



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA V TZB

HEAT RECOVERY IN BUILDING SERVICES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Kristýna Hrabová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2017



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

STUDIJNÍ PROGRAM	N3607 Stavební inženýrství
TYP STUDIJNÍHO PROGRAMU	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
STUDIJNÍ OBOR	3608T001 Pozemní stavby
PRACOVNÍŠTĚ	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

DIPLOMANT	Ing. Kristýna Hrabová
NÁZEV	Zpětné získávání tepla v TZB
VEDOUCÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE	doc. Ing. Ondřej Šikula, Ph.D.
DATUM ZADÁNÍ	31. 3. 2016
DATUM ODEVZDÁNÍ	13. 1. 2017

V Brně dne 31. 3. 2016

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.

Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc.,
MBA

Děkan Fakulty stavební VUT

PODKLADY A LITERATURA

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ (ZADÁNÍ, CÍLE PRÁCE, POŽADOVANÉ VÝSTUPY)

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

B. Aplikace tématu na zadaném případě - koncepční řešení

Návrh technického řešení ve variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů). půdorys v měřítku 1:100, schéma zapojení, stručná technická zpráva.

Hodnocení navržených variant řešení (např. z hlediska ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.)

C. Algoritmizace, modelování, aplikace výpočetní techniky

Teoretické řešení problému, aplikace software pro modelování fyzikálních dějů.

- práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony a vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb

STRUKTURA BAKALÁŘSKÉ/DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

.....

doc. Ing. Ondřej Šikula, Ph.D.

Vedoucí diplomové práce

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá optimalizací stokového výměníku pro zpětné získávání tepla. Pro správný návrh a optimalizaci je potřeba použít tři základní metody: diagnostiku, tepelně bilanční výpočty a modelování. Ve 2D softwaru Calculation Area jsou nasimulovány různé typy stokových výměníků umístěných v kanalizačním potrubí. Pomocí modelů ze softwaru CalA a následných simulací bude vybrána optimální varianta stokového výměníku. Pomocí softwaru BSim, který je založený na více zónové numerické simulaci energetických potřeb budov ve vazbě na vnitřní klima, jsou zjištěny potřeby tepla administrativní budovy. Optimální počet stokových výměníků je navržen ze zjištěným výkonů tepelných výměníků a potřeby tepla pro budovu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odpadní voda, čistírna odpadních vod, energie z odpadní vody, tepelný výměník, stokový výměník, CalA, BSim

ABSTRACT

This thesis deals with the optimization of sewer heat recovery. For proper design and optimization it is necessary to use three basic methods: diagnostics, heat balance calculations and modeling. In 2D software Area Calculation are simulated different types of sewer exchangers arranged in sewer pipes. Using models of software CalA and simulations will be selected optimal variant. Using software BSim, which is based on more zone numerical simulation of the energy needs of buildings in relation to indoor climate, are detected heat needs of an office building. The optimal number of sewer exchanger is designed from the identified performance heat exchangers and supplies heat for the building.

KEYWORDS

Wastewater, wastewater treatment plant, energy from wastewater, heat exchangers, wastewater heat exchanger, CalA, BSim

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP

Ing. Kristýna Hrabová *Zpětné získávání tepla v TZB*. Brno, 2016. 92 s., 12 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 13. 1. 2017

Ing. Kristýna Hrabová
autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěla poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Ondřeji Šikulovi, Ph.D. za jeho trpělivost, vstřícnou pomoc a cenné rady při zpracování práce.

Obsah

1	ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ	10
1.1	Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady.....	10
1.2	Cíl práce a zvolené metody řešení.....	11
1.3	Teoretická část	12
1.3.1	<i>Odpadní voda</i>	12
1.3.2	<i>Rekuperace</i>	13
1.3.3	<i>Tepelné výměníky</i>	13
1.3.4	<i>Přenos tepla</i>	15
1.3.5	<i>Výměníky do kanalizační stoky</i>	18
1.3.6	<i>Externí dvoutrubkové výměníky</i>	21
1.3.7	<i>Výměníky ve vnitřní kanalizaci</i>	22
1.3.8	<i>Tepelné čerpadla</i>	24
1.3.9	<i>Varianty rekuperace tepla z OV</i>	27
1.3.10	<i>Energie a ekonomika</i>	32
1.4	Závěr	33
2	APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉM PŘÍPADĚ	35
2.1	Popis budovy	35
2.2	Ztráty budovy	36
2.3	Návrh tepelného čerpadla	37
2.4	Výpočet provozních nákladů	40
2.5	Výpočet stokového výměníku.....	42
3	ALGORITMIZACE, MODELOVÁNÍ, APLIKACE VÝPOČETNÍ TECHNIKY	46
3.1	Software Calculation Area (CalA)	46
3.1.1	<i>Okrajové podmínky</i>	47
3.1.2	<i>Použité materiály</i>	51

3.1.3	<i>Stokový výměník typ 1</i>	52
3.1.4	<i>Stokový výměník typ 2</i>	57
3.1.5	<i>Stokový výměník typ 3</i>	60
3.1.6	<i>Stokový výměník typ 4</i>	63
3.1.7	<i>Stokový výměník typ 5</i>	67
3.1.8	<i>Stokový výměník typ 6</i>	69
3.1.9	<i>Porovnání výkonů stokových výměníků</i>	72
3.1.10	<i>Optimální varianta stokového výměníku</i>	73
3.2	Softwarové řešení Bsim 2002	75
3.2.1	<i>Databáze konstrukcí</i>	75
3.2.2	<i>Zóny objektu</i>	76
3.2.3	<i>Vstupní hodnoty</i>	76
3.2.4	<i>Výstupy z programu Bsim</i>	79
3.3	Optimální počet stokových výměníků	82
4	ZÁVĚR	83
	SEZNAM LITERATURY	84
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	86
	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK	87
	SEZNAM PŘÍLOH	92

1 ANALÝZA TÉMATU, CÍLE A METODY ŘEŠENÍ

1.1 ANALÝZA ZADANÉHO TÉMATU, NORMOVÉ A LEGISLATIVNÍ PODKLADY

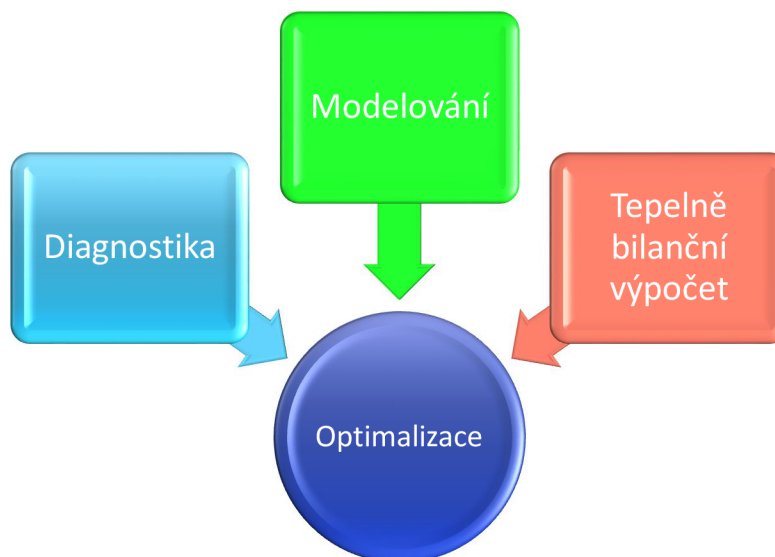
S vývojem společnosti jsou kladeny vyšší nároky na snížení energetické náročnosti ve všech oblastech života. Jednou z možností využívání obnovitelných zdrojů je i znovuvyužití odpadních produktů. V odpadní vodě se nalézají značný tepelný potenciál, který se v České republice téměř nevyužívá. Odpadní voda se pohybuje v rozmezí 10-25°C, která je ideálním zdrojem pro tepelná čerpadla. Tepelná čerpadla, která využívají vzduch či půdu, jako zdroj energie jsou běžně dostupná, avšak teplota vzduchu je kolísavá a získávání energie z půdy může být velice nákladné, ať z důvodu drahých vrtů, nebo velkých záborů plochy. Hydraulické podmínky proudění podzemní vody nám také nemusí zajišťovat potřebný, spolehlivý a levný chod, často je totiž potřeba čerpání z velkých hloubek, ve kterých se podzemní voda vyskytuje. Proto je potřeba hledat dostupný a levný zdroj, kterým může být například stoka či odpadní voda ze sprch. V Evropě je instalováno více než 500 výměníků v kanalizačním systému s výkony až 20 MW, v České republice ale není tento zdroj tepla příliš používán. Množství energie, které lze získat v podobě odpadního tepla z odpadní vody je obrovská. Potenciál odpadního tepla lze demonstrovat v následujícím příkladu: Pokud ochladíme odpadní vodu pouze o 1K, můžeme z 1 m³ získat až 1,5 kWh tepla. Pro využívání tepla z kanalizační sítě jsou omezující jen 2 podmínky, kterými jsou dostatek tepla pro tepelné čerpadlo a montáž tepelných výměníků pro přenos tepla. Pro osazení výměníku jsou vhodné obce s 5000 - 10000 obyvateli, kde je předpokládán průměrný průtok větší 10 l s⁻¹. Zároveň musí být zajištěna dostatečná světlost potrubí pro montáž výměníků, pro instalaci jsou vhodné stoky od DN 1000 mm. Pro ekonomicky hospodárné využití je vhodné připojit větší odběratele. Čím větší bude odběratel, tím hospodárnější bude zásobování i na větší vzdálenosti. Doba životnosti výměníků je 30 -50 let a liší se dle použitých materiálů a technologie provádění.

