi dvěma nebo více proudy pracovních látek. Patří k nejdůležitějším prvkům těchto energetických zařízení. Pro účely vytápění a ohřev TUV se nejčastěji používají tyto druhy výměníků:

3.2.1. Trubkové výměníky

Skládají se z pláště výměníku a trubkového svazku. Plášť se skládá zpravidla válcové nádoby se dvěma klenutými dny. Na plášti jsou také otvory pro vstup a výstup ohřívající i ohřívané látky. Předání tepla se provádí prostupem jedné látky do druhé přes stěnu trubky protiproudým nebo souproudým tokem médií.

Pro topenářské účely se jako materiál trubek výměníků převážně používá měď, mosaz nebo nerezová ocel.

Výměníky lze dělit na výměníky svislé (vertikální) a vodorovné (horizontální). Dále je můžeme dělit na rozebíratelné a nerozebíratelné.

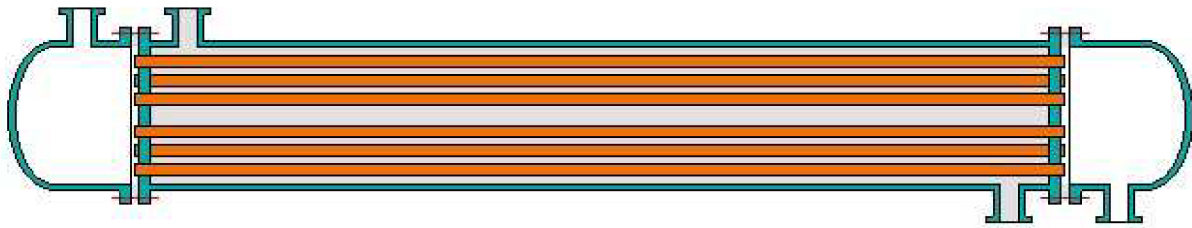
Výměníky s rovnými trubkami

Nejjednodušší typy výměníků. Základním typem je výměník s pevnou trubkovnicí. Tvoří je dvě trubkovnice přivařené k plášti výměníku. Do trubkovnice jsou zaválcovány rovné trubky. Trubkovnice zároveň slouží jako příruba k připevnění hlav výměníku. Schéma výměníku s rovnými trubkami a pevnou trubkovnicí je znázorněno na obr. 5.

Dalším typem je výměník s plovoucí hlavou. Do dvou trubkovic jsou zaválcovány rovné trubky. Jedna z nich slouží zároveň jako příruba pro připevnění tzv. plovoucí hlavy. Plovoucí hlava umožňuje otáčení proudu teplotnosného média o 180°.

Výhodou výměníků s rovnými trubkami je jednoduchá výroba teplosměnného svazku. Je možno i jejich mechanické čištění na vnitřním povrchu pláště a výměna poškozené trubky.

Obr .5. Schéma výměníku s rovnými trubkami a pevnou trubkovnicí



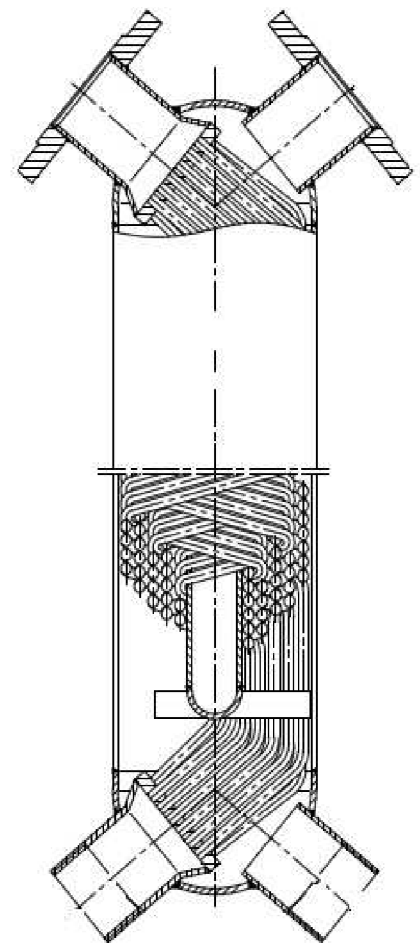
Výměníky s vlásenkovými (U) trubkami

Na rozdíl od předešlých výměníků mají trubky tvar písmene U a jsou zaválcovány do jedné trubkovnice. Trubky s trubkovnicí tvoří jeden celek zasunutý do pláště výměníku. Hlava výměníku je připevněna pomocí příruby k plášti výměníku a slouží jako vstup a výstup teplotního média. Uvnitř hlavy je zpravidla oddělovací příčka oddělující vstup a výstup ohřívající nebo ohřívané látky.

Šroubovicové výměníky

Jsou to moderní typy výměníků se šroubovicovitě vinutými trubkami. Trubky šroubovic bývají menšího průměru, a tím dochází k lepšímu přestupu tepla. Obvyklé je, že v trubkách proudí primární médium a v plášti pak sekundární médium. Platí to především u systémů „pára-voda“, protože pára má menší hydraulický odpor.

Šroubovicové výměníky jsou svařované, nerozebíratelné, celonerezové s přírubami nebo se šroubením. Jejich využití není omezeno. Je možné je použít jak pro systémy „pára-voda“, tak pro systémy „voda-voda“. Řez šroubovicovým výměníkem je znázorněn na obr. 6.



Obr. 6. Řez šroubovicového výměníku [9]

3.2.2. Deskové výměníky

Deskové výměníky se dělí na rozebíratelné a nerozebíratelné.

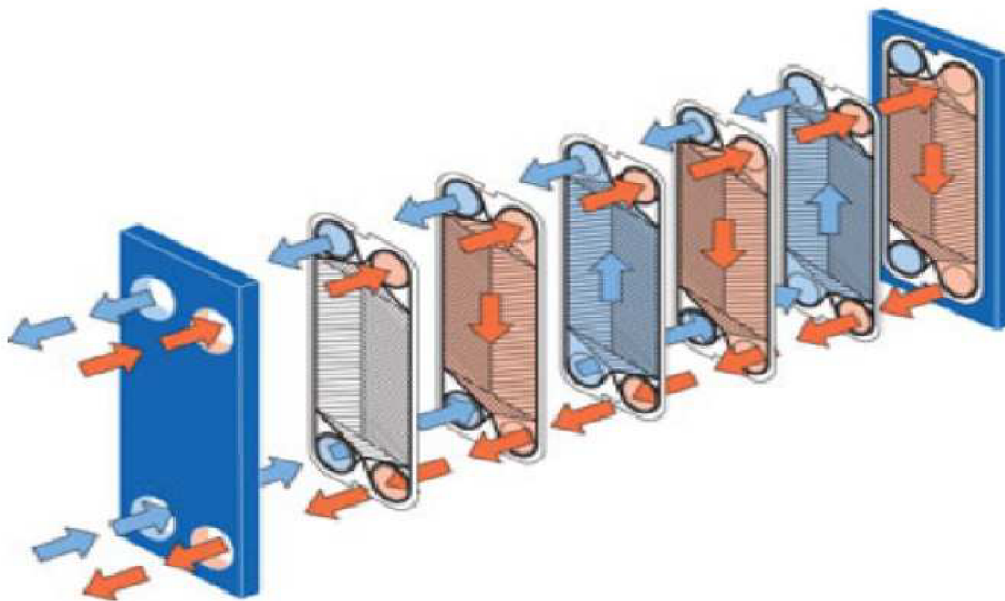
Rozebíratelné deskové výměníky se skládají ze sady desek s mezerami, seřazených za sebou a stažených pomocí šroubů mezi přítlačnými deskami. Všechny desky jsou opatřeny těsněním. Systém je tvořen dvěma oddělenými mezideskovými kanály zajišťující průtok primárního a sekundárního média. Princip a konstrukce výměníku je znázorněn na obr. 7. Výhodou je snadné mechanické čištění a možnost

navýšení výkonu přidáním dalších sloupců desek. Omezujícím faktorem jejich použití je životnost těsnění.

Nerozebíratelné deskové výměníky se vyrábí jako pájené, polosvařované, nebo celosvařované. Jako materiál se standardně používá nerezová ocel. Lze je vyrobit i z jiných druhů nerezové oceli, slitin titanu, niklu a jiných materiálů.

Nejčastěji se deskové výměníky používají v předávacích stanicích „voda-voda“. Používají se i pro parní předávací stanice s regulací na straně páry. Mají větší hydraulické ztráty oproti trubkovým výměníkům.

Obr . 7. Princip funkce deskového výměníku [14]



3.3 Čerpadla

citace z [5]: Čerpadla v topenářství slouží ponejvíce v teplosměnných okruzích, ve kterých dopravují teplo prostřednictvím upravené vody. Požadavky tepelných oběhů diktují čerpadlům generování nízkých a středních tlaků při relativně velkých průtocích. Tyto požadavky pokrývají čerpadla odstředivá (hydrodynamická).

Nejčastějšími topenářskými čerpadly jsou tedy oběhová čerpadla. Návrh čerpadla je závislý na velikosti zásobované oblasti a na výškovém členění otopného systému. Je velice vhodné používat čerpadla s několika regulačními stupni otáček nebo řízení otáček pomocí měniče frekvence. Pro cirkulaci TUV se zpravidla používají čerpadla bez regulace otáček.

3.4 Expanzní zařízení

Expanzní zařízení je součástí zabezpečovacího zařízení vodních soustav ústředního vytápění umožňující vyrovnávání změn roztažnosti vody otopné soustavy bez její zbytečné ztráty a udržení přetlaku v otopné soustavě v předepsaných mezích. Jejich další úlohou je samočinně, popřípadě automaticky doplňovat vodu do otopné soustavy při jejich drobných netěsnostech.

U menších předávacích stanic se používají expanzní nádrže s membránou a vzduchovým polštářem. U větších soustav se uplatňuje expanzní zařízení s doplňováním, popřípadě s odplyněním.

3.5 Elektrotechnická zařízení

Hlavním elektrotechnickým zařízením je rozvaděč elektrické energie. Rozvaděč zásobuje elektrickou energií okruhy zásuvek, světel a napájení technologických zařízení. Je vhodné je umisťovat mimo prostor strojní technologie.

4 Zapojení PS

To k čemu slouží předávací stanice už tady bylo řečeno. Způsoby zapojení předávací stanic i s dalšími faktory zvláště předurčuje geografická poloha zásobované oblasti SCZT. Z tohoto důvodu existují různé varianty zapojení. Obsah této kapitoly jsem omezil pouze na základní zapojení předávacích stanic „pára-voda“.

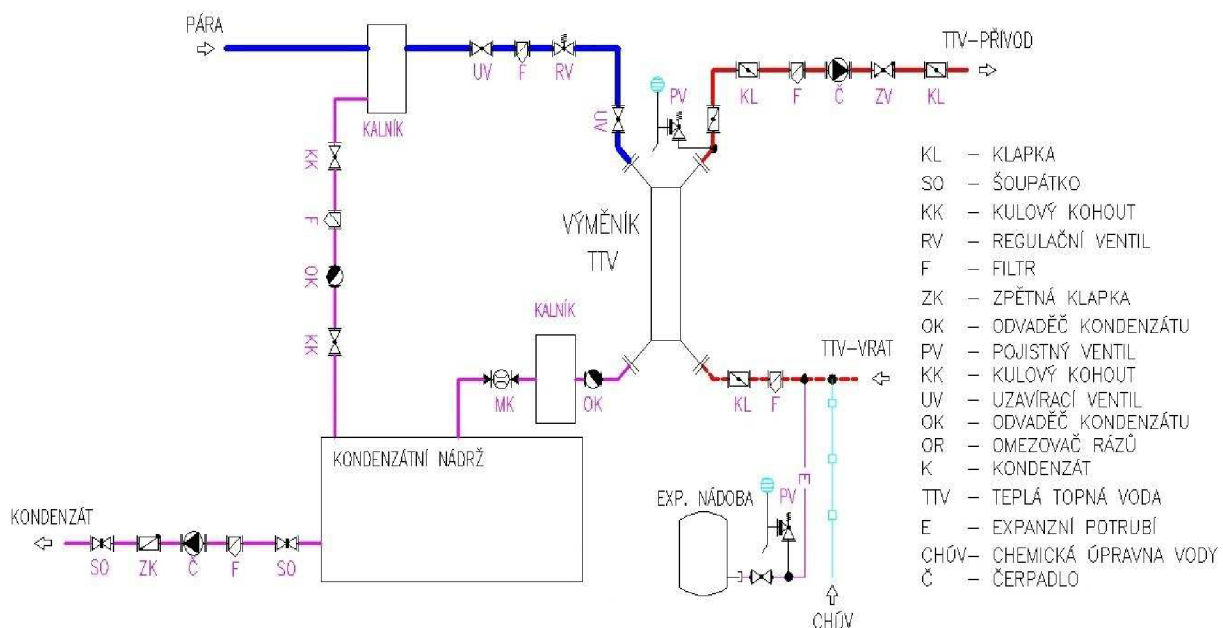
4.1 Předávací stanice „pára-voda“

Lze je rozdělit na předávací stanice s otevřeným a uzavřeným kondenzátním okruhem. Toto rozdělení má samozřejmě vliv na způsob zapojení a řízení výkonu výměníku, který se provádí pouze na primární straně. Regulaci lze provádět na parní straně změnou průtoku primárního média nebo na straně kondenzátu zaplavováním výměníku.

4.1.1. Výměňkové stanice s otevřeným kondenzátním okruhem

Velice rozšířený způsob zapojení výměňkových stanic v minulých letech. V současné době se už moc nepoužívá a přechází se na provedení s uzavřeným kondenzátním okruhem. Důvodů je hned několik. Regulační ventil se osazuje na parní straně a plní i havarijní funkci, čímž se maří bez užitku tlak páry. Další ztrátou je odpar kondenzátu do atmosféry z kondenzační nádrže. Kondenzát je odváděn pomocí čerpadel, což je další energie vložená do systému. Samotné pořízení kondenzátního hospodářství zvyšuje pořizovací náklady a zabere poměrně hodně stavebního prostoru. Princip zapojení je vidět na obr. 8.