Legislativní a normové podklady:

- Zákon o vodách 254/2001 Sb. ve znění zákona 181/2008 Sb. a novela vodního zákona 150/2010 Sb.
- Zákon o vodovodech a kanalizacích pro veřejnou potřebu č. 274/2001 Sb. ve znění zákona č.76/2006 Sb.
- Vyhláška 194/2007 Sb., pravidla pro vytápění a dodávku teplé užitkové vody
- Vyhláška 428/2001 Sb., provedení zákona o vodovodech a kanalizacích
- Vyhláška 120/2011 Sb., provedení zákona o vodovodech a kanalizacích
- DIN 4045 Wastewater engineering
- DIN EN 1085 Wastewater treatment
- DIN EN 16323 Glossary of wastewater engineering terms

1.2 CÍL PRÁCE A ZVOLENÉ METODY ŘEŠENÍ

Cílem práce je ve 2D softwaru CalA nasimulovat různé typy stokových výměníků umístěných v kanalizačním potrubí DN 1200 a následně vybrat tu neoptimálnější variantu. Pomocí softwaru BSim, který je založený na více zónové numerické simulace energetických potřeb budov ve vazbě na vnitřní klima, budou zjištěny potřeby tepla administrativní budovy. Optimální počet stokových výměníků bude navržen ze zjištěných výkonů stokových výměníků a potřeby tepla pro budovu.



Obr. 1 Zvolené metody pro optimalizaci

Software CalA

Software CalA, Calculation Area, představuje numerický řešič diferenciálních rovnic metodou kontrolních objemů. Software umožňuje 2D modelování z oblasti sdílení tepla vedením. Výpočetní program obsahuje vlastní preprocesor, procesor a postprocesor a lze jej tak použít samostatně bez nutnosti využití externích softwarů. Preprocesor umožňuje tvorbu geometrie, výpočetní sítě a definice všech vstupních parametrů výpočtu. Procesor sestává z několika algoritmů aplikujících finitní a iterační metody řešení soustav rovnic a umožňuje též provést výpočet multigrdní technikou [1].

Software BSim

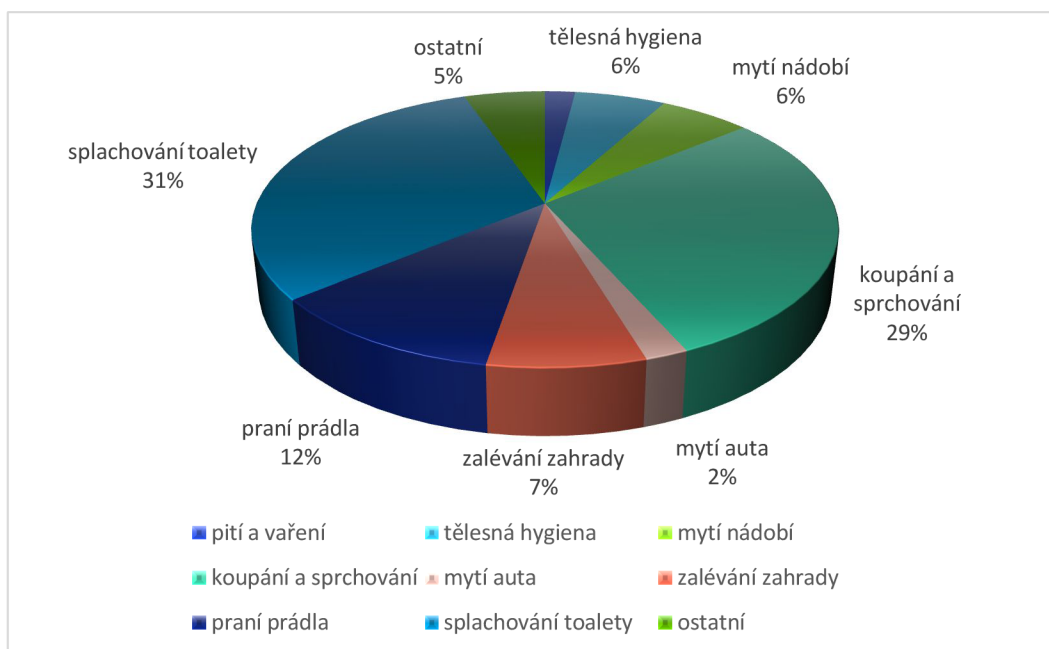
Software pro simulaci energetické náročnosti budov, jež byl vytvořen dánským stavebním výzkumným ústavem. Software řeší časově neustálené tepelné toky metodou kontrolních objemů. Obsahuje kolekci pokročilých nástrojů pro simulaci a výpočet jako jsou vnitřní klima, tepelné ztráty, denní osvětlení, simulace vlhkosti, výpočet přirozeného větrání a oslunění atd.. Poslední aktualizace programu již umožňují upload z dwg. Ovládání je intuitivní a přehledné díky drátovému modelu. Výstupy z programu jsou definovány uživatelem, je zde na výběr více než 67 výpočtových parametrů (z každé zóny, kterou můžeme zobrazit například v hodinovém grafu). Výsledky mohou být sumarizovány do tabulek či grafů. Pro každou zónu

v budově se dají zobrazit i energetické bilance. Výsledky mohou být exportovány do programu Excel pro jejich další úpravu. Silnou stránkou programu je komplexní výpočet vnitřního klima v budově [2].

1.3 TEORETICKÁ ČÁST

1.3.1 Odpadní voda

Odpadních vod máme několik druhů. **Šedé vody** jsou vody méně znečištěné, odtékají zpravidla z koupelen a neobsahují fekálie a moč. Po úpravě této vody získáme bílou vodu, označovanou za vodu provozní, kterou lze použít při splachování záchodů, úklidu i zalévání zahrad. Šedé vody můžeme rozdělit na vody neseparované, jde o vody z praček, umyvadel, van, sprch, vody z kuchyní a myček a ostatní šedé vody. Člověk v průměru spotřebuje 150 l.den^{-1} .



Obr. 2 Průměrná spotřeba vody v domácnosti [3]

Recyklace šedé odpadní vody je dobrým krokem pro snížení spotřeby vody pitné a redukce vod odpadních. Recyklace má vliv i na životní prostředí. Šedé vody můžeme využít nejen k úpravě, ale můžeme využívat i jejich tepelnou energii. Teplota na odtoku šedých vod se pro umyvadlo, sprchu a vanu pohybuje na 40°C [3].

Černé vody jsou vody splaškové obsahující fekálie a moč. Černé vody separované od ostatních vod, pokud jsou málo zředěné, můžeme přeměnit na přírodní hnojivo a dále využívat. Černé vody dělíme na hnědé a žluté. Hnědé vody - fekálie, jsou tvořeny odpadními vodami z WC. Zatímco žluté vody - moč, jsou tvořeny oddělenými odpadními vodami ze záchodů [3,4].

1.3.2 Rekuperace

Recyklace snižuje nejen množství uskladněného odpadu, ale zabraňuje i plýtvání s přírodními zdroji. Recyklovat můžeme materiály, produkty, ale i energii. Rekuperace je potom proces shromažďování odpadních látek, energie pro zpětné využívání. Rekuperací můžeme zpětně využít odpadní teplo, ať už ze vzduchu nebo z odpadní vody. Rekuperace bez pochyb nabízí mnoho ekonomických a ekologických výhod.

Odpadní voda je zdrojem tepelné energie, jejíž tepelný potenciál je téměř nevyužíván. A to i přesto, že odpadní voda je zdrojem energie, který může být využit pro vytápění, ohřev teplé vody či ochlazování budov. Ke zpětnému získávání tepla můžeme použít přímé výměníky tepla, nebo systémy s tepelnými čerpadly. Teplota odpadní vody se pohybuje v rozmezí 10-25°C po celý rok, čímž může dojít k zajištění vysokého topného faktoru tepelného čerpadla, v zimním období pro vytápění, v létě pro chlazení. Energie z odpadní vody by měla stačit na pokrytí stálých odběrů – na ohřev teplé vody, vytápění, chlazení. Při špičkových odběrech je potřeba využít i konvekčních zdrojů jako jsou například plynové kotle [5].

Pro návrh zpětného získávání tepla z OV jsou důležité dva faktory:

- teplota odpadní vody,
- průtok odpadní vody.

Teplota ve stoce je poměrně stálá, k výkyvům dochází převážně jen v létě a v zimě. V létě se teplota pohybuje okolo 20 °C, naopak v zimě se pohybuje v rozmezí 10-13 °C. Nejteplejší je odpadní voda hned po opuštění budovy, kde dochází k její spotřebě. Ke změně teploty může dojít i v noci, či za deště. Průtoky musí být alespoň okolo 10 ls⁻¹ [6,7].

Instalace alternativních zdrojů energie má příznivý dopad na životní prostředí, což je další důvod, proč se zpětným získáváním tepla z OV zabývat. Ne všechna místa jsou ale vhodná, ne na všech místech dosáhneme průtoku 10 ls⁻¹, jiná místa nejsou ekonomicky zajímavá. Mnohdy je proto výhodnější zaměřit se na větší objekty jako jsou nemocnice, sídliště, komerční budovy, vysokoškolské koleje,...

Při odběru tepla z kanalizační sítě je důležité dobře naplánovat umístění tepelného výměníku, výměník nesmí omezovat prostor kanalizace ani nesmí znečišťovat potrubí usazeninami z nerozpuštěného odpadu. Důležitá je také otázka snadného přístupu k výměníku v případě revize a oprav.

1.3.3 Tepelné výměníky

Výměník tepla je zařízení, ve kterém dochází k výměně tepelné energie mezi látkou o vyšší teplotě a látkou o teplotě nižší, přičemž hnací silou tohoto procesu je právě rozdíl teplot, tedy snaha prostředí o jejich vyrovnání. Jinými slovy jsou tepelné výměníky zařízení pro uskutečnění průběžného nebo přerušovaného přenosu tepelné energie mezi dvěma nebo více

proudícími teplonosnými médii. Dochází zde k předávání tepla z teplého – ohřívacího média do média chladnějšího – ohřívaného. Tepelné výměníky nacházejí uplatnění v mnoha odvětvích, jsou součástí automobilů, kompresorových ledniček, vytápění, klimatizačních jednotek,...

Výměníky tepla mají mnoho možností využití, přičemž v energetice se nejčastěji setkáváme:

- ohřev pracovní látky, jde především o ohřev vody a ohřev vzduchu parou, horkou vodou,
- chlazení pracovní látky, jde o snížení teploty pracovní látky,
- kondenzace páry, zkapalnění páry, přičemž odvedené teplo bývá obvykle ztrátovým teplem,
- výroba páry a využití odpadního tepla.

Tepelné výměníky jsou většinou konstruovány tak, aby nedocházelo ke kontaktu teplonosných médií, to znamená, že k přenosu tepla mezi nimi dochází přes nepropustnou stěnu. Proces sdílení tepla lze popsat třemi mechanismy: kondukcí (vedením), konvekcí (prouděním) a radiací (zářením). Při vedení přechází teplo mezi látkami při jejich přímém styku, jedná se o difúzní proces. Přenos tepla konvekcí probíhá u tekutin v důsledku jejich pohybu. Tento proces je silně ovlivněn charakterem jejich proudění. Při laminárním proudění dochází k výměně tepla na molekulární úrovni, při proudění turbulentním dochází k intenzivnějšímu přenosu tepla mikročásticemi. Důležitým faktorem je také druh konvekce. Při přirozené konvekci dochází k proudění vlivem rozdílu hustot tekutiny, při nucené konvekci je pohyb tekutiny vyvolán uměle (např. ventilátorem). Při radiaci není vyžadován kontakt látek, jedná se o přenos energie elektromagnetickým zářením. Tento přenos tepelné energie se většinou zanedbává, jelikož jeho podíl je značně malý. Uplatňuje se převážně u teplot nad 500°C, zejména tam, kde je velký rozdíl teplot povrchů, mezi kterými k výměně tepla dochází [8].

Při návrhu výměníku je jedním z hlavních požadavků co nejintenzivnější předání tepla při nízkých nákladech. Intenzivního přestupu tepla můžeme dosáhnout volbou vhodného materiálu pro konstrukci výměníku, konstrukčními úpravami a volbou vhodného pracovního média.

Požadavky na výměníky tepla:

- co nejmenší rozměr a hmotnost,
- co nejnižší cena,
- co nejvyšší výkon,
- spolehlivost provozu a snadná údržba [9].

Požadavky na teplotnosná média:

- velká měrná tepelná kapacita,
- vysoký součinitel tepelné vodivosti,
- nízká viskozita a s ní související nízké tlakové ztráty,
- zdravotní nezávadnost, nízká agresivita, nízká cena.

Vhodným médiem je například voda, její nevýhodou ale je možný vznik koroze, nebo usazení nánosů soli obsažených ve vodě na výhřevné ploše.

Zanášením se rozumí proces usazování různých materiálů, korozních produktů a pevných látek, na teplosměnné ploše. Tyto nánosy mají za následek zvýšený odpor při přestupu tepla a tím zmenšení účinnosti. Dalšími problémy je zúžení průtočného průřezu a tím zvýšení rychlosti proudění média a zvýšení tlakové ztráty. Druhy zanášení:

- biologické zanášení, je způsobeno mikroorganismy vytvářející organický film,
- chemické zanášení, dochází k němu tehdy, když na teplosměnné ploše vznikají chemické reakce,
- kombinované zanášení, vzniká kombinací všech druhů zanášení,
- korozní zanášení, dochází k němu, když korozní produkty setrvávají přímo na místě vzniku, na napadeném teplosměnném povrchu a postupně vytváří vrstvu s tepelným odporem,
- pevnými látkami - k těmto látkám patří organické látky, soli, korozní produkty a další [10,11].

1.3.4 Přenos tepla

Přenos tepla je děj, který popisuje výměnu tepelné energie mezi dvěma, případně více látkami. Dle druhého termodynamického zákona se teplo samovolně šíří z místa o vyšší teplotě do míst s nižší teplotou. Na základě fyzikálních principů a prostředí, ve kterém děj probíhá, rozeznáváme přenos tepla vedením, prouděním a sáláním.

Při vedení tepla částice látky v oblasti s vyšší teplotou předávají část své střední energie prostřednictvím vzájemných srážek částicím v místech s nižší teplotou. Při tomto procesu se

však částice nepřemísťujú, ale kmitajú kolem svých rovnovážných poloh. S šířením tepla prostřednictvím vedení se nejčastěji můžeme setkat v tělesech z pevných látek, jejichž různé části mají rozdílné teploty. Teplo se může šířit vedením také v kapalinách a plynech. Zde se však především uplatňuje přenos tepla prouděním. Obecně je možno říci, že šíření tepla prouděním (se změnou teploty se také mění hustota, což vyvolává proudění) je téměř vždy spojeno se šířením tepla vedením. Přenos tepla zářením spočívá ve vysílání záření a jeho následném pohlcování, jež vede ke zvýšení vnitřní energie v látce, která záření absorbuje.

Možnosti vedení tepla:

- ustálené (stacionární) vedení tepla - při ustáleném vedení je teplotní rozdíl mezi jednotlivými částmi tělesa stálý, nezávisí na čase,
- neustálené (nestacionární) vedení tepla - při neustáleném vedení postupně dochází k postupnému vyrovnávání teplotních rozdílů mezi jednotlivými částmi tělesa [12].

Přenos tepla vedením

Přenos tepla vedením neboli kondukcí je uskutečňován především v pevných látkách. V kapalně či plynné fázi dochází k přenosu tepla výhradně vedením pouze v případě, že jsou látky v klidu. Přenos tepla je zajištěn srážkami a silovým působením mezi molekulami. Intenzita přenosu tepla je charakterizována tepelným tokem dle Fourierova zákona.

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot S \cdot \text{grad}(t), \dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad}(t)$$

\dot{Q} – tepelný tok [W]

\dot{q} – měrný tepelný tok [W.m⁻²]

λ – tepelná vodivost [W.m⁻¹K⁻¹]

$\text{grad}(t)$ – gradient teplotního pole [°C]

1.3.4.1.1 Okrajové podmínky

Okrajová podmínky:

- **1. druhu, Dirichletova** určuje rozložení teplot na povrchu tělesa a to v čase,

$$t_r = f(y, y, z, \tau)$$

- **2. druhu, Neumannova** zadává tepelný tok na hranici tělesa v čase,

$$\dot{q}_r = f(x, y, t, \tau)$$

- **3. druhu, Newtonova** zadává na hranici tělesa teplotu okolní tekutiny a součinitel přestupu tepla v čase.

$$\alpha (t_e - t_r) = f(x, y, z, \tau)$$

Přenos tepla prouděním

Ke sdílení neboli přenosu tepla prouděním dochází při styku kapaliny nebo plynu s pevnou stěnou. Při tom dochází k ochlazení nebo ohřívání tenké vrstvy tekutiny při stěně (podle toho, je-li teplota stěny vůči tekutině vyšší nebo nižší). Vzniklý rozdíl teplot vrstev pak způsobuje přirozené proudění. Mechanismem výměny tepla u konvekce je mísení molekul tekutiny o různé teplotě. Obecně lze rozlišovat konvekci nucenou (vyvolanou ventilátorem, čerpadlem, povětrnostními podmínkami apod.) a konvekci přirozenou (vlivem změny hustoty v závislosti na teplotě). Intenzitu sdílení tepla prouděním popisuje Newtonův zákon. Přenos tepla konvekcí je značně složitější, než přenos tepla vedením. Při proudění tekutiny je potřeba uvažovat současně rovnici kontinuity, pohybovou a okrajové podmínky teplotních a rychlostních polí. Pro řešení konvekce je využívána teorie podobnosti, která umožňuje získat rozložení teplotních polí, nebo přímo součinitel přestupu tepla α [12,13].