Obr. 8. Schéma VS s otevřeným kondenzátním okruhem



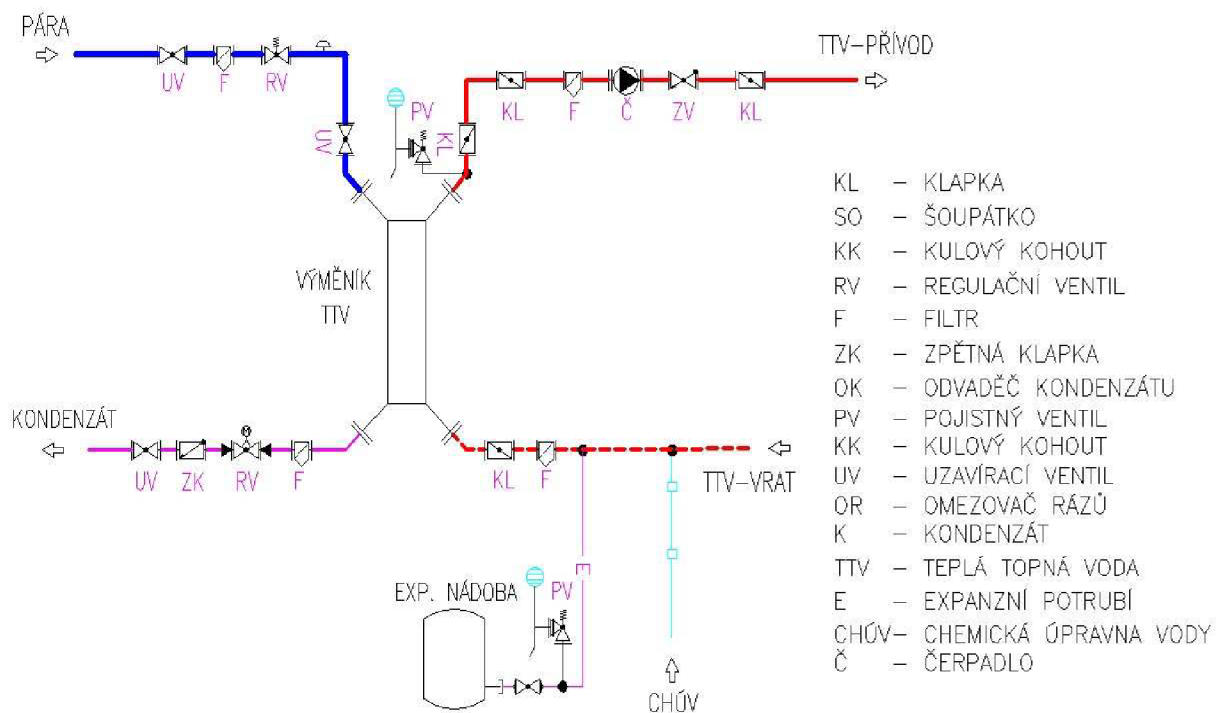
4.1.2. Výměňkové stanice s uzavřeným kondenzátním okruhem

Jedná se o moderní způsob zapojování VS. Dochází k úplnému odstranění kondenzátního hospodářství (kondenzátní nádrž, čerpadla). Doprava kondenzátu je zajišťována pomocí přtlaku páry. Používají se stojaté protiproudé výměníky s přímými nebo šroubovicovitě vinutými trubkami. Výkon výměníku se reguluje regulačním ventilem na kondenzátní straně výměníku. U výkonů vyšších než 100kW je dle [6] doporučeno vybavit na parní straně regulační ventil s havarijní funkcí, který plní úlohu rychlého uzavěru při překročení provozních stavů.

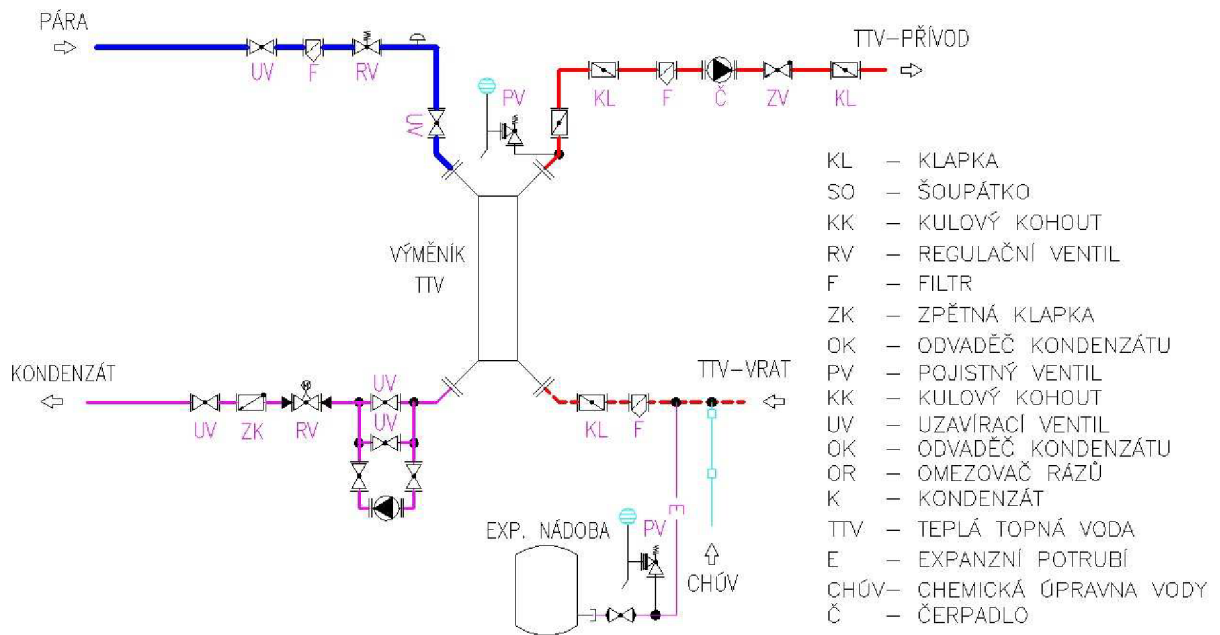
Další variantou je využití deskových nebo kapilárových výměníků v kombinaci se zvedacem kondenzátu. Zde je nutné výkon výměníku regulovat na straně páry, protože sama konstrukce výměníků nevyhovuje požadavkům pro regulaci na kondenzátní straně. Doprava kondenzátu je zajišťována pomocí zvedáče kondenzátu, poháněného parou, což je další zbytečná energie vložená v podobě páry.

VS s uzavřeným kondenzátním okruhem lze rozdělit na okruh s dostatečným tlakem páry a okruh s nedostatečným tlakem páry dle obr. 9. a obr. 10..

Obr. 9. VS s uzavřeným kondenzátním okruhem - dostatečný tlak páry



Obr. 10. VS s uzavřeným kondenzátním okruhem - nedostatečný tlak páry



5 Návrh parní centrální výměňkové stanice

V téhle části se zaměřuji na řešení rekonstrukce technologie zařízení stávající centrální výměňkové stanice. Rekonstrukce je nutná z důvodu fyzického a morálně dožitého zařízení. Návrh je proveden na základě vstupních parametrů.

Vstupní parametry:

- pára : $p = 1$ MPa přetl.
 $t = 220$ °C
- kondenzát: $p = 0,2 \div 0,4$ MPa
 $t = 60$ °C
- Jednotlivé větve výkonově rozdělit dle tab.1. v poměru:

Tab.1.

A	15%
B	50%
C	4%
D	29%
E	2%

5.1 Výchozí stav

Stávající výměňková stanice zásobuje teplem a teplou užitkovou vodou objekty sídliště. Je umístěna v samostatně stojícím objektu.

Primární topné médium je přehřátá pára s parametry $p=1$ MPa přetl. Sekundární médium je teplá topná voda (TTV) s výpočtovým teplotním spádem 92,5/67,5°C s centrální ekvitermní regulací. Teplá užitková voda (TUV) je centrálně připravována ve VS zásobníkovým způsobem v šesti ohřivačích jeden o objemu 10 000 l.

TTV a TUV je vyvedena pěti větvemi. Venkovní rozvody (teplovody) jsou vedeny v neprůlezných kanálech.

Požadavky pro rekonstrukci:

- bude zachován stávající čtyřtrubní systém
- zdrojem tepla budou svislé výměňky s regulací výkonu na straně kondenzátu
- vracení kondenzátu do městské sítě bude přetlačením párou
- parametry média:
 - pára o tlaku $p=1$ MPa (přehřátá pára)
 - kondenzát o tlaku $p= 0,2 - 0,4$ MPa (0,4 MPa pouze v ranní špičce při souběžném spuštění kondenzátních čerpadel)
- centrální ohřev TUV bude prováděn teplou vodou o teplotě $t_{\min}=75^{\circ}\text{C}$ přes trubkové výměňky a s minimální akumulací
- maximální využití stávajících instalovaných technologií - dochlazovač kondenzátu, cirkulačních čerpadel TUV, CHÚV atd.
- rozvody TTV a TUV budou napojeny na stávající větve teplvodů.

5.2 Návrh řešení

Sekundárním topným médiem zůstane teplá topná voda (TTV). Pro rekonstrukci jsou navrženy následující opatření:

- Kvantitativní regulace výkonu, tj. změnou průtočného množství teplotního média. Toto opatření předpokládá regulaci otáček oběhových čerpadel pomocí stávajícího frekvenčního měniče.
- Změna teplotního spádu. Namísto původního 92,5/67,5°C bude pro otopná tělesa spád 80/60°C. Výměňková stanice a rozvody tepla jsou navrženy na teplotní spád 100/60°C.
- Ohřev TUV zůstane centrální, zásobníkový ohřev bude nahrazen průtočným s malou akumulací. To představuje návrh nového výměníku tepla pro ohřev TUV a čerpadla ohřevu TUV.
- Pro ohřev TTV budou použity šroubovicové výměníky typu JAD s vedením médií – pára v trubičkách, voda v plášti
- Návrh nových cirkulačních čerpadel oběhu TTV
- Návrh nových regulačních ventilů
- Návrh nového expanzního zařízení

5.3 Výpočet potřeb tepla

Výpočet tepelného výkonu byl proveden na základě odběrových diagramů z minulých let (graf 1. a 2.). Pro výpočet celkového výkonu byl použit odečet údaje z grafu 1. Výkon pro ohřev TUV byl vypočten pomocí údaje z grafu 2. Hodnoty entalpií byly navrženy pomocí programu steamtab.

Hodnoty odečtené z grafu 1 a 2:

- Množství páry v měsíci únor: $M_{p1} = 6,1 \text{ t/h} = 1,69 \text{ kg/s}$
- Množství páry v měsíci červen: $M_{p2} = 2,7 \text{ t/h} = 0,76 \text{ kg/s}$

Hodnoty z programu steamtab:

- pro $p=10\text{bar}$, $t=220^\circ\text{C}$ $i_1=2875,51 \text{ kJ/kg}$
- pro $p=4 \text{ bar}$, $t=65^\circ\text{C}$ $i_2=272,11 \text{ kJ/kg}$

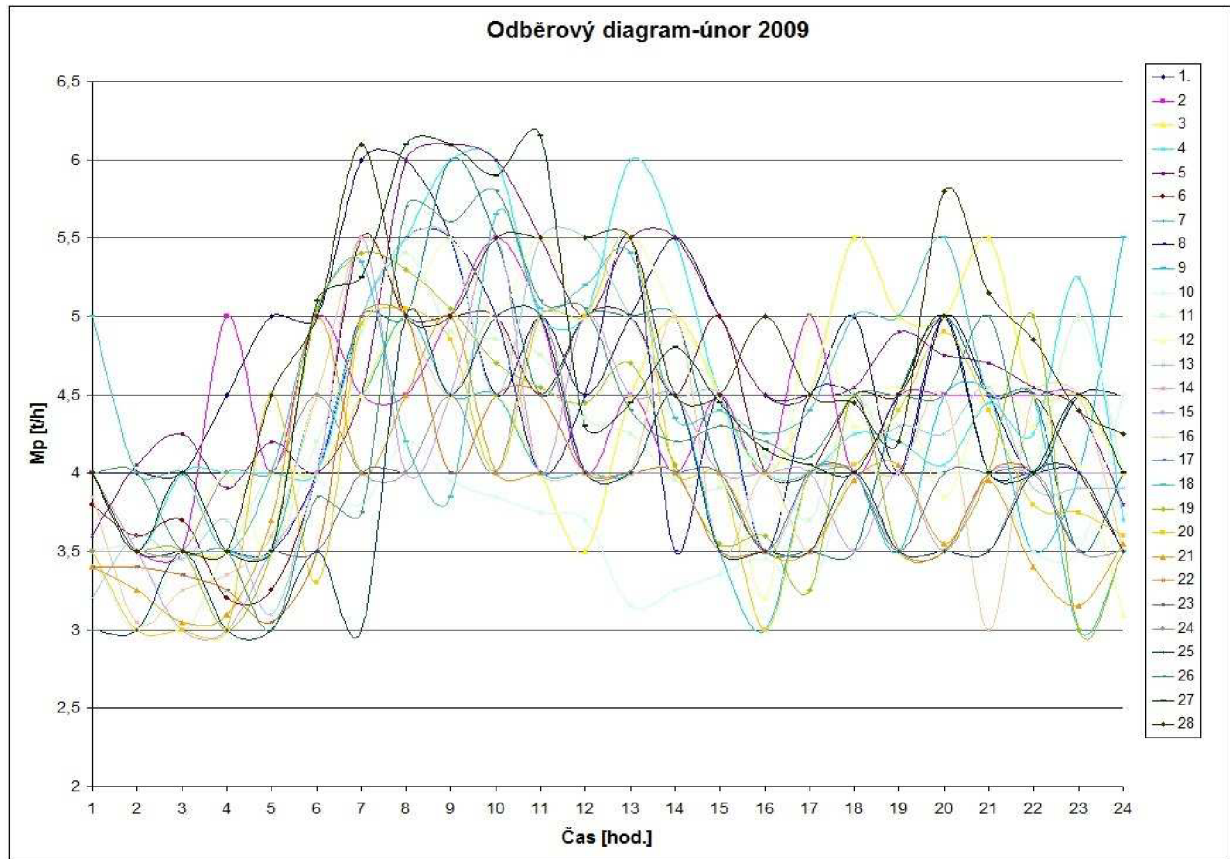
Celkový výkon:

$$Q_C = M_{p1} \times (i_1 - i_2) = 1,69 \times (2875,5 - 272,1) = \underline{\underline{4400 \text{ kW}}} \quad [1]$$

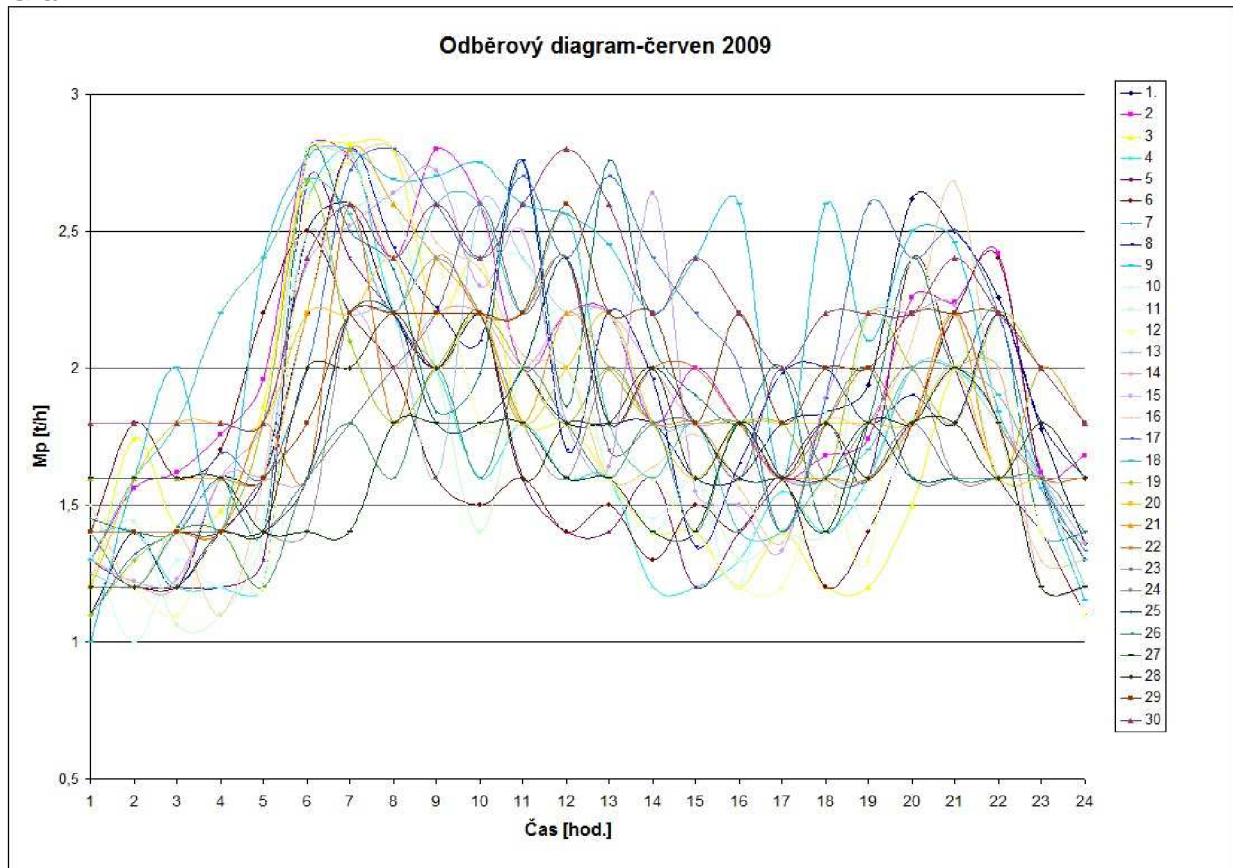
Výkon ohřevu TUV:

$$Q_{TUV} = M_{p2} \times (i_1 - i_2) = 1,11 \times (2875,5 - 272,1) = \underline{\underline{2000 \text{ kW}}} \quad [2]$$

Graf 1.