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (t_f - t_w), \quad \dot{q} = \alpha \cdot (t_f - t_w)$$

α – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

t_f – teplota proudící tekutiny [$^{\circ}\text{C}$]

t_w – teplota stěny omývané proudící tekutinou [$^{\circ}\text{C}$]

1.3.4.1.2 Kritéria sdílení tepla

Nusseltovo kritérium – charakterizuje závislost mezi intenzitou přestupu tepla a teplotním polem v mezní vrstvě tekutiny.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

α – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

L – charakteristický rozměr [m]

λ – tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Reynoldsovo kritérium – vyjadřuje poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření.

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$$

w – rychlost proudící tekutiny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

ν – kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Prandtlovo kritérium – vyjadřuje fyzikální podobnost tekutiny při sdílení tepla, při $Pr=1$ se teplotní a rychlostní pole vzájemně podobají.

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

a – součinitel teplotní vodivosti [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Pécletovo kritérium – je měřítkem poměru molekulárního a konvekčního přestupu tepla při přestupu tekutin.

$$Pe = \frac{w \cdot L}{a}$$

w – rychlost proudící tekutiny [m.s⁻¹]

L – charakteristický rozměr [m]

a – součinitel teplotní vodivosti [m².s⁻¹]

Sdílění tepla sáláním

Sálání souvisí se změnami vnitřní energie tělesa a následně těleso vydává záření. Toto záření je pak vysíláno ve formě elektromagnetických vln do prostoru, který těleso obklopuje. Dopadne-li toto záření na nějaké jiné těleso a dojde-li k pohlcení tohoto záření, zvýší se vnitřní energie tohoto tělesa. Sálání je přirozená vlastnost těles a můžeme říci, že při něm každé těleso vysílá záření. Dopadne-li toto záření na jiné těleso, je částečně pohlceno, část se odráží a část prochází tělesem. Pohlcené záření způsobuje zvýšení vnitřní energie tělesa, odražené záření dopadá na jiná tělesa a procházející záření přechází na jiná tělesa. Pohltivost a odrazivost záření u tělesa závisí především na jakosti povrchu a také na barvě povrchu.

$$\dot{q} = \sigma \cdot T^4$$

σ – Stefan-Boltzmanova konstanta (5,67 · 10⁻⁸) [W.m⁻²K⁻⁴]

T – absolutní teplota tělesa [K]

1.3.5 Výměníky do kanalizační stoky

Pro vhodné použití tepelného výměníku je potřeba znát typ kanalizačního systému a brát v úvahu tyto faktory:

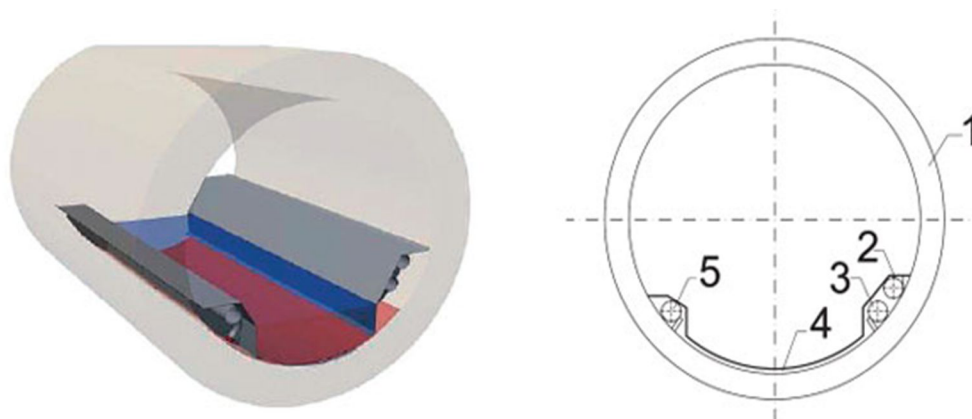
- teplota odpadní vody minimálně 10 °C,
- malá vzdálenost mezi systémem pro rekuperaci a spotřebním místem,
- minimální průtok OV 10 ls⁻¹,
- dostatečné tlakové rozměry v potrubním rozvodu,
- průtok odpadní vody,
- optimální hodnoty výměníku,
- minimální čištění výměníku,
- minimální údržba systému během provozu,
- maximální ekonomická rentabilita [14].

Výměníky lze aplikovat do již funkčních stok, ty však musí mít minimálně DN 1 000. Při pokládce nového potrubí lze využít prefabrikátů od DN 400. Chceme-li, aby tepelné čerpadlo dosahovalo vysokého topného faktoru, musí být teplota na výstupu do otopného okruhu nízká. Volíme tedy nízkoteplotní vytápění. To platí za předpokladu, že tepelné čerpadlo bude navrženo jako bivalentní, TČ slouží jako hlavní zdroj, kotel jako zdroj pomocný. Odpadní voda ve stoce by měla dosahovat rychlostí větších než $1,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, abychom zamezili nežádoucímu zanášení teplosměnné plochy biofilmem, které by vedlo ke snížení účinnosti, je důležité znát teplotu a průtok odpadní vody, jeho kolísání a znečištění ještě před samotným návrhem. Nakonec musíme vhodně navrhnout rychlosti v primárním potrubí. Systém by měl být lehce předimenzovaný z důvodů provozní rezervy, z důvodu kolísání teploty a průtoku ve stoce.

Podle konstrukčního provedení a podle umístění v systému se tepelné výměníky dále dělí na výměníky vložené do kanalizačního potrubí, výměníky integrované do betonové stěny kanalizačního potrubí, předizolovaná kanalizační potrubí s integrovanými výměníky tepla a na externí dvoutrubkové výměníky tepla [15].

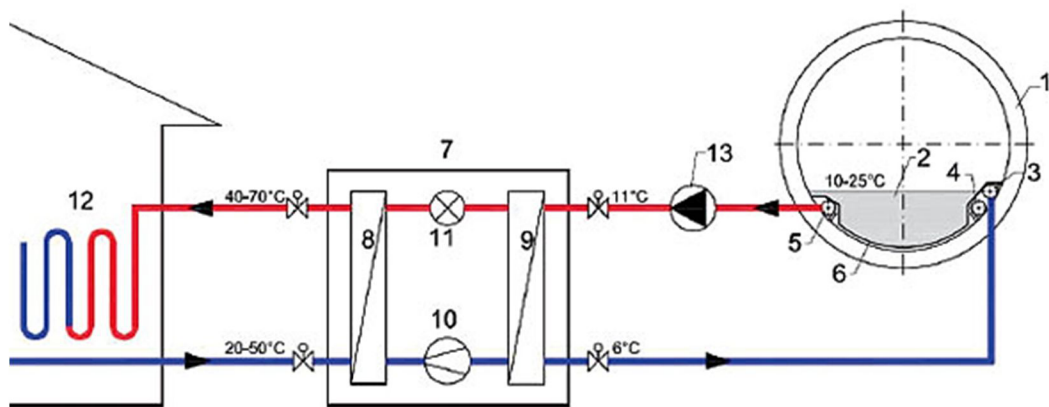
Výměník vložený do kanalizačního potrubí

Pro výměnu tepla při instalaci výměníku vloženého do kanalizačního potrubí se používají ocelové výměníky tepla. Samotný ocelový výměník tepla se vyrábí z nerezů nebo mědi, přívodní potrubí se typicky používá nerezové, měděné nebo polyetylenové. Délka segmentu v potrubí se pohybuje mezi 1 až 3 metry. Výměník se dá použít oboustranně k vytápění i k chlazení. Pro rekuperaci může být použita splašková odpadní voda. Do výměníku tepla vloženého do kanalizačního potrubí se přivádí odpadní voda na teplosměnnou stěnu, kde odevzdává teplo. Pod tepelným výměníkem jsou umístěna 3 potrubí, která zajišťují přívod teplé odpadní vody a studené přívodní vody do výměníku. Výhodou těchto tepelných výměníků je možnost instalace i v již existujících potrubích [6].



Obr. 3 Ocelový výměník tepla vložený do kanalizačního potrubí [6]

(1. kanalizační potrubí, 2. přívod studené vody do výměníku, 3. rozdělovací potrubí, 4. výměník tepla, 5. výstup ohřáté vody z výměníku)

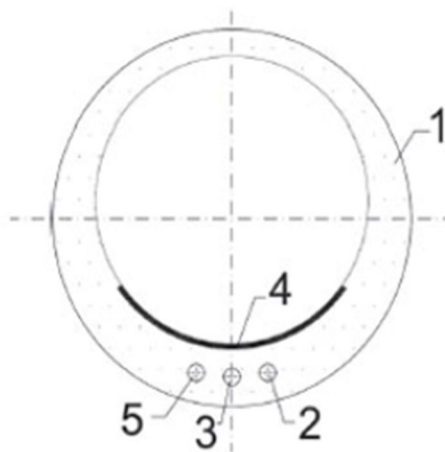


Obr. 4 Schéma zapojení vloženého ocelového výměníku [6]

(1. kanalizační potrubí, 2. OV, 3. přívod studené vody do výměníku, 4. rozdělovací potrubí, 5. výstup ohřáté vody z výměníku, 6. výměník tepla, 7. TČ, 8. kondenzátor, 9. výparník, 10. kompresor, 11. expanzní ventil, 12. systém vytápění, 13. oběhové čerpadlo)

Výměníky integrované do betonové stěny kanalizačního potrubí

Tyto tepelné výměníky jsou instalovány přímo do betonové stěny kanalizačního potrubí, obrázek 5. Jejich výhodou je tedy to, že neubírají žádný prostor uvnitř kanalizačního potrubí. Další výhodou je snadná instalace. Velkým limitujícím faktorem tohoto řešení je možnost instalace pouze do nových potrubí, není možná dodatečná instalace. Nevýhodou je také špatná přístupnost při kontrolách a revizích [15].



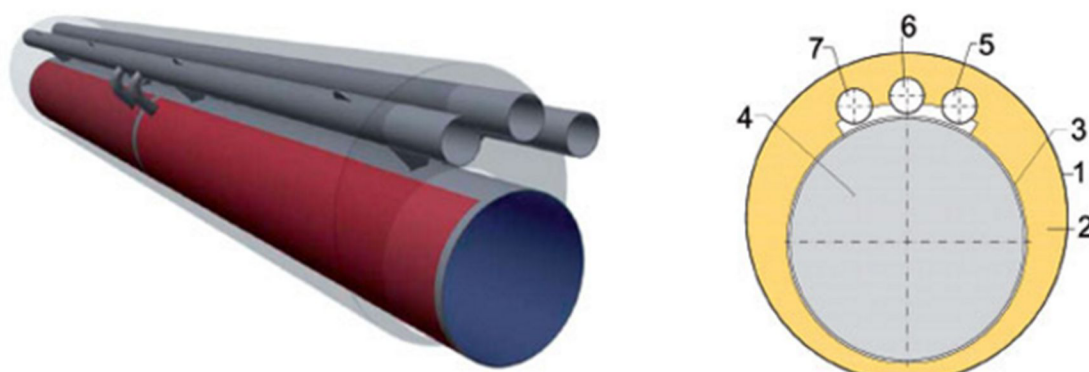
Obr. 5 Integrovaný výměník tepla ve stěně betonové kanalizační trubky [15]

(1. betonová trubka, 2. přívod studené vody do výměníku, 3. rozdělovací potrubí, 4. výměník tepla, 5. výstup teplé vody do výměníku)

Předizolované tepelné výměníky s integrovanými ocelovými výměníky

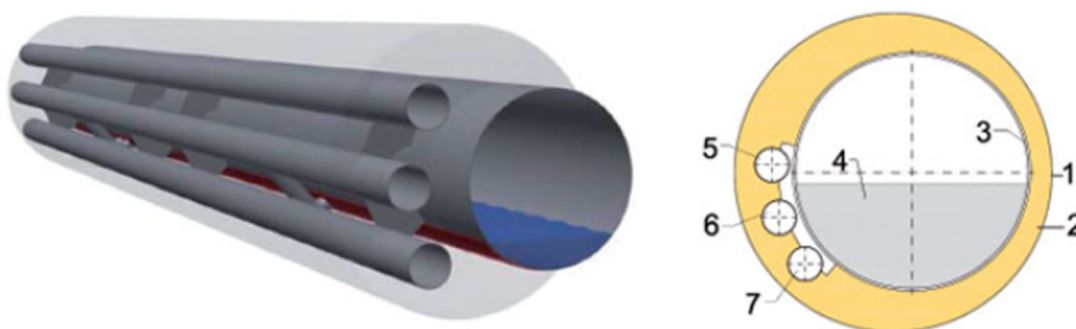
Přenos tepla u předizolovaných výměníků probíhá přes teplosměnnou plochu, která je v tomto případě tvořena samotným kanalizačním potrubím, jež je složeno ze dvou plášťů.

Tepelný výměník je vyroben z nerezů. Vnější plášť kanalizačního potrubí je tvořen tepelnou izolací a obalen z polyethylenu. Délka segmentu v potrubí se pohybuje mezi 2 až 6 metry [16].



Obr. 6 Předizolované kanalizační potrubí do tlakového systému [16]

(1. vnější plášť z polyethylenu, 2. tepelná izolace, 3. kanalizační potrubí (výměník tepla), 4. odpadní voda, 5. přívod studené vody do výměníku, 6. rozdělovací potrubí, 7. výstup z výměníku)

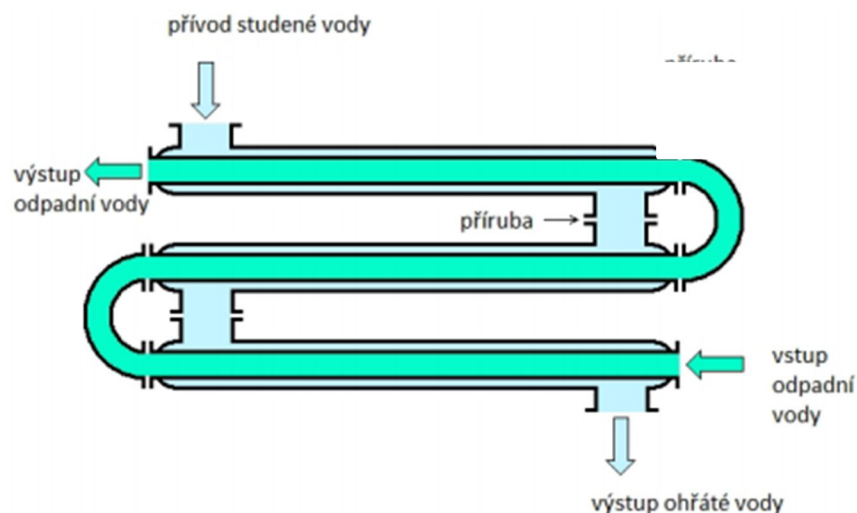


Obr. 7 Předizolované kanalizační potrubí do gravitačního systému [16]

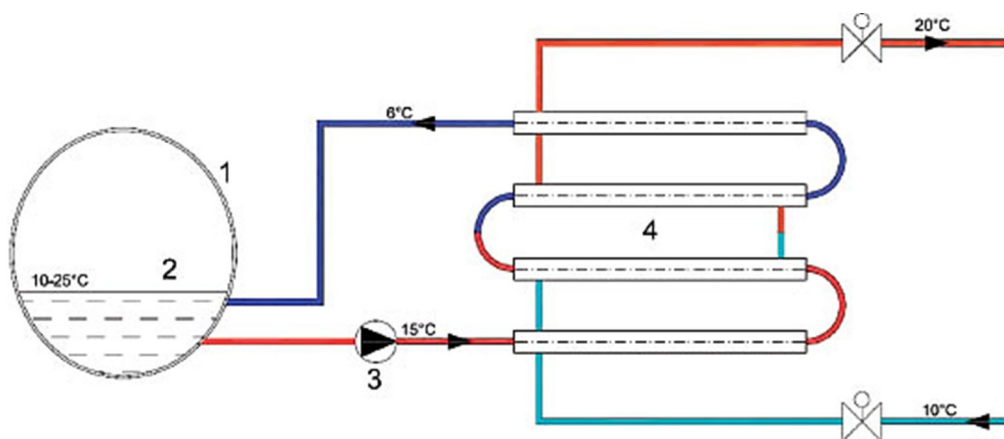
(1. vnější plášť z polyethylenu, 2. tepelná izolace, 3. kanalizační potrubí (výměník tepla), 4. odpadní voda, 5. přívod studené vody do výměníku, 6. rozdělovací potrubí, 7. výstup z výměníku)

1.3.6 Externí dvoutrubkové výměníky

U těchto typů se výměník tepla skládá ze dvou potrubí vložených do sebe. Výměník se vyrábí z nerezové oceli a může se používat na vytápění i na chlazení. Délka segmentu se pohybuje mezi 3 až 6 metry. Může být do výměníku přiváděna jakákoli odpadní voda i s obsahem pevných částic. Odpadní voda se do výměníku může přivádět dvěma způsoby, buď čerpáním pomocí čerpadla, nebo přečerpáváním přes akumulaci nádrž.