Graf 2.



Jmenovitý výkon tedy činí 4400kW. Výkon pro ohřev TUV činí 2000kW. V následující tab. 1. jsou výkony rozděleny dle zadávacích parametrů.

Tab. 2. Rozdělení tepelného výkonu:

Větev	Q_{TTV} (kW)	Q_{TUV} (kW)	$Q_{celkové}$ (kW)
A	360	300	660
B	1200	1000	2200
C	96	80	176
D	696	580	1276
E	48	40	88
Σ	2400	2000	4400

5.4 Návrh výměníku tepla pro ohřev TTV

Podle normy ČSN 06 0310 musí být předávací stanice s výměníky osazena nejméně dvěma výměníky po 50% jmenovitého výkonu a při odstavení jednoho z nich musí být zbývající výměník schopen zajistit 75% jmenovitého výkonu. Z tohoto důvodu bude výměňková stanice osazena dvěma výměníky šroubovicového provedení o přípojném výkonu 6600 kW.

Výměník tepla pro ohřev TTV je navržen dle výpočetního programu CAIRO od společnosti SECESPOL [9]. Výstupem z programu CAIRO je výpočtový list dle obr. 11.

Vstupní parametry:

- Výkon: $Q = 3300$ kW
- Teplá strana:
 - vstup $t = 180$ °C
 - $p = 10$ bar
 - výstup $t = 65$ °C
- Studená strana:
 - vstup $t = 60$ °C
 - výstup $t = 80$ °C

Vstupní teplota páry je 220°C, ale při návrhu počítám s teplotou 180°C. Tahle změna je, protože nelze zadat teplotu přehřátí při výpočtu. Nemá to vliv na výpočet výměníku, jelikož rozdíl výkonu s přehřátím a bez činí 3,5% což je vzhledem k značnému předimenzování výměníku zanedbatelné.

Typ výměníku tepla je JAD X. 9.88.10. Technické parametry jsou popsány na další stránce.

Obr. 11. Výpočtový list

SECESPOL – VÝPOČTOVÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

ZÁKAZNÍK:



NABÍDKA: T.T.

DATUM: 5.5.2010

Čís. VÝPOČTU:

VYPRACOVAL: Tomáš Tydlačka

NÁVRHOVÉ HODNOTY

Výkon	3300kW	
LMTD	31,68deg.C	
Min. rezerva	0%	
	Teplá strana - Trubky	Studená strana - Plášť
Médium	Saturated steam	Water
Vstupní teplota	179,86deg.C	60,00deg.C
Výstupní teplota	65,00deg.C	80,00deg.C
Hmotnostní průtok	4,751t/h	39,493kg/s
Objemový průtok vstup	987,146m3/h	144,779m3/h
Objemový průtok výstup	4,848m3/h	0,041m3/s
Max. tlaková ztráta	-200,00kPa	

SECESPOL – VYBRANÝ VÝMĚNÍK TEPLA

Typ výměníku tepla	JAD X 9.88.10	
Celkový počet výměníků	1	
Počet ks sériově/paralelně	1/1	
Teplosměnná plocha	8	m2
Faktor znečištění k	0,00	m2K/kW
čistý	13389	W/m2K
znečištěný	12360	W/m2K
Rezerva	6%	
Vypočtená tlak. ztráta		50,90kPa
Přestup tepla NTU		-

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

	Teplá strana	Studená strana
Médium	Saturated steam	Water
Tlak	1000,00kPa	600,00kPa
Ref. teplota	179,86deg.C	70,00deg.C
Hustota	4,8128	kg/m3
Tepelný obsah	2,1836	kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,0330	W/m K
Dynamická viskozita	0,0000	Ns/m2

Poznámka: průměr potrubí na páře by neměl být menší 4".

SECESPOL-CZ s.r.o., Branická 247/1400, 140 00 Praha 4 Česká Republika
tel.: +420 241 441 963, fax: +420 241 440 966, info@secespol.cz, www.secespol.cz
CAIRO verze 3.3.0 - Build 0107.r0

Technické parametry výměníku

Obr 12. Stavební rozměry výměníku [9]

JAD X 99.88.10

Pracovní parametry:

- Maximální tlak - 2,5 MPa
- Maximální teplota – 250 °C

Konstrukční parametry:

- Teplosměnná plocha

Typ	hladká trubka	8	mm
Velikost		46,5	m ²
- Objem trubkovnice 78,0 l
- Objem pláště 238,0 l
- Hmotnost

Přírubové provedení	475,0	kg
---------------------	-------	----

Standardní zapojení: (protiproud)

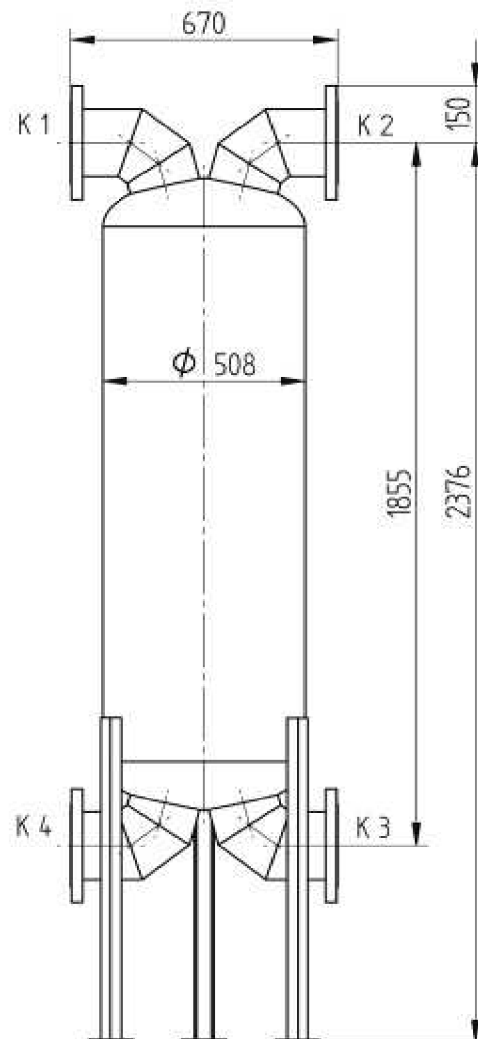
- K1 – vstup topného média
- K2 – výstup ohřivaného média
- K3 – vstup ohřivaného média
- K4 - výstup topného média

Typy připojení - K1, K2, K3, K4:

- DN150 – plochá příruba

Materiály:

- Teplosměnná plocha: 1.4404 [1.4571, 1.4541]
- Přírubové připojení 1.4404, 1.0425, 1.0038 [1.4571, 1.4541]



5.5 Návrh výměníku tepla pro ohřev TUV

Návrh výměníku pro ohřev TUV bude stejný jako v kap. 4.4. Výstupem z programu CAIRO je výpočtový list dle obr. 13. Typ výměníku je JAD 14.163.10

Vstupní parametry:

- Výkon: Q= 2000kW
- Teplá strana:

-vstup	t=80	°C
-výstup	t=60	°C
- Studená strana:

-vstup	t=15	°C
-výstup	t=55	°C

Obr. 13. Výpočtový list

SECESPOL – VÝPOČTOVÝ LIST VÝMĚNÍKU TEPLA

ZÁKAZNÍK:



NABÍDKA: I.T.

DATUM: 12.5.2010

Čís. VÝPOČTU:

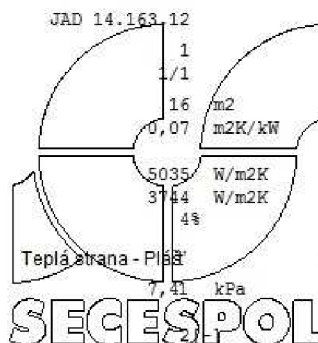
VYPRACOVAL: Tomáš Tydlačka

NÁVRHOVÉ HODNOTY

Výkon	2000kW	
LMTD	34,03deg.C	
Min. rezerva	0%	
	Teplá strana - Plášť	Studená strana - Trubky
Médium	Water	Water
Vstupní teplota	80,00deg.C	15,00deg.C
Výstupní teplota	60,00deg.C	55,00deg.C
Hmotnostní průtok	23,935kg/s	11,965kg/s
Objemový průtok vstup	0,025m3/s	0,012m3/s
Objemový průtok výstup	0,024m3/s	0,012m3/s
Max. tlaková ztráta	100,00kPa/100,00kPa	

SECESPOL – VYBRANÝ VÝMĚNÍK TEPLA

Typ výměníku tepla
Celkový počet výměníků
Počet ks sériově/paralelně
Teplosměnná plocha
Faktor znečištění
k
čistý
znečištěný
Rezerva



Vypočtená tlak. ztráta
Přestup tepla
NTU

Studená strana - Trubky
27,18kPa

1 [-]

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

	Teplá strana	Studená strana
Médium	Water	Water
Tlak	0,00kPa	0,00kPa
Ref. teplota	70,00deg.C	35,00deg.C
Hustota	977,0000 kg/m3	993,0000kg/m3
Tepelný obsah	4,1780 kJ/kgK	4,1790 kJ/kgK
Tepelná vodivost	0,6620 W/m K	0,6240W/m K
Dynamická viskozita	0,0004 Ns/m2	0,0007 Ns/m2

Technické parametry výměníku

Obr 14. Stavební rozměry výměníku [9]

JAD 14.163.10

Pracovní parametry:

- Maximální tlak – 1,6 MPa
- Maximální teplota – 200 °C

Konstrukční parametry:

- Teplosměnná plocha
Typ hladká trubka 8 mm
Velikost 24,7 m²
- Objem trubkovnice 39,4 l
- Objem pláště 48,6 l
- Hmotnost
Přírubové provedení 205 kg

Standardní zapojení:
(protiproud)

- K1 – vstup topného média
- K2 – výstup ohřívaného média
- K3 – vstup ohřívaného média
- K4 – výstup topného média

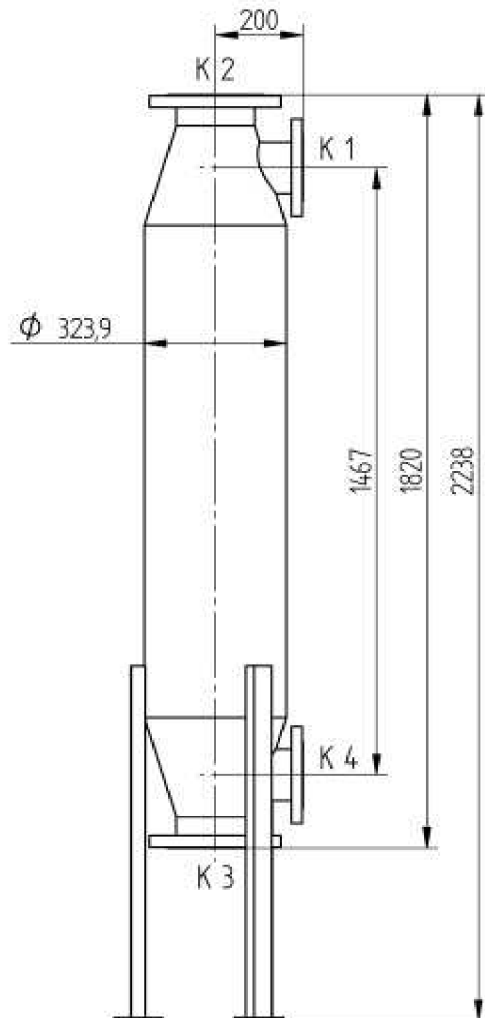
Typy připojení - K1, K2, K3, K4:

- DN100 – plochá příruba pro K1, K4
- DN150 – plochá příruba pro K2, K3

Materiály:

- Teplosměnná plocha: 1.4404 [1.4571, 1.4541]
- Přírubové připojení 1.4404, 1.0425, 1.0038 [1.4571, 1.4541]

Při výpočtu jsem použil jako vstupní teplotu studené strany $t=15^{\circ}\text{C}$. Tato teplota představuje teplotu pitné vody, která se udává o $t=10^{\circ}\text{C}$. Navýšení vstupní teploty představuje instalace dochlazovače kondenzátu, který má za úkol předeřhřivat pitnou vodu o 5°C .



5.6 Primární okruh

5.6.1. Návrh dimenze potrubí páry

Dimenze potrubí páry byla navržena odečtením hodnot z grafu „rychlost proudění v parních rozvodech“ viz. příloha 1. Rychlost páry by se měla dle [8] pohybovat v rozmezí 30-35 m/s pro přehřátou páru. Tlaková třída pro parní potrubí je PN40.

Hlavní větev:

$$Q_{\max}=4400 \text{ kW}, M_p=6100 \text{ kg/h}, w=30 \text{ m/s} \quad \rightarrow \text{DN125}$$

K výměníkům:

$$Q_{\max}=2200 \text{ kW}, M_p=3050 \text{ kg/h}, w=30 \text{ m/s}, \quad \rightarrow \text{DN80}$$

5.6.2. Návrh dimenze potrubí kondenzátu

Výpočet dimenze potrubí na kondenzátní straně byl stanoven pomocí rovnice kontinuity a zpětně ověřen pomocí tab. 15-16 z [6] str. 2334. Pro potrubí do DN150 dle [8] by se měla měrná tlaková ztráta pohybovat v rozmezí $R=100\div 200 \text{ Pa/m}$ a rychlost proudění kondenzátu $w=0,6\div 1,5 \text{ m/s}$. Hustota vody $\rho = 980 \text{ m}^3/\text{kg}$. Tlaková třída kondenzátního potrubí je PN16.