Obr. 8 Externího protiproudý dvoutrubkový ocelový výměník tepla [16]



Obr. 9 Schéma zapojení externího dvoutrubkového výměníku [15]

(1. kanalizační potrubí, 2. OV, 3. oběhové čerpadlo, 4. externí výměník tepla)

1.3.7 Výměníky ve vnitřní kanalizaci

Měděný výměník do odpadního potrubí

Je založen na jednoduché instalaci přímo do svodného potrubí. Jedná se o efektivní a velice jednoduchý způsob jak ušetřit a využít teplo z odpadní vody. Výměník tepla nainstalují místo svodného potrubí. Výměník se skládá z vnitřní odpadní trouby a po obvodu šroubovitě navinutého potrubí. Celý výměník je z mědi, pro zajištění lepší tepelné vodivosti. Studená voda má přívod na spodní straně, jedná se tedy o protiproudý výměník. Klesající odpadní voda po své trase v potrubí ohřívá studenou vodu. Provoz je založen na povrchovém napětí vody a gravitace. Povrchové napětí je natolik silné, že voda nejen obtéká stěny potrubí výměníků. Teplo z tohoto filmu se přenáší do vody, která prochází přes výměník směrem vzhůru. Takto předehřátá voda může být vedena do ohříváče vody, kde je následně ohřátá na požadovanou teplotu, nebo přímo do směšovací baterie. Z odpadní vody se využije až 80 % její tepelné energie, voda se může předehřát až o 17 °C [10].



Obr. 10 Výměník power pipe [17]

Výměníkem tepla umístěný ve sprchové vaničce

Uvnitř desek proudí soustavou studená voda, která se ohřívá o odpadní vodu odtékající ze sprchy. Tuto přehřátou vodu z výměníku přivedeme do směšovací baterie u sprchy. Zde se míchá místo studené vody z řádu voda přehřátá z výměníku s teplou užitkovou vodou. Potřeba teplé užitkové vody klesá o 40 %. Komfortní sprchování je zajištěno termostatickou hlavici, kde dochází k automatickému míchání vody. Nejsou zde velké nároky na údržbu a čištění. Běžného biofirnu, který se tvoří v odpadovém potrubí a tedy i ve výměníku se lze zbavit při čištění sifonu sprchové vaničky.



Obr. 11 Sprchový výměník [18]

Sprchová vanička s integrovaným výměníkem tepla

Odpadní voda ohřívá studenou vodu protékající výměníkem. Teplosměnnou plochu tvoří vypouklá měděná spirála. Ve výměníku je obsah vody menší než 1 litr, proto se teplá voda přehřívá ve velmi krátké době. Tyto výměníky tepla jsou vhodné do rodinných domů, tělocvičen [17].

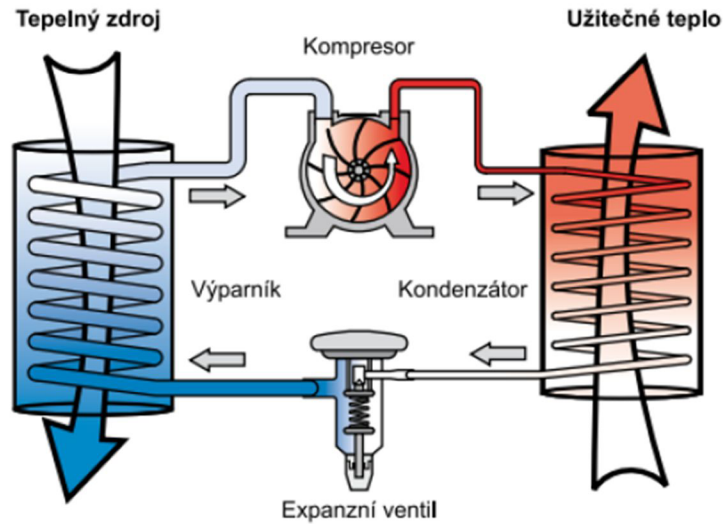


Obr. 12 Integrovaný výměník do sprchové vaničky [17]

1.3.8 Tepelné čerpadla

Tepelné čerpadlo funguje na principu kompresorového okruhu. TČ se skládá z primární a sekundární části. Na primární straně se nachází výměník tepla, který se nazývá výparník. Úkolem výparníku je odebrání nízkopotenciálního tepla z okolí pomocí teplonosného média, které v něm obíhá. Následujícím členem uzavřeného okruhu systému je kompresor. Plyn nasávaný z výměníku, který s sebou nese teplo získané z okolí, se díky stlačení v kompresoru zahřívá na vyšší teplotu. Stlačený plyn se na straně výtlaku kompresoru dostává do výměníku tepla zvaného kondenzátor, který tvoří sekundární část. Ten je spojen s topným okruhem systému. Zahřátý plyn v kondenzátoru zkapalní a předá teplo do chladnějšího topného okruhu, což zajišťuje druhý zákon termodynamiky. Zkapalněné médium je dále vedeno k expanznímu ventilu, který díky nižšímu tlaku za tímto ventilem zajistí expanzi kapalného média zpět do výparníku. Vlivem rozpínání plynu se sníží teplota média pod hladinu okolní teploty, což opět díky druhému termodynamickému zákonu umožní odebrat teplo z okolí. Tím je cyklus, který obíhá stále dokola, uzavřen.

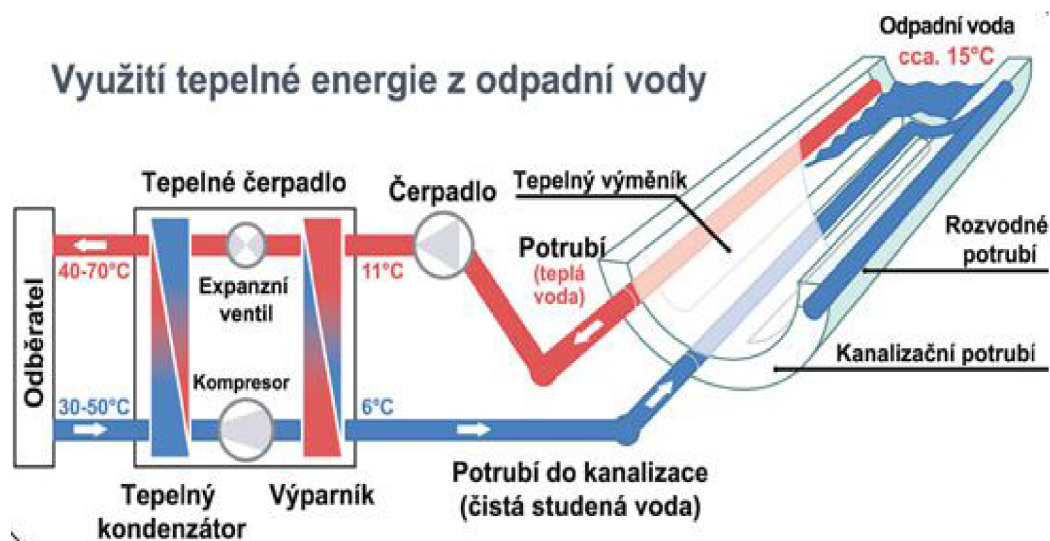
Instalováním tepelného čerpadla do systému rekuperace energie z odpadní vody se mnohonásobně zvýší potenciál odpadní vody. Tepelné čerpadlo může být využito jak pro vytápění, tak i chlazení. Výkon tepelného čerpadla je charakterizován topným faktorem (COP). Je to poměr tepla předaného teplonosné látce a vynaložené (dodané) práce. Topný faktor roste s vyšší teplotou zdroje – teplotou odpadní vody [19,20].



Obr. 13 Princip tepelného čerpadla [19]

Tepelné čerpadlo voda – voda:

- funguje na principu otevřeného okruhu, kde zdrojová voda protéká přímo výměníkem TČ,
- výhodou je vyšší účinnost čerpadla, nevýhodou pak pracné osazování výměníku,
- vysoký topný faktor, krátká doba návratnosti.



Obr. 14 Využití tepelné energie z odpadní vody [19]

Topný faktor

Hodnotu topného faktoru lze vypočítat pomocí vzorce:

$$\varepsilon = \frac{Q_{OUT}}{Q_{EL}} = \frac{Q_{IN} + Q_{EL}}{Q_{EL}} = \frac{T_{OUT}}{T_{OUT} - T_{IN}}$$

Q_{OUT} – výsledná energie [W]

Q_{IN} – energie získaná z okolí [W]

Q_{EL} – energie pro pohon kompresoru [W]

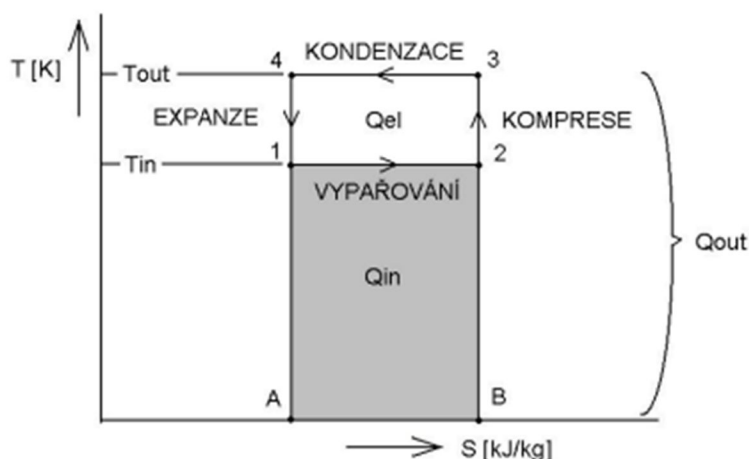
T_{IN} – teplota zdroje tepla [°C]

T_{OUT} – teplota na výstupu [°C]

Jedná se o bezrozměrné číslo, jehož hodnota je vždy větší než 1. Běžně se pohybuje v rozmezí hodnot 2–4, v některých případech uvádějí výrobci COP i mnohem vyšší. Takto vysoký topný faktor bývá v praxi nereálný. Jedná se většinou o hodnoty v ideálních podmínkách, kterých není v běžném provozu dosaženo. Topný faktor kolísá v závislosti na teplotě okolního prostředí, z kterého je teplo odebíráno [20,21].

Carnotův cyklus

Pracovní cyklus, na jehož principu TČ pracuje, se nazývá Carnotův cyklus. Je pojmenován podle francouzského fyzika Nicolase Leonarda Sadi Carnota, který jej popsal ve svém díle “Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu”. Carnotův cyklus je oběh s největší teoretickou tepelnou účinností. Skládá se ze dvou expanzních změn (izotermie a adiabaty) a ze dvou kompresních změn (izotermie a adiabaty).



Obr. 15 T-s diagram Carnotova cyklu [21]

V Carnotově cyklu probíhají dva děje: 2 Izotermické děje a 2 Adiabatické děje.

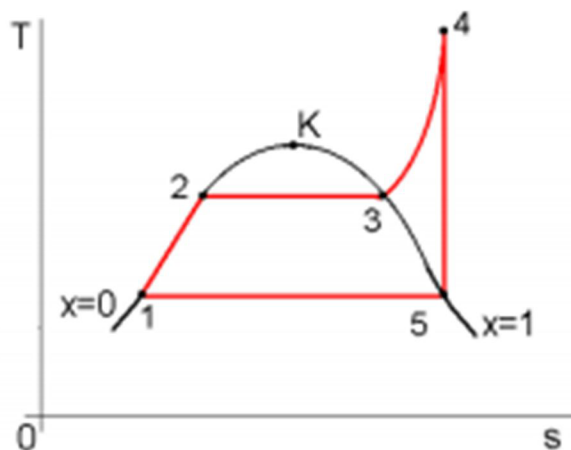
1. z bodu 1 do bodu 2 izotermická expanze - vykonává práci, která je rovna odebranému teplu,
2. z bodu 2 do bodu 3 adiabatická komprese - je vykonávána práce, při které klesá teplota,
3. z bodu 3 do bodu 4 izotermická komprese - je dodávána práce do systému chladnější lázni,
4. z bodu 4 do bodu 1 adiabatická expanze - návrat na začátek cyklu pomocí dodané práce [21].

Clausius – Rankinův cyklus

Je teoreticky uzavřeným oběhem, kde jsou využívány změny pracovní látky, vody, který v průběhu cyklu mění své skupenství. Činnost Clausius –Rankinova cyklu:

1. z bodu 1 do bodu 2 – napájecí voda se „tlakuje“ do oběhu napájecím čerpadlem a voda se ohřívá do stavu sytosti, varu,

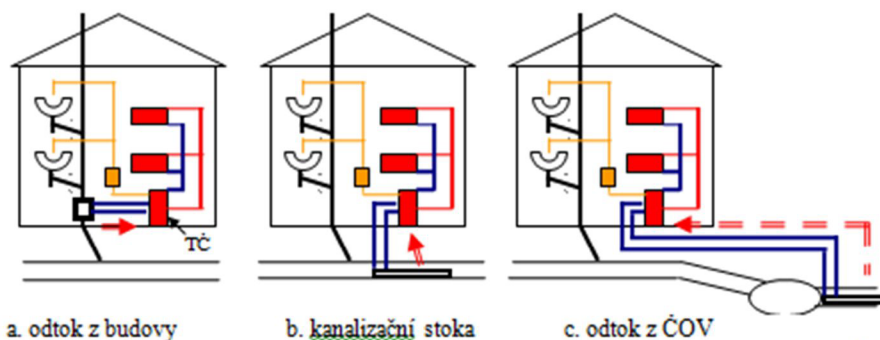
2. z bodu 2 do bodu 3 – ve výparníku probíhá přeměna syté vody na sytou páru, vypařování,
3. z bodu 3 do bodu 4 – v přehříváku páry se pára izobaricky přehřívá na vyšší teplotu,
4. z bodu 4 do bodu 5 – probíhá adiabatická expanze páry v turbíně,
4. z bodu 5 do bodu 1 – v kondenzátoru pára kondenzuje[22].



Obr. 16 Clausius Rankinův cyklus [22]

1.3.9 Varianty rekuperace tepla z OV

Rekuperace tepla z OV se dá provádět různými způsoby. Při menších výkonech může dojít k rekuperaci odpadní vody vložením výměníku přímo do **odpadního potrubí v budově**. Tento způsob zpětného získávání tepla můžeme považovat za nejjednodušší, i získané výkony jsou tudíž nejnižší. Dalším způsobem je využití **kanalizace odpadních vod**, při této variantě je potřeba brát ohled na změnu teploty kanalizace. Důležité je dbát na tvar výměníku, aby příliš nezmenšoval průřez. Nejvýhodnější je umístit odběr tepla v co nejmenší vzdálenosti. Třetí variantou je využití tepelného čerpadla za dosazovacími nádržemi **na čistírnách odpadních vod**. Tato varianta je z hlediska energie největší.



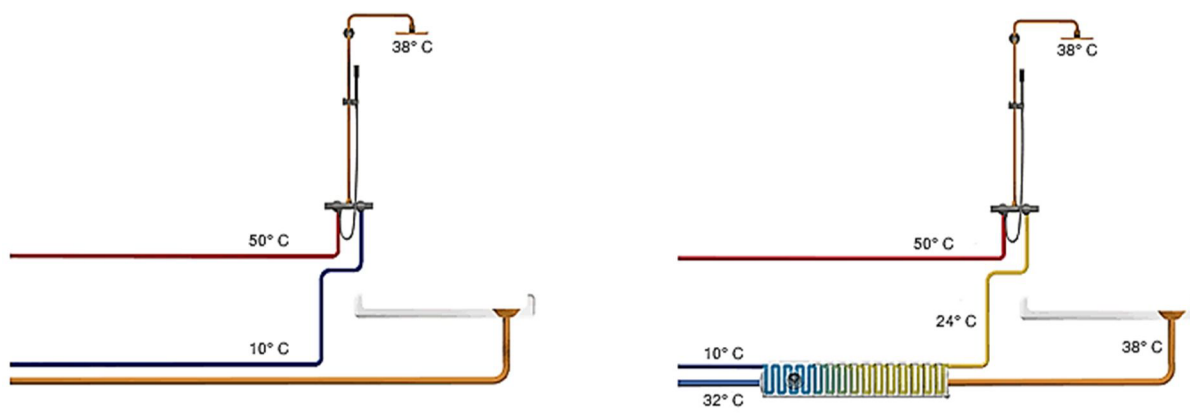
Obr. 17 Lokalizace míst pro možnost odběru tepelné energie z odpadní vody [16]

Odběr tepelné energie v budově se nejčastěji používá pro vody z koupelen a kuchyní. Výhodou je, že teplota vody je vyšší a voda je relativně čistá. Odběr tepla v budově nebo na jeho odtoku je výhodnější použít na objektech s větším množstvím odpadní vody, kde je provoz méně přerušovaný. Může se jednat například o aquaparky, nemocnice, průmyslové

provozy,... **Lokální systémy** využívají energii z odtékající vody k předehřevu přitékající studené vody. Provozy jsou vhodné pro systémy s menší spotřebou vody. Lokální systémy můžeme využít na okamžitou spotřebu, nebo na předehřev studené vody v zásobníku teplé vody. Častějším řešením je využití tepla pro okamžitou spotřebu. Voda je ohřívána přímo na teplotu asi 20°C. Teplota předehřáté vody je závislá na teplotě spotřebované vody a na vzdálenosti a umístění výměníku tepla. Nevýhodou je časová prodleva, než odtékající voda prohřeje ve výměníku studenou přitékající vodu. Druhá varianta – využití odpadní vody z předehřevu studené vody v zásobníku teplé vody, voda je poté dohřívána na požadovanou teplotu. Nevýhodou této varianty jsou tepelné ztráty. **Centrální systémy** jsou vhodné pro instalaci ve větších objektech, kde je větší spotřeba vody. Dochází k akumulaci vody v akumulární jírnice, která vyrovná kolísání vody během dne. Výhodou centrálních systémů jsou investiční náklady [16].

Malé výměníky v domácnosti bez TČ

V současné době se při stavbě nových budov začínají stále více prosazovat ekologická a ekonomická hlediska, ke kterým patří i úspory energie a pitné vody. Snížení spotřeby pitné vody je možno docílit využitím šedých vod. Šedé vody jsou odpadní vody neobsahující fekálie a moč, jde tedy o vodu ze sprch, umyvadel, praček. Tato šedá voda v sobě nese velký potenciál. Spotřeba energie na ohřev teplé užitkové vody, která tvoří velkou část šedých vod, tvoří dnes 25-75% celkových nákladů na energie domácností podle tepelných parametrů objektu.