Tab. 3. Výpočet DN pro kondenzátní potrubí

č.	Výpočet			Návrh DN	Ověření dle tab. 15-16	
	M_k [kg/s]	w [m/s]	d [m]		w [m/s]	R [Pa/m]
1	0,85	1	0,032914	DN40	0,72	130
2	1,7	1	0,046547	DN50	0,85	142

$$\text{Průměr potrubí:} \quad d = 1,128 \times \sqrt{\frac{M}{w \times \rho}} \quad [\text{m}] \quad [4]$$


5.6.3. Návrh regulačního ventilu s havarijní funkcí

Návrh regulačního ventilu a ventilů s havarijní funkcí vychází z hodnoty průtokového součinitele K_v , jenž se určí z poměru hodnot tlakového spádu ventilu Δp_{ventil} . Tlakový spád pro ventil s havarijní funkcí by měl být co nejmenší, protože slouží pouze k odstavení přívodu páry do výměníku při havarijním stavu či nestandardním provozu. Volím dle [8] $\Delta p_{\text{ventil}}=0,4 \text{ bar}$. Návrh byl proveden pomocí návrhové programu Ventily od fy. LDM spol. s.r.o. [10]. Výstupem je vypočet a specifikace ventilu dle obr. 15. Navrhnutý typ ventilu je RV 222 EPN 1113 L1 40/220-100.

Vstupní parametry:

- Tlak na vstupu: $p_1 = 10 \text{ bar}$
- Tlak na výstupu: $p_2 = 9,6 \text{ bar}$
- Hmotnostní průtok: $M_p = 6100 \text{ kg/h}$
- Teplota: $t = 220 \text{ }^\circ\text{C}$

Obr. 15. Specifikace regulačního ventilu s havarijní funkcí:

Výpočet a technická specifikace ventilu č.:				
Zákazník :	Projekt :Nový projekt		KKS kód :	
Vstupní údaje :				
Medium: přehřátá pára				
Teplota [stav 1]	t ₁ = 220	°C	t ₂ = 219,7	°C
Měrný objem	v ₁ = 0,19595	m ³ /kg	v ₂ = 0,203621	m ³ /kg
				
Provozní stav 1				
p ₁ = 10 bar přetl.	p ₂ = 9,6 bar přetl.	Q= 6100 kg/h	t= 220 °C	Kv= 137,63 m ³ /h h ₁ = 85,76 %
Provozní stav 2				
Provozní stav 3				
Zvolená hodnota	Kvs = 160 m³/h		[Cv = 185 US galon/min]	
Charakteristika	Lineární			
Kontrola tlak. spádu :				
V pořádku - oblast podkritického tlakového spádu.				
Kontrola rychlosti :				
Rychlost proudění vyhovuje ve vstupním i výstupním potrubí.				
Průměr potrubí d ₁ = 100 mm	Rychlost proudění c ₁ = 42,28m/s (Max. doporučeno : 79,44m/s)			
Průměr potrubí d ₂ = 100 mm	Rychlost proudění c ₂ = 43,93m/s (Max. doporučeno : 79,51m/s)			
Armatura				
Dvoucestný ventil přímý s vyváženou kuželkou				
Typové číslo				
RV222 EPN 1113 L1 40/220-100				
Jmenovitá světlost	DN 100			
Jmenovitý tlak	PN 40			
Max. pracovní teplota	220°C (Návrh proveden pro teplotu média t_{max}=220°C)			
Materiálové provedení tělesa	Uhlíková ocel 1.0619 (GP240GH)			
Provedení připojení	Příruba s hrubou těsnící lištou			
Jmenovitý průtokový součinitel Kvs	160 m ³ /h			
Průtoková charakteristika	Lineární			
Těsnění v sedle	Kov - kov			
Druh ucpávky	DRSpack® (PTFE)			
Ovládání ventilu	Elektrický pohon			
Nevýbušné provedení	Ne			
Max. provozní přetlak p _{pmax}	27,4 bar při teplotě t = 220 °C			
Ovládání				
Druh	Elektrický pohon			
Výrobce	Regada.Prešov			
Název	Modact MT	Havarijní funkce	Ne	
Typové číslo	52 400.0-xxxx	Napájení	230 V AC	
Řízení	3-bodové	Jmenovitá síla	12500 N	
Vypočtená ovládací síla 2000 N při tlaku 1/0,96 MPa přetl.				

Průtokový součinitel: pro stav kdy je $\Delta p < p_1/2$

$$K_v = \frac{Q_m}{100} \times \sqrt{\frac{v_2}{\Delta p_{\text{ventil}}}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad [5]$$

Bezpečnostní přídavek: $K_{vs} = 1,1 \div 1,3 \times K_v$ $[\text{m}^3/\text{h}]$ [6]

5.6.4. Návrh regulačního ventilu

Regulační ventil se navrhuje obdobně jako v předchozí kapitole 4.6.3. Pro výpočet je nutné znát objemový průtok M_v [m³/h] a tlakovou ztrátu ventilu Δp_{ventil} [kPa]. Tato ztráta je stanovena následujícím výpočtem. Kontrola ventilu se provede určením autority, která by měla být rovno nejméně 0,3.

Výpočet tlakové ztráty ventilu:

$$\Delta p_{\text{ventil}} = p_1 - p_2 = 864,6 - 436,2 = \underline{422,9 \text{ kPa}} \quad [7]$$

$$p_1 = p_p - \Delta p_p - \Delta p_{v1} - \Delta p_{\text{VymTTV}} = 1000 - 2,4 - 33 - 100 = 864,6 \text{ kPa} \quad [8]$$

$$p_2 = p_k + \Delta p_k + \Delta p_{\text{MT}} + \Delta p_{\text{DK}} = 400 + 19,2 + 2,5 + 20 = 441,7 \text{ kPa} \quad [9]$$

$$\Delta p_{\text{Vym}} = 100 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_p = 2,4 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_k = 13,7 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{v1} = 33 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{DK}} = 20 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{MT}} = 2,5 \text{ kPa}$$

Δp_{VymTTV} ..tlaková ztráta výměníku, hodnota převzata od výrobce [9]

Δp_ptlaková ztráta parního potrubí, viz. tab. 4,

Δp_ktlaková ztráta kondenzátního potrubí, viz. tab. 5.

Δp_{v1}tlaková ztráta regulačního ventilu na straně páry, viz obr. 15.

Δp_{DK}tlaková ztráta výměníku pro dochlazení kondenzátu, odhad

Δp_{MT}tlaková ztráta měřiče tepla, hodnota odečtená z technických údajů od výrobce [18]

Tab. 4. Výpočet tlakových ztrát parního potrubí

DN	w (m/s)	D (m)	ρ (m ³ /kg)	η (Pa.s)	Re (-)	k (m)	λ (-)	l (m)	Δp_λ (Pa)	$\Sigma \zeta$ (-)	Δp_ζ (Pa)	$\Sigma \Delta p_p$ (Pa)
125	30	0,124	0,21	0,0000167	46638,8	0,00002	0,01618	4	40	14,1	1333	1373
80	30	0,082	0,21	0,0000167	30089,5	0,00002	0,01686	2	34	16,3	1257	1291

$\Sigma \zeta$ pro DN125:

(kaldník, UV, F, 4xkolena, 2xR)

$$\Sigma \zeta = 0,7 + 6,2 + 3,2 + 4 \times 0,5 + 2 \times 1 = 14,1$$

$\Sigma \zeta$ pro DN80:

(2xUV, 3xkolena, 2xR, T-kus)

$$\Sigma \zeta = 2 \times 4,9 + 3 \times 0,5 + 2 \times 1 + 3 = 16,3$$

k.....měrná drsnost potrubí, $k = 0,01 \div 0,05 \text{ mm}$ dle [6] str.420, volím $k = 0,02 \text{ mm}$

Tab. 5. Výpočet tlakových ztrát kondenzátního potrubí

DN	M (m ³ /h)	l (m)	w (m/s)	R (Pa/m)	R.l (Pa)	$\Sigma \zeta$ (-)	Z (Pa)	$\Sigma \Delta p_k$ (Pa)
40	3,1	3	0,72	130	390	39,2	9957	10348
50	6,2	12	0,85	142	1704	14,2	7151	8855

$\Sigma\zeta$ pro DN40:
(2xUV, 2xZK, 2xF, 5xkolena, 9xR, T- kus)
 $\Sigma\zeta=2\times5,6+2\times3,2+2\times2,3+5\times0,5+9\times1+3=39,2$

$\Sigma\zeta$ pro DN50:
(UV, ZK, 2xKL, 5xR, 11xkolena)
 $\Sigma\zeta=4,5+3,2+2\times1+5\times1+11\times0,5=20,2$

Reynoldsovo číslo: $Re = \frac{w \times D \times \rho}{\eta}$ [-] [10]

Součinitel tření: $\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \times \log \frac{D}{k}\right)^2}$ [-] [11]

Ztráty třením v potrubí: $\Delta p_{\lambda} = R \times l = \lambda \times \frac{l}{D} \times \frac{w^2}{2} \times \rho$ [Pa] [12]

Ztráty řazenými odpory: $\Delta p_{\zeta} = Z = \Sigma\zeta \times \frac{w^2}{2} \times \rho$ [Pa] [13]

Součinitelé místních odporů ζ byly odečteny z tab. 15-20 viz. příloha 2. a pro ostatní armatury od výrobce LDM [10].

<u>Vstupní parametry:</u>	stav1	stav2
• Tlak před ventilem:	$p_1=864$ kPa	$p_1=864$ kPa
• Tlak za ventilem:	$p_2=441,7$ kPa	$p_2=441,7$ kPa
• Objemový průtok:	$M_v=3,2$ m ³ /h	$M_v=0,61$ m ³ /h
• Teplota média:	$t=65$ °C	$t=65$ °C

Vstupní parametry pro návrh regulačního ventilu představují stav1 (zimní provoz) a stav2 (letní provoz). Pro stav1 jsou parametry dané dle předcházejících výpočtů. Pro stav2 je objemový průtok M_{vmin} je odečten z grafu 2.

Výstupem z programu VENTIL je výpočet a specifikace ventilu dle obr. 16. Typ ventilu je RV 223 EPN 1113 S4 16/140-020. Pro lepší regulovatelnost je zvolen regulační ventil s charakteristikou LDMspline.

Výpočet autority:

$$a = \frac{\Delta p_{VENTILH100}}{\Delta p_{VENTILH0}} = \frac{405}{1000} = 0,405 \text{ vyhovuje} \quad [-] \quad [14]$$

$\Delta p_{VENTILH100}$...tlaková ztráta ventilu, hodnota vypočtená v programu VENTIL [10]
 $\Delta p_{VENTILH0}$...dispoziční tlak před ventilem při nulovém průtoku

Obr. 16. Specifikace regulačního ventilu

Výpočet a technická specifikace ventilu č.:			
Zákazník :	Projekt : Nový projekt	KKS kód :	
Vstupní údaje :			
Medium: voda			
Teplota [stav 1]	t = 65	°C	
Hustota při t	ρ = 980,93	kg/m ³	
Tlak sytých par při t	p _s = 0,03	MPa	
Provozní stav 1			
p ₁ = 864 kPa přetl.	p ₂ = 441,7 kPa přetl.	Q = 3,2 m ³ /h	t = 65 °C
		Kv = 1,54 m ³ /h	h ₁ = 98,92 %
Provozní stav 2			
p ₁ = 864 kPa přetl.	p ₂ = 441,7 kPa přetl.	Q = 0,61 m ³ /h	t = 65 °C
		Kv = 0,29 m ³ /h	h ₂ = 50,32 %
Provozní stav 3			
Zvolená hodnota Kvs = 1,6 m³/h [Qv = 1,85 US galon/min]			
Charakteristika LDMspline®			
Kontrola kavitace : Nehrozí nebezpečí kavitace.			
Kontrola rychlosti : Rychlost média vyhovuje Průměr potrubí d = 20 mm Rychlost proudění c = 2,83 m/s			
Armatura Dvoucestný ventil přímý			
Typové číslo RV220 EPN 1113 S4 16/140-020			
Jmenovitá světlost	DN 20		
Jmenovitý tlak	PN 16		
Max. pracovní teplota	140°C (Návrh proveden pro teplotu média t_{max}=100°C)		
Materiálové provedení tělesa	Uhlíková ocel 1.0619 (GP240GH)		
Provedení připojení	Příruba s hrubou těsnící lištou		
Jmenovitý průtokový součinitel Kvs	1,6 m ³ /h		
Průtoková charakteristika	LDMspline®		
Těsnění v sedle	Kov - kov		
Druh ucpávky	DRSpack® (PTFE)		
Ovládání ventilu	Elektrický pohon		
Nevýbušné provedení	Ne		
Max. provozní přetlak p _{prmax}	13,6 bar při teplotě t = 100 °C		
Ovládání			
Druh	Elektrický pohon		
Výrobce	Regada Prešov		
Název	Modact MT	Havarijní funkce	Ne
Typové číslo	52 400.0-xxxxx	Napájení	230 V AC
Řízení	3-bodové	Jmenovitá síla	8000 N
Vypočtená ovládací síla 336 N při tlaku 0,86/0,44 MPa přetl.			



5.7 Sekundární okruh

5.7.1. Návrh dimenze potrubí sekundární strany

Návrh DN potrubí sekundární strany bude stejný jako v kap.5.6.2. Návrh je proveden pro potrubí TTV, dimenze potrubí TUV je navržena pouze k rozdělovači TUV, zbytek dimenzí i s trasou cirkulace jsou převzaty ze stávajícího stavu. Dle [8] je $R=100\div 200\text{Pa/m}$, $w=0,7\div 1,6\text{m/s}$, $\rho = 980\text{ m}^3/\text{kg}$. Návrh DN potrubí je zobrazen v tab. 6.

Tab. 6. DN potrubí sekundární strany

Okruh TTV								
	Výpočet				Návrh DN	Ověření dle tab. 15-16		
	Q [kW]	M [m ³ /s]	w [m/s]	d [m]		w [m/s]	R [Pa/m]	
1	2200	0,027	1,2	0,169842	150	1,54	144	
2	4400	0,054	1,5	0,214834	200	1,62	108	
3	2400	0,03	1	0,196116	200	0,9	33,8	
Okruh TTV pro ohřev TUV								
4	2000	0,024	1,2	0,160128	150	1,3	110	
Okruh TUV po rozdělovači								
5	2000	0,012	1	0,124035	125	0,99	77	
Rozdělovač a sběrač TTV								
A	360	0,0045	1	0,075955	80	0,87	99	
B	1200	0,015	1,2	0,126592	125	1,25	122	
C	96	0,0012	1	0,039223	40	0,87	199	
D	696	0,009	1	0,107417	100	1,16	137	
E	48	0,0006	1	0,027735	32	0,59	133	
Rozdělovač TUV				Sběrač TUV				
A	DN 80				DN 65			
B	DN 100				DN 80			
C	DN 50				DN 50			
D	DN 100				DN 80			
E	DN 32				DN 32			

$$\text{Objemový průtok: } M_v = \frac{Q}{c \times \Delta t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad [15]$$

$$\text{Dimenze potrubí: } d = \sqrt{\frac{M_v}{0,78 \times w}} \quad [\text{m}] \quad [16]$$

Při výpočtu objemových průtoků byly hodnoty Q [kW] použity z tab. 2.

5.7.2. Návrh třicestného regulačního ventilu

Výpočet je opět proveden pomocí programu VENTIL. Tlaková ztráta ventilu je zvolena na základě doporučení dle [8] $\Delta p_{\text{ventil}}=20\text{kPa}$. Funkce trojcestného ventilu spočívá v regulaci teploty TTV směšováním vratné větve TTV do přívodní.

Vstupní parametry:

- Tlak na vstupu: $p_1=470\text{kPa}$ ($p_1=p_s$ viz. kap.5.9.1.)
- Tlak na výstupu: $p_2=450\text{kPa}$
- Objemový průtok: $M_V=108\text{m}^3/\text{h}$
- Teplota: $t=80^\circ\text{C}$

Obr. 17. Specifikace trojcestného regulačního ventilu

Výpočet a technická specifikace ventilu č.:			
Zákazník :	Projekt : Nový projekt	KKS kód :	
Vstupní údaje :			
Medium: voda			
Teplota [stav 1]	t = 80	°C	
Hustota při t	$\rho = 972,01$	kg/m ³	
Tlak sytých par při t	$p_s = 0,05$	MPa	
Provozní stav 1			
$p_1 = 480$ kPa přetl.	$p_2 = 460$ kPa přetl.	Q = 108 m ³ /h	t = 80 °C
Provozní stav 2		Kv = 238,09 m ³ /h	h ₁ = 95,15 %
Provozní stav 3			
Zvolená hodnota		Kvs = 250 m³/h	[Cv = 289 US galon/min]
Charakteristika		Lineární	
Kontrola kavitace :			
Nehrozí nebezpečí kavitace.			
Kontrola rychlosti :			
Rychlost média vyhovuje			
Průměr potrubí d = 150 mm		Rychlost proudění c = 1,7 m/s	
Armatura		Třicestný ventil reverzní	
Typové číslo		RV113 M 6331 16/150-150	
Jmenovitá světlost		DN 150	
Jmenovitý tlak		PN 16	
Max. pracovní teplota		150°C (Návrh proveden pro teplotu média t_{max}=80°C)	
Materiálové provedení tělesa		Šedá litina EN-JL 1040 (EN-GJL-250)	
Provedení připojení		Příruba s hrubou těsnicí lištou	
Jmenovitý průtokový součinitel Kvs		360 m ³ /h	
Průtoková charakteristika		LDMspline®	
Těsnění v sedle		EPDM	
Druh ucpávky		O-kroužek EPDM	
Ovládání ventilu		Elektrický pohon	
Nevýbušné provedení		Ne	
Max. provozní přetlak p _{max}		16 bar při teplotě t = 80 °C	
Ovládání			
Druh		Elektrický pohon	
Výrobce		LDM	
Název		ANT40	Havarijní funkce
Typové číslo		ANT40.11	Napájení
Řízení		3-bodové	Jmenovitá síla
Rychlost ot./uz.		10/10 mm/min	2500 N
Vypočtená ovládací síla 775 N při tlaku 0,48/0,46 MPa přetl.			

5.7.3. Návrh ohřevu TUV

Stávající akumulční ohřev TUV bude nahrazen průtočným s malou akumulací využitím stávajících parních dohříváků, které budou upraveny pro potřeby akumulace. Ohřev bude prováděn topnou vodou o teplotě min. 75°C přes trubkový výměník. Průtočný ohřev je doplněn o zásobník TUV, který slouží pro pokrytí krátkodobých odběrových špiček. Tyto špičky dle normy ČSN 06 0230 zpravidla nepřesahují rozmezí 20 až 60 minut.

Výkon Q_{TUV} [kW] byl stanoven v kap. 5.3. Objem zásobníku je stanoven výpočtem, volím $\tau = 28$ min.

Výpočet objemu zásobníku TUV:

$$V_z = \frac{Q_z}{c \times (t_2 - t_1)} = \frac{933}{1,163 \times (55 - 15)} = \underline{\underline{20m^3 \rightarrow 20000l}} \quad [17]$$

$$Q_{TUV} = \frac{Q_z}{\tau} \Rightarrow Q_z = Q_{TUV} \times \tau = 2000 \times \frac{28}{60} = \underline{\underline{933kWh}} \quad [18]$$

Budou použity 2 stávající zásobníky, jeden o objemu $V=10000$ l. Softwarově bude řízeno krátkodobé přehřívání TUV pro minimalizování nebezpečí rozmnožení bakterií legionely.

5.8 Návrh čerpadel

Ve výměňkové stanici jsou čerpadla pro cirkulaci TTV, čerpadlo ohřevu TUV a čerpadla pro cirkulaci TUV.

5.8.1. Čerpadlo cirkulace TTV

Jelikož mi nejsou známy hydraulické podmínky stávající tepelné sítě, bude návrh nového čerpadla proveden na základě parametrů stávajícího čerpadla. Pro cirkulaci TTV budou použity 2 čerpadla v paralelním provozu. Z toho jedno bude sloužit jako 100% záloha. Předpokladem je, že instalace nového zařízení by neměla mít větší tlakovou ztrátu než stávající zařízení.

Stávající čerpadla:

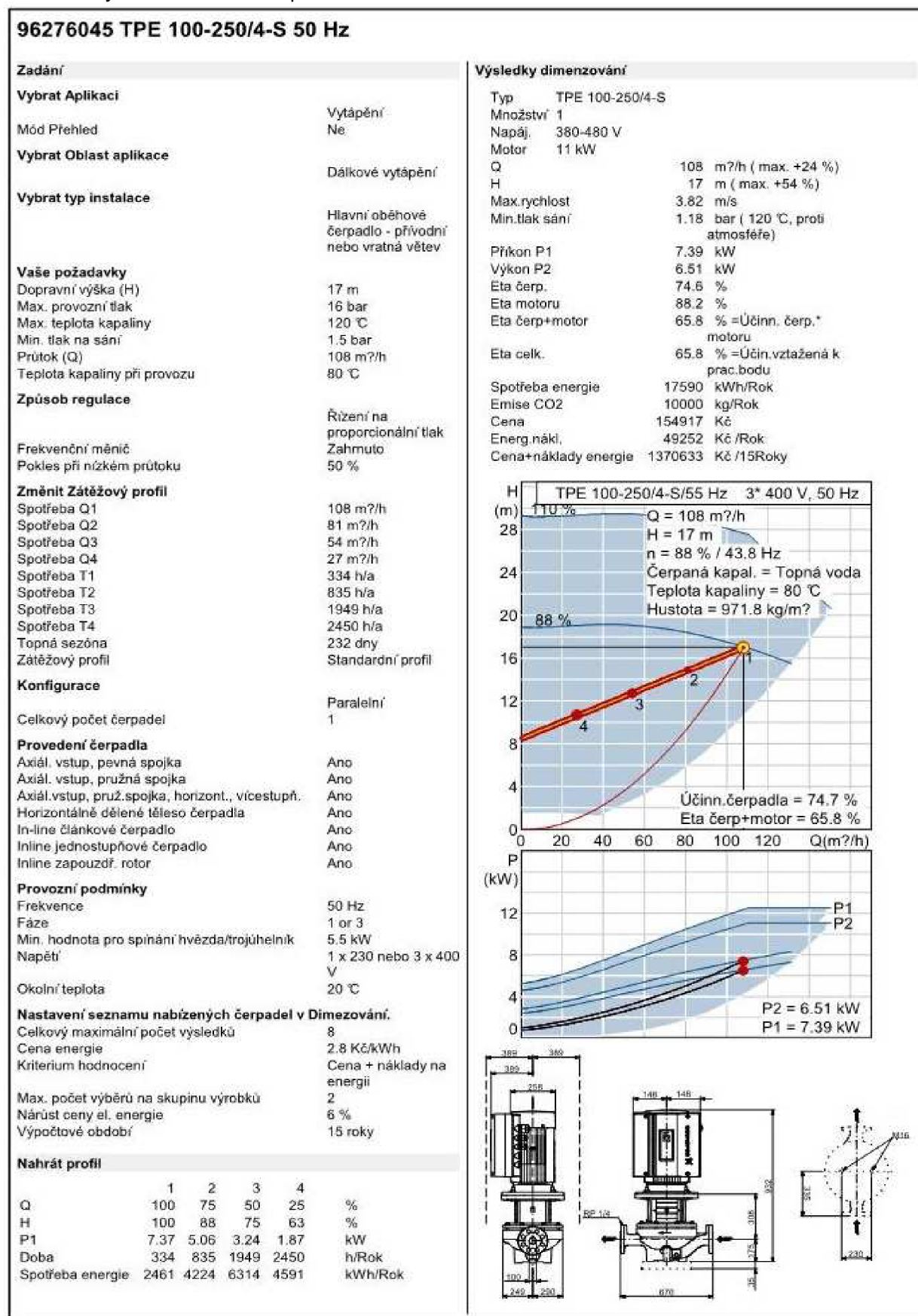
3x GRUNDFOS CLM 125-240-7,5; $M_{TTV} = 63 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 17,0 \text{ m v.sl.}$

Parametry nového čerpadla:

- Objemový průtok: $M_{TTV} = 108 \text{ m}^3/\text{h}$
- Výtlačná výška: $H = 17,0 \text{ m v.s.}$
- Provozní teplota: $t = 80^\circ\text{C}$

Pomocí programu WinCAPS od fy. Grundfos, s.r.o. [19] je navrženo nové čerpadlo GRUNDFOS TPE-100-250/4-S. Výkon čerpadla bude řízen změnou otáček stávajícím frekvenčním měničem.

Obr. 18. Výsledek návrhu čerpadla oběhu TTV



5.8.2. Čerpadlo ohřevu TUV

Pro návrh čerpadla je nutné znát výtlačnou výšku čerpadla a objemový průtok. Výtlačná výška čerpadla se stanoví na základě tlakových ztrát okruhu ohřevu TUV. Postup výpočtu je následující:

Výpočet výtlačné výšky čerpadla:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \times g} = \frac{154600}{980 \times 9,81} = \underline{16m} \text{ v.sl.} \quad [19]$$

$$\Delta p = \Delta p_P + \Delta p_{MT} + \Delta p_{VymTUV} + \Delta p_{VymTTV} = 42,2 + 5 + 7,4 + 100 = \underline{154,6 \text{ kPa}} \quad [20]$$

$$\Delta p_{VymTTV} = 2 \times 50 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{VymTUV} = 7,4 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_P = 42,2 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{MT} = 5 \text{ kPa}$$

Δpcelková tlaková ztráta

Δp_{VymTTV} ..tlaková ztráta výměníku, hodnota převzata od výrobce [9]

Δp_{VymTUV} ..tlaková ztráta výměníku, hodnota převzata od výrobce [9]

Δp_Ptlaková ztráta potrubí, viz. tab . 7.

Δp_{MT}tlaková ztráta měřiče tepla, hodnota odečtená z technických údajů od výrobce [18]

Tab. 7. Výpočet tlakových ztrát potrubí

DN	M (m ³ /h)	l (m)	w (m/s)	R (Pa/m)	R.l (Pa)	$\Sigma \zeta$ (-)	Z (Pa)	$\Sigma \Delta p_P$ (Pa)
150	86	22	1,3	110	2420	15,3	12670	15090
150	97	8	1,54	144	1152	4,3	5000	6152
200	194	11	1,62	108	1188	15,1	19420	20608

$\Sigma \zeta$ pro DN150:

(kaldn, UV, F, 4xkolena, 2xR)

$$\Sigma \zeta = 0,7 + 6,2 + 3,2 + 4 \times 0,5 + 2 \times 1 = 14,1$$

$\Sigma \zeta$ pro DN150:

(2xUV, 3xkolena, 2xR)

$$\Sigma \zeta = 2 \times 4,9 + 3 \times 0,5 + 2 \times 1 = 13,3$$

$\Sigma \zeta$ pro DN150:

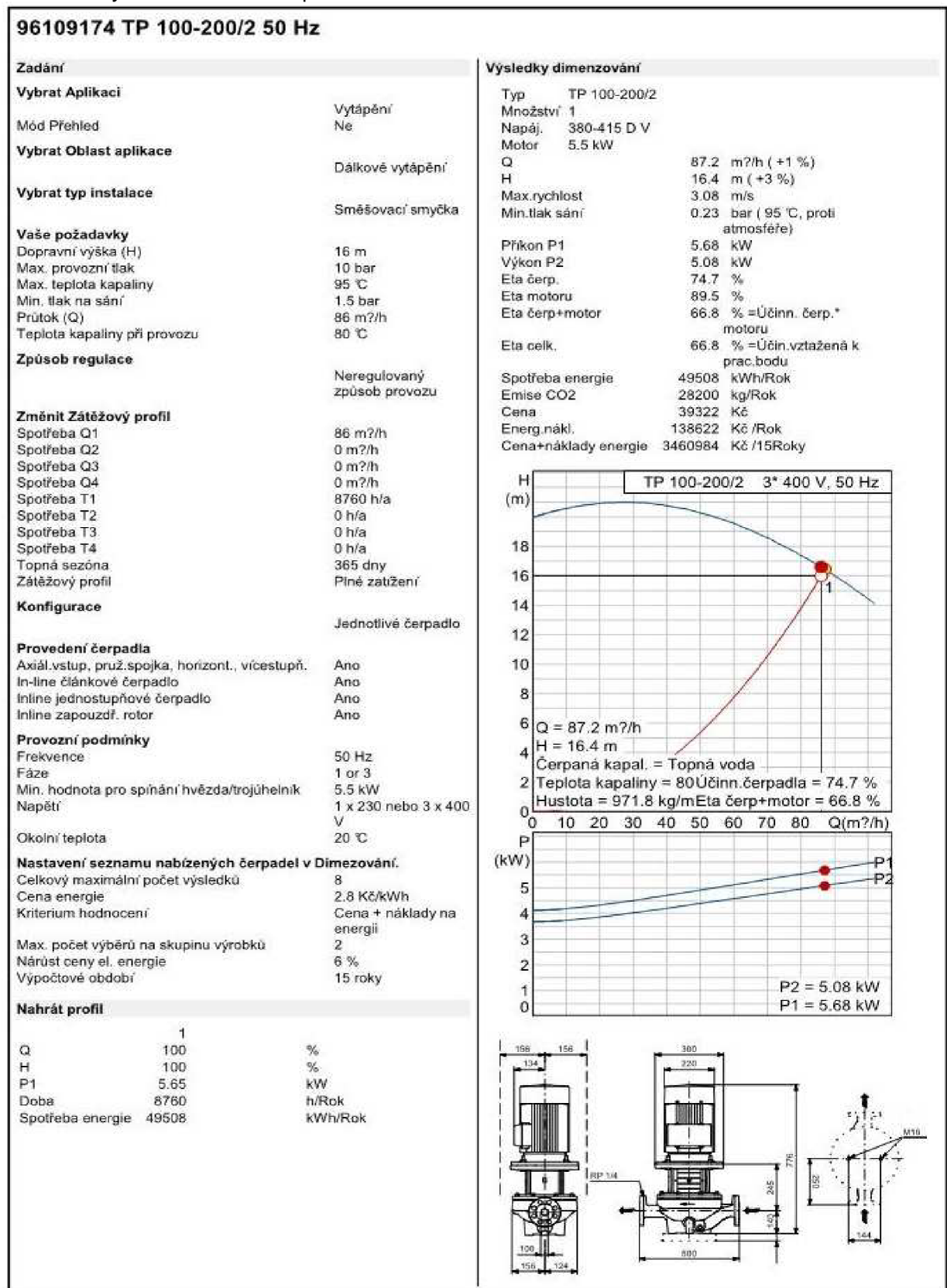
(2xUV, 3xkolena, 2xR)

$$\Sigma \zeta = 2 \times 4,9 + 3 \times 0,5 + 2 \times 1 = 13,3$$

Parametry nového čerpadla:

- Objemový průtok: $M_{TTV} = 86 \text{ m}^3/\text{h}$
- Výtlačná výška: $H = 16,0 \text{ m v.s.}$
- Provozní teplota: $t = 80^\circ\text{C}$

Obr. 19. Výsledek návrhu čerpadla ohřevu TUV



Pomocí programu WinCAPS je navrženo nové čerpadlo GRUNDFOS TP-100-200/2.

5.8.3. Čerpadlo cirkulace TUV

Budou použita stávající čerpadla v paralelním provozu.

2x GRUNDFOS LM 80-160/162: $M_V = 6 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 9,0 \text{ m v.sl.}$

5.9 Zabezpečovací zařízení

5.9.1. Expanzní zařízení

Návrh expanzní nádoby se určuje na základě výpočtu expanzního objemu. Výpočet je stanoven z [5] str. 774. Výpočet celkového objemu soustavy lze stanovit na základě měrného ukazatele 13 litrů vody na 1kW výkonu.

Celkový objem soustavy :

$$V_o = Q \times 13 = 4400 \times 13 = 57200l \quad [21]$$

Minimální objem expanzní nádoby:

$$V_c = 1,3 \times V_o \times \Delta v = 1,3 \times 57200 \times 0,02 = 1487l \quad [22]$$

Skutečný objem uzavřené expanzní nádoby:

$$V = \frac{V_c \times (p_h + 100)}{p_h - p_d} = \frac{1487 \times (520 + 100)}{520 - 420} = \underline{\underline{9220l}} \quad [23]$$

Δv ...poměrné zvětšení vody, odečteno z tab. 6.1-14 str. 774 [6].

Pro výpočet skutečného objemu expanzní nádoby je nutné znát tlakové poměry v otopné soustavě, které jsou stanoveny výpočtem z [3] str. 78 a jsou znázorněny na obr. 20.

Stanovení tlakových poměrů v otopné soustavě:

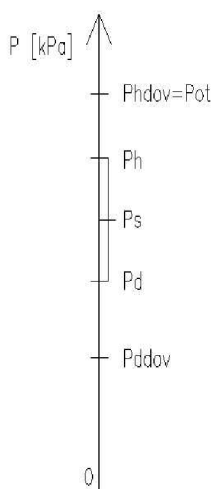
$$p_{ddov} \geq 1,1 \times (h \times \rho \times g \times 10^{-3} + \Delta p_z) \geq 1,1 \times (20 \times 980 \times 9,81 \times 10^{-3} + 170) [24]$$

$$p_{ddov} = \underline{\underline{400kPa}}$$

$$p_d = 1,05 \times p_{ddov} = 1,05 \times 400 = \underline{\underline{420kPa}}$$

$$p_h = p_{hdov} \times 0,95 = 550 \times 0,95 = \underline{\underline{520kPa}} \quad [25]$$

$$p_s = \frac{p_h + p_d}{2} = \frac{520 + 420}{2} = \underline{\underline{470kPa}} \quad [26]$$



$$h=20\text{m}$$

$$p_{hdov}=550\text{kPa}$$

Obr. 20. Posloupnost přetlaků v otopné soustavě

hnejvyšší bod otopné soustavy

p_{ddov} ..nejnižší dovolený přetlak otopné soustavy

p_dnejnižší provozní přetlak

p_hnejvyšší provozní přetlak

p_sprovozní přetlak, nejčastěji střešní hodnota z nejvyššího a nejnižšího provozního přetlaku

p_{hdov} ..nejvyšší dovolený přetlak soustavy, je roven otevíracímu přetlaku pojistného ventilu. Údaj je stanoven na základě parametrů provozované soustavy.

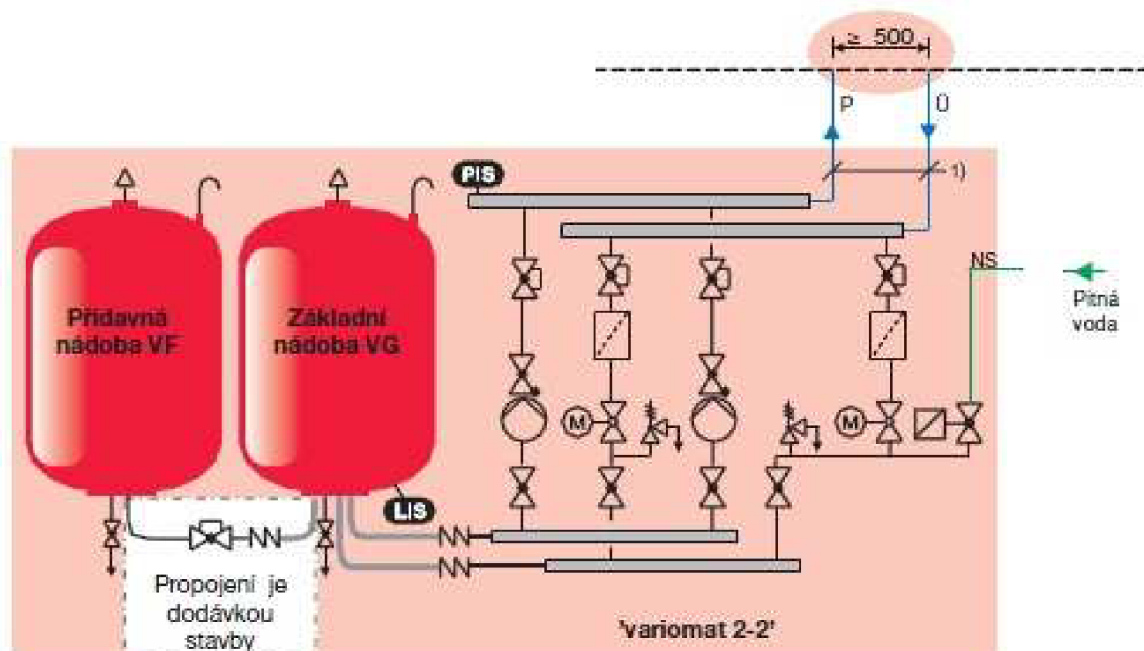
Průměr expanzního potrubí:

$$d = 10 + 0,6 \times \sqrt{Q_p} = 10 + 0,6 \times \sqrt{8800} = 66,3 \text{ mm} \rightarrow \text{DN65} \quad [27]$$

Q_p ...pojistný výkon, stanovený v kap 5.9.2.

Celkový objem nádrží je tedy 9220 l. Jako expanzní zařízení je navrženo vyrovnávací a doplňovací zařízení VARIOMAT 2-9/95, sestava V 2-2/95/5000/4000 a expanzní nádoba 200 l, typ REFLEX N200/6. Plnicím přetlak přednastavený výrobcem je 4 bar. Zařízení bude nastaveno na max. provozní přetlak 0,52 MPa. Doplňování sekundární sítě bude prováděno upravenou vodou z CHÚV přes vodoměr. Expanzní zařízení bude napojeno na zpětnou větev TTV.

Obr. 21. Schéma zapojení expanzního zařízení [13]



5.9.2. Pojistné zařízení

Jako pojistné zařízení ve smyslu ČSN 06 0830 budou sloužit pojistné ventily pružinové plnozdvižné, otevírací přetlak 0,55 MPa, osazené u každého výměníku na výstupním potrubí sekundární strany. Velikost ventilů je stanoven výpočtem dle ČSN 06 0830.

Celkový výkon zdroje:

$$Q_C = 4400 \text{ kW}$$

Pojistný výkon pro výměňky platí:

$$Q_p = 2 \times Q_C = 2 \times 4400 = 8800 \text{ kW} \quad [28]$$

Pojistný průtok pro vodu:

$$V_p = 10^{-3} \times Q_p = 10^{-3} \times 8800 = 8,8 \text{ m}^3 / \text{h} \quad [29]$$

Průřez sedla pojistného ventilu:

$$A_o = \frac{2 \times Q_p}{\alpha_v \times \sqrt{p_{ot}}} = \frac{2 \times 8800}{0,78 \times \sqrt{550}} = \underline{\underline{962 \text{ mm}^2}} \quad [30]$$

α_v ...výtokový součinitel, odečten z tabulek výrobce [16]
 p_{ot} ...otevřací přetlak pojistného ventilu, $p_{ot}=p_{hdov}$ viz. kap. 5.9.1

Vnitřní průměr pojistných potrubí:

$$d_v = 15 + 1,4 \times \sqrt{Q_p} = 15 + 1,4 \times \sqrt{8800} = 146 \text{ mm} \rightarrow \text{DN150} \quad [31]$$

Na základě výpočtu navrhuji pojistný ventil Si 6301 DN50/DN80 od fy. JSP, s.r.o. [16]. Skutečný průřez sedla je 1257 mm^2 .

5.10 Popis trubního systému

Trubní rozvody páry a TTV budou provedeny z trubek ocelových bezešvých hladkých, j.m. 11 353, ohyby hladké $R = 1,5 \text{ DN}$. Rozvody TUV z trubek závitových pozinkovaných. Pro uložení potrubí budou provedeny konzoly z profilové oceli s třmeny. Potrubí bude vyspádováno, odvodušněno a opatřeno vypouštěním.

Jako uzavírací armatury na parním potrubí jsou navrženy přírubové ocelolitinové uzavírací ventily. Na potrubí TTV do DN 50 závitové kulové kohouty, nad DN 50 uzavírací bezpřírubové klapky, vypouštěcí kohouty a automatické odvodušňovací ventily.

Pro uložení potrubí bude v maximální míře využito stávajících pomocných ocelových konstrukcí a závěsových prvků.

5.11 Popis technologie činnosti

5.11.1. Primární okruh

Stávající přípojka páry o přetlaku 1 MPa, DN 200, vedená průchozím kanálem, je ukončena na vstupu do VS. Potrubí páry bude na vstupu do výměňkové stanice redukováno na dimenzi DN125, čímž bude zvýšena rychlost na 30 m/s. Na vstupu bude instalován stávající kalník DN200 pro zachycení a odvodu kondenzátu z parovodu. Odvodnění kalníku bude zavedeno do vratného potrubí kondenzátu přes stávající odvaděče kondenzátu DN 50 (otevřítí při 65°C). Na společném přívodu páry k výměňkům bude umístěn regulační ventil s havarijní funkcí

DN100, $kvs=160$. Potrubí bude do kondenzátu napojeno za fakturačním měřením přes tlumič rázů DN20.

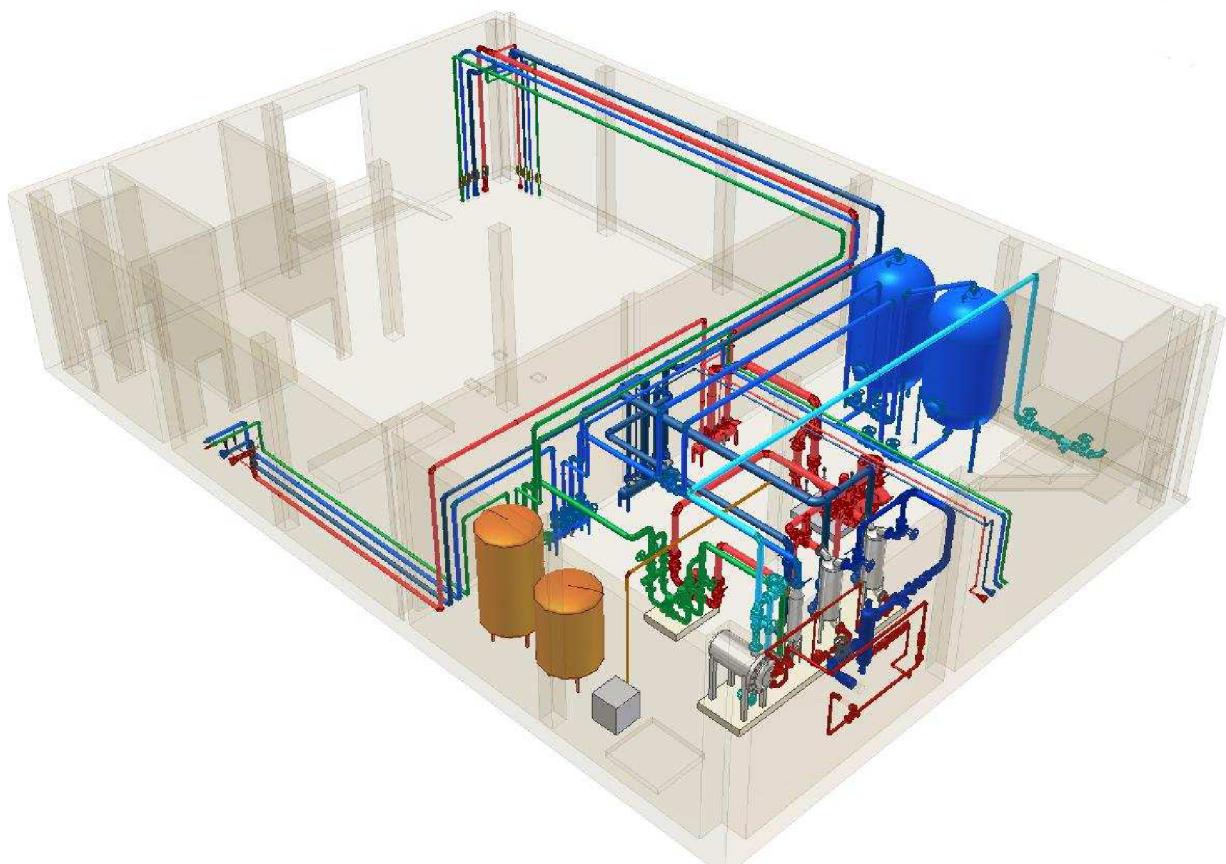
Tlakový kondenzát z výměníků tepla s předpokládanou teplotou max. 65°C bude sveden potrubím DN 50 do vstupní šachty parovodní přípojky a napojen na stávající kondenzátní potrubí DN 100. Požadavek na co nejnižší teplotu vratného kondenzátu je zajištěno dochlazovačem kondenzátu, který bude využit stávající. Napojovací dimenze dochlazovače je na pitné vodě DN150, na topné vodě DN65. Plocha dochlazovače je 16 m².

5.11.2. Sekundární okruh

TTV je připravována ve výměnících tepla na konstantní teplotu 80°C. Regulaci zajišťuje třicestný ventil změnou průtoku posunem kuželky v sedlu ventilu. Jištění topného okruhu je zabezpečeno pomocí pojistného ventilu, který je osazen na výstupním potrubí topné vody výměníků. Bezpečnou změnu objemu vody v topném systému je zajištěna pomocí expanzomatů.

TUV bude připravována ve výměníku TUV teplou topnou vodou na konstantní teplotu 55°C.

Obr . 22. Axonometrický pohled na VS



5.12 Zkoušky topného zařízení

Zkoušky topného zařízení musí být provedeny v souladu s požadavky ČSN 06 0310 a ČSN 06 0830. Před vyzkoušením a uvedením do provozu musí být zařízení propláchnuto (postup viz. ČSN 06 0310). Po propláchnutí musí být topná soustava naplněna upravenou vodou podle ČSN 38 3350.

Druhy zkoušek ústředního vytápění:

- zkouška těsnosti
- zkoušky provozní
- zkouška dilatační
- topná zkouška

5.13 Hydraulické vyregulování sítě

Po zprovoznění nového zařízení VS musí být provedeno odbornou firmou hydraulické vyregulování nejen zařízení VS, ale celé sítě. To bude zahrnovat nejen nastavení požadovaných průtoků v jednotlivých potrubních okruzích ve výměňkové stanici, ale i nastavení požadovaných průtoků na vstupech do jednotlivých napojených objektů.

6 Ekonomické zhodnocení technologie

6.1 Pořizovací náklady

Tab. 8. Specifikace materiálů

p.č.	název	ks	celk. cena vč. DPH [Kč]
1	Spirálový protiproudý vertikální trubkový výměník TTV, materiál AISI 321, výkon 2200 kW, PN25/PN16	2	722 680
2	Spirálový protiproudý vertikální trubkový výměník TV, materiál AISI 321, výkon 2000 kW, PN16/PN16	1	240 500
3	Oběhové čerpadlo TTV GRUNDFOS TPE 100-250/4-S, m=108m ³ /hod, H=17 m v.sl.	2	309 834
4	Čerpadlo ohřevu TUV GRUNDFOS TP 100-200/2 A-F-A BAQF, m=86m ³ /hod, H=16 m v.sl.	2	78 644
5	Rozdělovač TTV DN250, l=2100 mm, včetně podstavy a izolace	1	29 247
6	Sběrač TTV DN250, l=2300 mm, včetně podstavy a izolace	1	33 024
7	Rozdělovač TUV DN200, l=1200 mm, včetně podstavy a izolace	1	19 355
8	Rozdělovač cirkulace TUV DN150, l=1150 mm, včetně podstavy a izolace	1	17 319
9	Akumulační nádrž TV 10m ³ (upravené nádrže parního dohřevu TUV)	2	21 184
10	Expanzní zařízení VARIOMAT 2-9/95, sestava V 2-2/95/500/400	1	843 899
11	Expanzní nádoba REFLEX N200/6	1	14 355
12	Regulační ventil PN40, Q=6,1t/hod, DN 100 + elektropohon	1	46 809
13	Regulační ventil PN16, Q=0,61-3,2m ³ /hod, DN 20 + elektropohon	1	33 06
14	Trojcestný regulační ventil PN6, Q=108m ³ /hod, DN 150 + elektropohon	1	36 456
15	Potrubí, armatury a další zařízení	-	2 026 540
16	Montáž a izolace potrubí	-	130 583
17	Montáž oplechování potrubí	-	88 485
18	Syntetické nátěry potrubí	-	22 950
19	Čištění potrubí profukováním nebo proplachováním	-	18 349
20	Tlakové zkoušky těsnosti potrubí	-	10 511
22	Hydraulické vyregulování systému	-	11 500
23	Demontáž stávajícího potrubí a zařízení	-	260 000
24	Demontáž tepelných izolací + likvidace	-	32 000
Ni			
		Celkem	5 014 224

6.2 Odhadované provozní náklady

Provozní náklady se určují nesnadno a jejich stanovení může být poněkud zkreslené.

Hodnoty pro výpočet:

- Výkon pro vytápění $Q_{TTV}=2,4\text{MW}$
- Výkon pro TUV $Q_{TUV}=2\text{MW}$
- Nákupní cena přehřáté páry $C_p=399\text{ Kč/GJ}$
- Roční doba využití TTV $h_{TTV}=5568\text{hod.}$
- Roční doba využití TUV $h_{TUV}=2926\text{hod.}$

Provozní náklady pro vytápění:

$$N_{TTV} = 3,6 \times Q_{TTV} \times h_{TTV} \times C_p = 3,6 \times 2,4 \times 5568 \times 399 = \underline{19194900 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [32]$$

Provozní náklady pro TUV:

$$N_{TUV} = 3,6 \times Q_{TUV} \times h_{TUV} \times C_p = 3,6 \times 2 \times 2920 \times 399 = \underline{8388576 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [33]$$

Provozní náklady ostatní:

$$N_o = \underline{300000 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [34]$$

Celkové roční náklady:

$$N_c = N_{TTV} + N_{TUV} + N_o = \underline{27883476 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [35]$$

6.3 Výnos z prodeje tepelné energie

Hodnoty pro výpočet:

- Výkon pro vytápění $Q_{TTV}=2,4\text{MW}$
- Výkon pro TUV $Q_{TUV}=2\text{MW}$
- Cena prodáváného tepla $C_T=450 \text{ K}\check{\text{c}}/\text{GJ}$
- Roční doba využití TTV $h_{TTV}=5568\text{hod.}$
- Roční doba využití TUV $h_{TUV}=2926\text{hod.}$

Výnos z prodeje tepla pro vytápění:

$$V_{TTV} = 3,6 \times Q_{TTV} \times h_{TTV} \times C_T = 3,6 \times 2,4 \times 5568 \times 450 = \underline{21648384 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [36]$$

Výnos z prodeje tepla pro TUV:

$$V_{TUV} = 3,6 \times Q_{TUV} \times h_{TUV} \times C_T = 3,6 \times 2 \times 2926 \times 450 = \underline{9460800 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [37]$$

Celkový výnos:

$$V_c = V_{TTV} + V_{TUV} = 21648384 + 9460800 = \underline{31109184 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [38]$$

6.4 Návratnost investice

Hodnoty pro výpočet:

- Pořizovací náklady: $N_i=5014224 \text{ K}\check{\text{c}}$
- Provozní náklady: $N_c=27883476 \text{ K}\check{\text{c}}/\text{rok}$
- Výnos z prodeje tepla: $V_c=31109184 \text{ K}\check{\text{c}}/\text{rok}$
- Diskontní sazba: $d_s=0,25 \text{ \%}$
- Životnost: $T_z=10 \text{ let}$

Roční přínos CF:

$$CF = V_c - N_c = 31109184 - 27883476 = \underline{3225708 \text{ K}\check{\text{c}} / \text{rok}} \quad [39]$$

Prostá doba návratnosti:

$$T_o = \frac{N_i}{CF} = \frac{5014224}{3225708} = \underline{1,554roku} \quad [40]$$

Reálná doba návratnosti (zahrnuto hledisko časové hodnoty peněz):

$$T_s = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - T_o \times d_s}\right)}{\ln(1 + d_s)} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - 1,554 \times 0,0025}\right)}{\ln(1 + 0,0025)} = \underline{1,559roku} \quad [41]$$

Příklad výpočtu DCF:

$$DCF = CF \times (1 - d_s)^r = 3225708 \times (1 + 0,0025)^1 = 3217663Kč \quad [42]$$

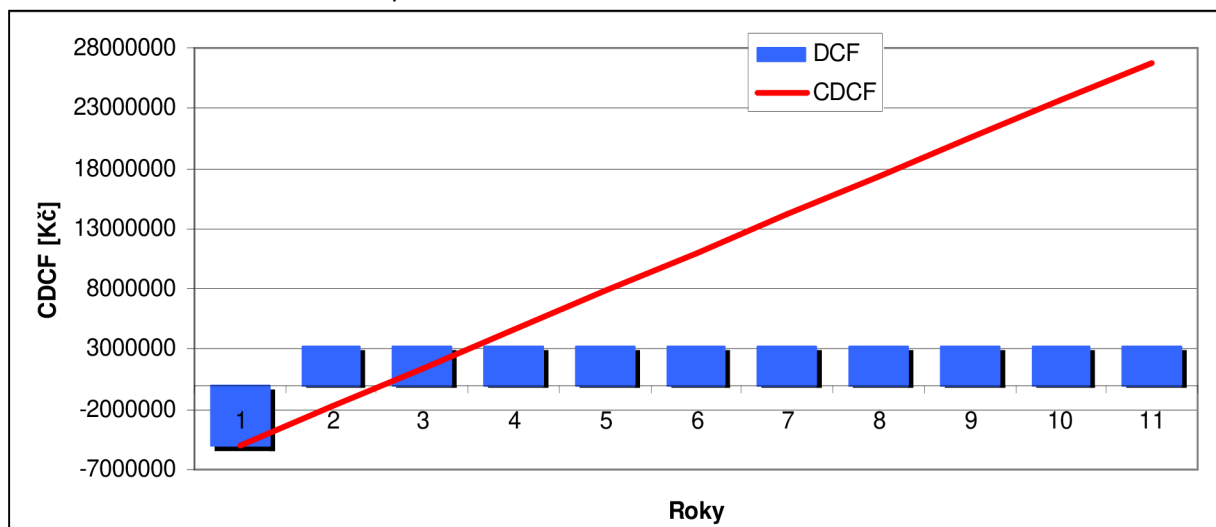
Příklad výpočtu CDCF:

$$CDCF_r = DCF_r + CDCF_{(r-1)} = 3217663 + (-5014224) = -17965561Kč \quad [43]$$

Tab. 9. Hodnoty výpočtu CDCF

Rok	Ni	CF	DCF	CDCF
0	-5014224	-5014224	-5014224	-5014224
1		3225708	3217663	-1796561
2		3225708	3209639	1413079
3		3225708	3201635	4614714
4		3225708	3193651	7808365
5		3225708	3185687	10994052
6		3225708	3177742	14171794
7		3225708	3169818	17341612
8		3225708	3161913	20503525
9		3225708	3154028	23657553
10		3225708	3146163	26803716

Graf. 3. Průběh DCF a CDCF po dobu životnosti



Z ekonomické analýzy vyplývá, že investice do rekonstrukce VS je návratná. Doba reálné návratnosti je 1,6 roku a je stanovena pro životnost zařízení 10 let. Návratnost investice se může měnit v závislosti na nákupní ceně páry a prodejní ceně tepla. V této analýze není zvaženo hledisko toho, že jednotlivé zařízení nemusí mít stejnou dobu životnosti. Z tohoto důvodu bych údaj o reálné návratnosti bral jenom jako orientační. Pro lepší ekonomickou analýzu by musel být zpracován projekt z pohledu investora, kde se řeší jakým způsobem by případný investor financoval rekonstrukci VS, a v které by byly zahrnuty jednotlivé odepisované položky technologických a dalších zařízení.

6.5 Vnitřní výnosové procento

1. krok- volím iterační konstantu $r_1=1,1$

$$u_1 = \frac{CF}{N_i} \times \frac{r_1^{Tz} - 1}{r_1^{Tz}} = \frac{3225708}{5014224} \times \frac{1,1^{10} - 1}{1,1^{10}} = 0,395287$$

2. krok- $r_2 = r_1 + u_1 = 1,495287$

$$u_2 = \frac{CF}{N_i} \times \frac{r_2^{Tz} - 1}{r_2^{Tz}} = \frac{3225708}{5014224} \times \frac{1,495287^{10} - 1}{1,495287^{10}} = 0,636099$$

3. krok- $r_3 = r_2 + u_2 = 1,736099$

$$u_3 = \frac{CF}{N_i} \times \frac{r_3^{Tz} - 1}{r_3^{Tz}} = \frac{3225708}{5014224} \times \frac{1,736099^{10} - 1}{1,736099^{10}} = 0,640725$$

4. krok- $r_4 = r_3 + u_3 = 1,740725$

$$u_4 = \frac{CF}{N_i} \times \frac{r_4^{Tz} - 1}{r_4^{Tz}} = \frac{3225708}{5014224} \times \frac{1,740725^{10} - 1}{1,740725^{10}} = 0,640793$$

Hodnota vnitřního výnosového procenta po čtyřech krocích iteračního výpočtu činí 0,640793, což představuje úrok 64,1%. Z této hodnoty vyplývá, zda se investice vyplatí. Spekulovat o tom jestli peníze nechat zúročit jiným způsobem je na rozhodnutí investora.

7 Závěr

Cílem moji diplomové práce bylo navrhnout rekonstrukci stávající výměňkové stanice. Před samotným návrhem jsme se rozepsal o tom, jaká je úloha výměňkových stanic, složení a její začlenění do soustav centralizovaného zásobování teplem.

Na základě odběrových diagramů z minulých let, které mi byly poskytnuty v rámci zadání byl stanoven celkový výkon výměňkové stanice, který činí 4400 kW. Z toho výkon pro vytápění je 2400 kW a výkon TUV je 2000 kW. Z vypočtených hodnot byly navrženy nové výměňky tepla, dimenze potrubí a regulační ventily.

Dle požadavků je zásobníkový ohřev TUV změněn na průtočný s minimální akumulací. To představuje oproti předchozímu stavu, kdy byl použit přímý ohřev TUV parou, předřadit nový výměňík na sekundární straně (nepřímý ohřev), což představuje návrh nového čerpadla ohřevu TUV. Čerpadlo ohřevu TUV bylo stanoveno výpočtem tlakových ztrát systému.

Dalším požadavkem bylo navrhnout nové čerpadlo pro cirkulaci TTV. Jelikož mi nebyly známy hydraulické podmínky stávající tepelné sítě, bylo čerpadlo stanoveno z údaje parametru výtlačné výšky stávajícího čerpadla. Čerpadla cirkulace TUV zůstanou stávající. Měl bych se zmínit o tom, že předřazením nového výměňíku může dojít k nárůstu tlakových ztrát a čerpadlo cirkulace TUV nemusí stačit.

Expanzní zařízení bylo navrženo výpočtem expanzního objemu cca 9200l. Pro tento výpočet jsem musel stanovit tlakové poměry v otopné soustavě. Vycházel jsem z údajů odečtených z provozované soustavy, který mi byl poskytnut v rámci zadání.

Posledním úkolem byla ekonomická analýza. Skutečná doba návratnosti investice, která je 5mil. Kč vyšla na 1,6 roku, což vzhledem ke stanovené životnosti 10let není špatný ukazatel. Vzhledem k tomu, že ekonomická analýza je zpracována z pohledu projektanta, bych tento ukazatel bral jenom jako orientační.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠÍPAL, J. Moderní předávací stanice, 2007, ISBN 978-80-7044-924-0
- [2] KOTRBATÝ, M., HOJER, O., KOVÁŘOVÁ, Z. Hospodaření teplem v průmyslu, 1. vydání, ČSTZ, Praha 2009, ISBN 978-80-86028-41-5
- [3] CIHLÁŘ, J., GABAUER, G., POČINKOVÁ, M. Technická zařízení budov, Ústřední vytápění, Cvičení a ateliérová tvorba, CERM Brno, Zář 1998, ISBN 80-214-1142-2
- [4] BROŽ, K., Zásobování teplem, ČVUT, 1986, ISBN 80-01-02521-7
- [5] BAŠTA, J., BROŽ, K., CIKHART, J., VALENTA, V. Topenářská příručka, Svazek 1, GAS Praha, 2001, ISBN 80-86176-82-7
- [6] BAŠTA, J., BROŽ, K., CIKHART, J., VALENTA, V. Topenářská příručka, Svazek 2, GAS Praha, 2001, ISBN 80-86176-83-5
- [7] DOUBRAVA, J. a kol. Regulace ve vytápění, Společnost pro techniku prostředí, 2007, ISBN 978-80-02-01951-0
- [8] Firemní podklady společnosti TENZA, a.s.
- [9] www.secespol.cz
- [10] www.ldm.cz
- [11] www.tzb-info.cz
- [12] www.tlak-info.cz
- [13] www.reflexcz.cz
- [14] www.alfalaval.com
- [15] www.engineeringpage.com
- [16] www.jsp.cz
- [17] www.ptas.cz
- [18] www.kamstrup.com
- [19] www.grundfos.cz

Technické normy:

ČSN 06 0310	Ústřední vytápění. Projektování a montáž
ČSN 06 0320	Ohřívání užitkové vody. Navrhování a projektování.
ČSN 06 0830	Zabezpečovací zařízení pro ústřední vytápění a ohřívání užitkové vody
ČSN 38 3350	Zásobování teplem. Všeobecné zásady

9 Seznamy

Seznam použitých zkratk a symbolů

A_o	[mm ²]	průřez sedla pojistného ventilu
a	[-]	autorita ventilu
c	[kWh/m ³ .k ¹] [kJ/kg.C]	měrná tepelná kapacita
C_p	[Kč]	nákupní cena páry
C_t	[Kč]	prodejní cena tepla
d	[mm]	průměr potrubí
d_v	[mm]	průměr pojistného potrubí
d_s	[%]	diskontní sazba
g	[m/s ²]	průměr pojistného potrubí
h_{TTV}	[hod.]	roční doba využití TTV
h_{TUV}	[hod.]	roční doba využití TUV
H	[m]	výtlačná výška čerpadla
l	[kJ/kg]	entalpie páry
k	[m]	měrná drsnost potrubí
K_v	[m ³ /h]	průtokový součinitel
K_{vs}	[m ³ /h]	bezpečnostní přídavek
M_v	[m ³ /h]	objemový průtok
M_p	[kg/h]	hmotnostní průtok
N_{TTV}	[Kč/rok]	provozní náklady pro vytápění
N_{TUV}	[Kč/rok]	provozní náklady pro TUV
N_o	[Kč/rok]	provozní náklady ostatní
N_c	[Kč/rok]	celkové provozní náklady
p	[Pa]	tlak
p_{ddov}	[Pa]	nejnižší dovolený přetlak otopné soustavy
p_d	[Pa]	nejnižší provozní přetlak
p_h	[Pa]	nejvyšší provozní přetlak
p_s	[Pa]	provozní přetlak
p_{hdov}	[Pa]	nejvyšší provozní přetlak
p_{ot}	[Pa]	otevřací přetlak poj. ventilu
Δp	[Pa]	celková tlaková ztráta
Δp_{VENTIL}	[Pa]	tlaková ztráta reg. ventilu
Δp_{vymTTV}	[Pa]	tlaková ztráta výměníku TTV

Δp_{vymTUV}	[Pa]	tlaková ztráta výměníku TUV
Δp_p	[Pa]	tlaková ztráta parního potrubí
Δp_k	[Pa]	tlaková ztráta kondenzátního potrubí
Δp_{V1}	[Pa]	tlaková ztráta reg.ventilu na parní straně
Δp_{DK}	[Pa]	tlaková ztráta dochlazovače kondenzátu
Δp_{MT}	[Pa]	tlaková ztráta měřiče tepla
Δp_λ	[Pa]	třecí tlaková ztráta
Δp_ζ	[Pa]	tlaková ztráta místními odpory
Q_c	[kW]	celkový výkon
Q_{TTV}	[kW]	výkon pro vytápění
Q_{TUV}	[kW]	výkon pro TUV
Q_p	[kW]	pojistný výkon
R	[Pa/m]	měrná tlaková ztráta
R_e	[-]	reynoldsovo číslo
t	[°C]	teplota
T_ζ	[roky]	životnost
V_p	[m ³ /h]	pojistný průtok
V	[m ³]	expanzní objem
V_o	[m ³]	celkový objem soustavy
V_c	[m ³]	min. objem expanzní nádoby
V_{TTV}	[Kč/rok]	výnos z prodeje tepla pro vytápění
V_{TUV}	[Kč/rok]	výnos z prodeje tepla pro TUV
V_C	[Kč/rok]	celkový výnos
w	[m/s]	rychlost proudění média
Z	[Pa]	tlaková ztráta místními odpory
r_i	[-]	iterační konstanta
u_i	[%]	vnitřní výnosové procento
ρ	[kg/m ³]	hustota
η	[Pa.s]	dynamická viskozita
l	[m]	délka potrubí
τ	[min]	čas nabíjení akumulární nádrže
ζ	[-]	souč. místních odporů
α_v	[-]	výtokový součinitel
CZT	[-]	centralizované zásobování teplem
SCZT	[-]	soustavy centralizovaného zásobování teplem
TTV	[-]	teplá topná voda
TUV	[-]	teplá užitková voda
VS	[-]	výměňková stanice
PS	[-]	předávací stanice
CHÚV	[-]	chemická úprava vody
MaR	[-]	měření a regulace
DN	[-]	jmenovitá světlost potrubí
PN	[-]	tlaková třída potrubí
CF	[Kč]	cash flow
DCF	[Kč]	diskontované cash flow
CDCF	[Kč]	kumulovaný diskontovaný cash flow

Seznam příloh

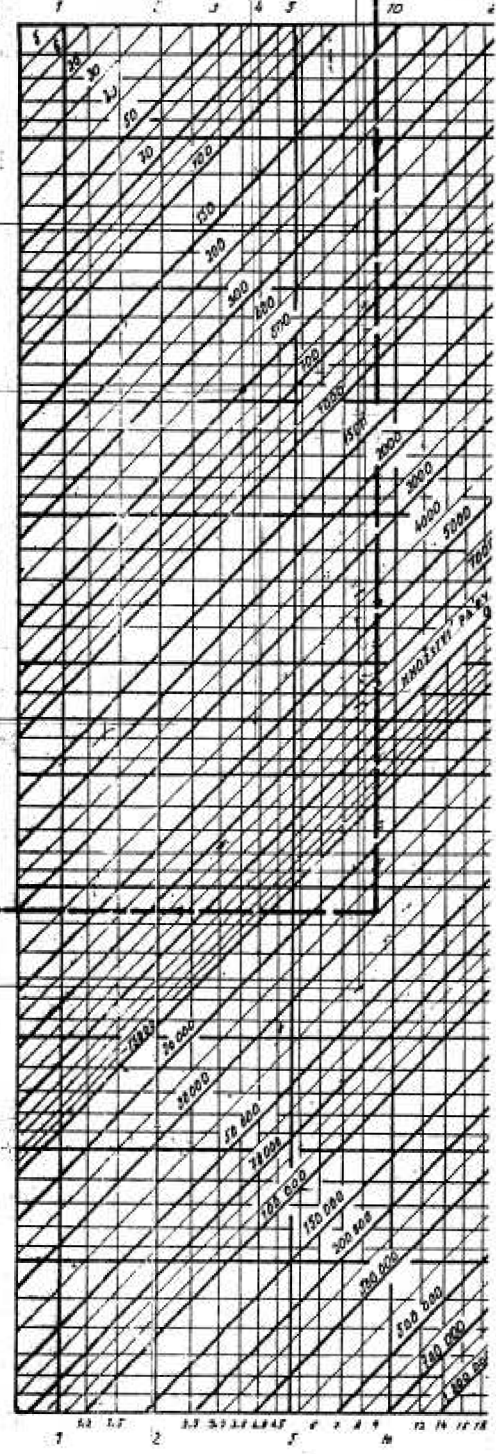
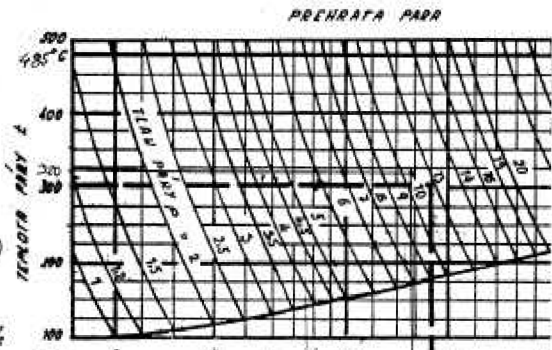
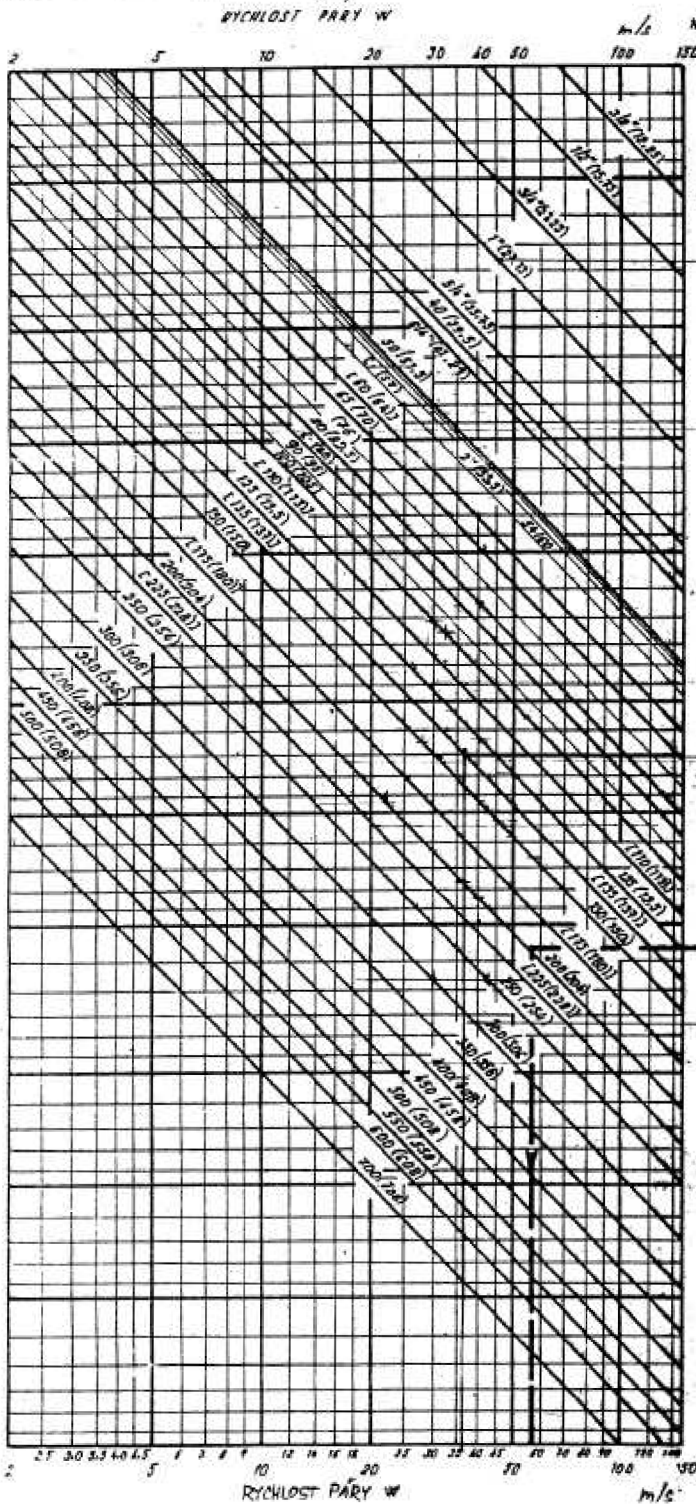
1. Rychlost proudění v parních rozvodech
2. Součinitelé místních odporů
3. Technologické schéma
4. Dispoziční uspořádání VS
5. Axonometrický pohled na VS

Příloha 1

průměrná rychlost v rozvodech

tlak: max 30-35 MPa, postupně snižovat, udržet kolem 5 MPa (u 0,2 MPa)

úhel: max 50 m/s, při 60 m/s sjez.



Příloha 2

Součinitelé místního odporu

	Jmenovitá světlost potrubí DN	10 až 15	20 až 25	32 až 40	50 a více
Oblouk	$r/d = 1,5$	1,5	1,0	0,6	0,3
	$r/d = 2,5$	1,0	0,6	0,4	0,1
Koleno		2,0	1,5	1,0	0,5
Etážový odskok, shybka, obchod		0,5			
T - kus šikmý – rozdělení i spojení		0,5			
T - kus kalhotový		1,5			
T - kus spojení resp. rozdělení proudů		3,0			
Redukce potrubí – náhlé rozšíření nebo zúžení		1,0			

Armatury a části potrubí	Jmenovitá světlost potrubí DN			
	25	50	100	200
Kulový kohout	0	0	0	0
Kohout	1,0	-	-	-
Uzavírací klapka		0,8 - 1,5	0,27 - ,4	0,15 - 0,3
Uzavírací ventil	5,9	3,7	4,9	5,5
Uzavírací ventil s vlnovcem a standardní kuželkou – přímý	5,7	4,9	5,5	5,8
Uzavírací ventil s vlnovcem a standardní kuželkou – rohový	4,5	4,5	4,5	6,0
Uzavírací ventil s vlnovcem a škrťací kuželkou – přímý	13	11	19	12
Uzavírací ventil s vlnovcem a škrťací kuželkou – rohový	12	10	18	11
Šoupě – klínové		0,5	0,2	0,1
Zpětná klapka – gumová		7,0	5,5	3,2
Zpětná klapka – kovová		3,2	3,2	3,1
Zpětný ventil – montáž vodorovná	10,5	10,3	8,0	5,0
Zpětný ventil – montáž svislá	3,7	3,4	-	-
Kompenzátor ve tvaru lyry – hladké ohyby		0,75	0,75	0,75
Kompenzátor ve tvaru lyry - záhybové ohyby		1,5	1,5	1,5
Vlnovcový osový kompenzátor		2,0	2,0	2,0
Kotel litinový		2,5		
Kotel ocelový		2,0		
Otopné těleso		2,0 – 3,0		

Armatury a části potrubí	Jmenovitá světlost potrubí DN			
	25	50	100	200
Rozdělovač – výstup		0,5		
Sběrač – vstup		1,0		