Obr. 18 Předehřev vody pro okamžitou spotřebu [23]

Pro odběr tepla z odpadní vody k přímému předehřevu teplé vody se využívají malé rekuperační systémy, jejichž hlavní částí je výměník tepla. Rekuperace je založena na principu odevzdání tepla z odpadní vody přes teplosměnnou plochu výměníku tepla. Odebrané teplo se následně odevzdá protiproudu vstupující studené vody, který se výměníkem přivádí do směšovací baterie zařizovacího předmětu. Tento systém je vhodné využít u sprch a umyvadel, kde potřeba vody pitné převyšuje potřebu studené, není však vhodný do kuchyňských zařízení, kde potřeba teplé i studené vody stejná. Dalším důvodem nevhodnosti použití odpadní vody od kuchyňských zařízení je to, že se společně s odpadní vodou odvádějí také tuky a oleje, které by se mohli usazovat na výměníku tepla a tím snížit účinnost systému.

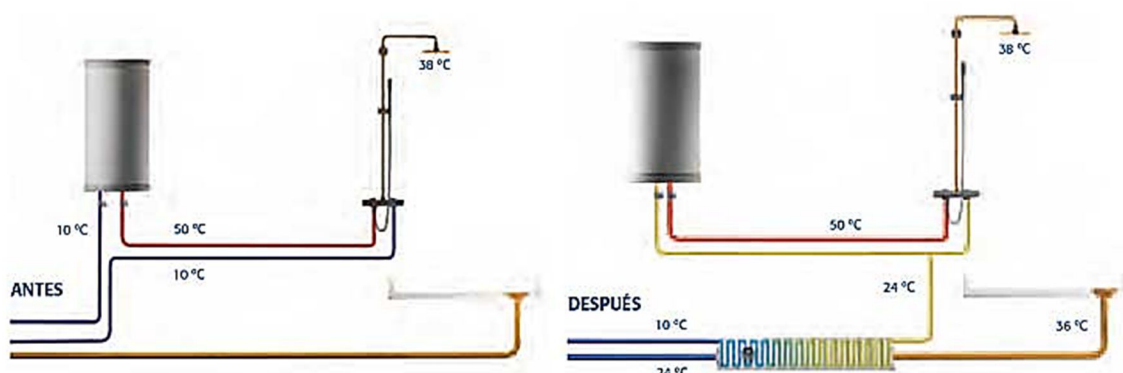
Teplota vody, kterou se běžně sprchujeme, bývá kolem třiceti až čtyřiceti stupni celsia. Sprchováním se její teplota sníží přibližně o pět stupňů. Zbytek tepelné energie obsažené v teplé vodě odteče do stoky. Instalováním výměníku tepla můžeme tuto energii využít. Při použití malého koupelnového výměníku tepla, bude odpadní voda protékat nejdříve výměníkem, poté odteče přes zápachovou uzávěrku do kanalizace. Tepelná výměna je realizovaná protiproudě. Odpadní voda je schopná předat 12 – 15 °C vodě studené. Takto předehřátá voda je přimíchávána do teplé vody ze zásobníku. Tímto namícháním se výrazně snižuje množství spotřebované teplé vody až o 40%. Vhodné je využít termostatické baterie s nastavitelnou teplotou. Připojení výměníků je vhodné realizovat co nejbližže odtoku, tedy ihned pod vaničku sprchového koutu [23].



Obr. 19 Koupelnový výměník [23]

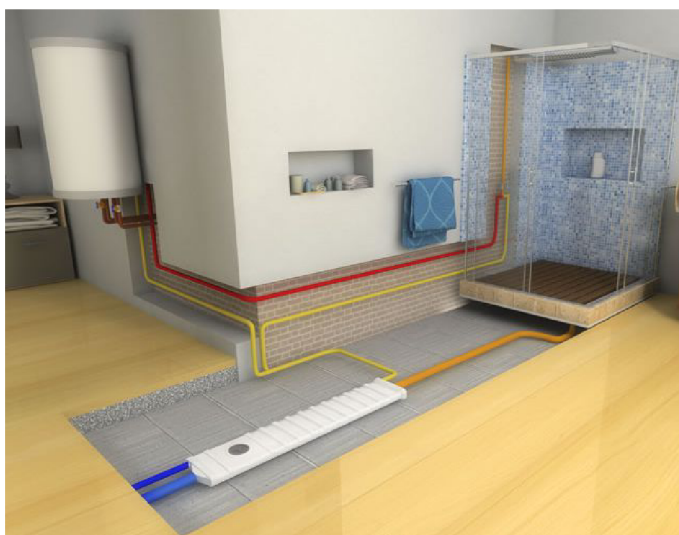
TČ odpadní voda/voda

1.3.9.1.1 Využití zásobníku



Obr. 20 Předehřev vody kombinovaný se zásobníkem [23]

Varianta využití odpadní vody k předehřevu studené vody v zásobníku teplé vody, voda je poté dohřívána na požadovanou teplotu. Předehřev studené vody akumulující se v zásobníku můžeme navrhnout i pro více zařizovacích předmětů. V zásobníku s integrovaným zásobníkem proudí studená voda, která vychází jako předehřátá teplá voda a proudí dále do zásobníkového ohříváče. Na vstupu do zásobníkového ohříváče nemá tedy voda teplotu 10°C, ale je předehřátá na teplotu cca 24°C. Vzhledem k tepelným ztrátám se zásobník umísťuje co nejbližší k zařizovacím předmětům, které jsou na nádrž napojeny. Vhodná je i izolace zásobníku, aby se dosáhlo co nejmenších tepelných ztrát.



Obr. 21 Kombinované připojení se zásobníkem TV [23]

1.3.9.1.2 *Výměník ve stoce a OV ze stoky – přečerpání OV*

Základním principem v získávání tepla z odpadní vody je tepelná výměna na výměníku tepla. Ten může být umístěn přímo na kanalizačním potrubí ve stoce, nebo se odpadní voda může čerpat do výměníku tepla umístěného mimo stoku. Přestup tepla z odpadní vody je závislý na teplosměnné ploše. Při využití výměníku ve stoce může nastat problém právě s velikostí teplosměnné plochy, která může vycházet enormně dlouhá (pro dostatečný výkon). Platí zde přímá úměra mezi délkou úseku kanalizačního potrubí a tepelným výkonem odebíraným ze stoky. Tvorba biofilmu, který vede k negativnímu snížení přestupu tepla, je další negativní argument při rozhodování který systém zvolit. V exténním výměníku dochází k turbulentnímu proudění, které zamezuje tvorbě biofilmu na teplosměnné ploše. Potrubí teplosměnné plochy je také automaticky čištěno stíracím mechanismem. Nečistoty usazené na dně jsou poté stírány šnekovým podavačem, který svým pohybem dno čistí a sedimenty jsou poté odplavovány proudem ochlazené odpadní vody, která se vrací do stoky. Při čerpání odpadní vody z kanalizace, není třeba brát ohled na tvar či materiál potrubí, jelikož čerpání bude provedeno z šachty, jejíž součástí je i mechanické předčištění [24,25].

$$W_{OP} = c \cdot \rho \cdot Q_V \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{W_{OP}}{c \cdot \rho \cdot Q_V}$$

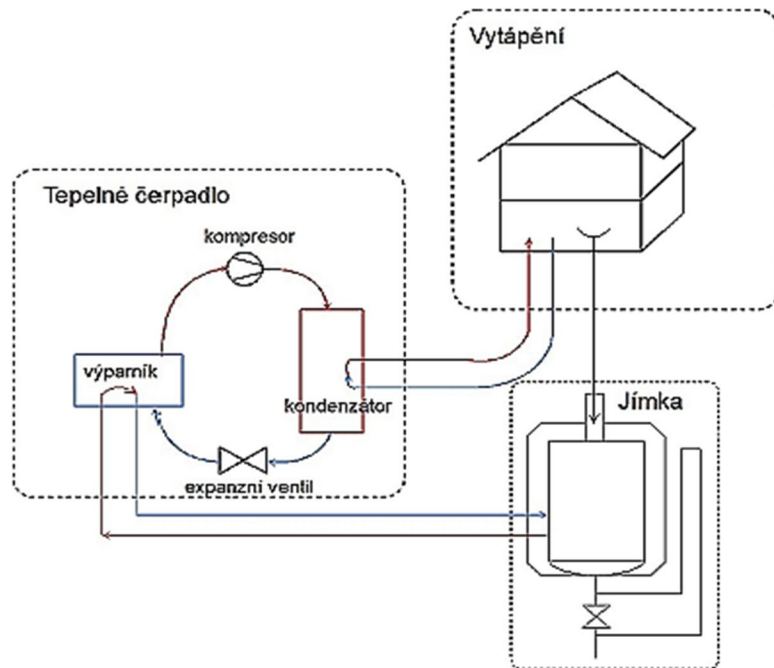
c – měrná tepelná kapacita vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

ρ – měrná hmotnost vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Q_V – průtok odpadní vody [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

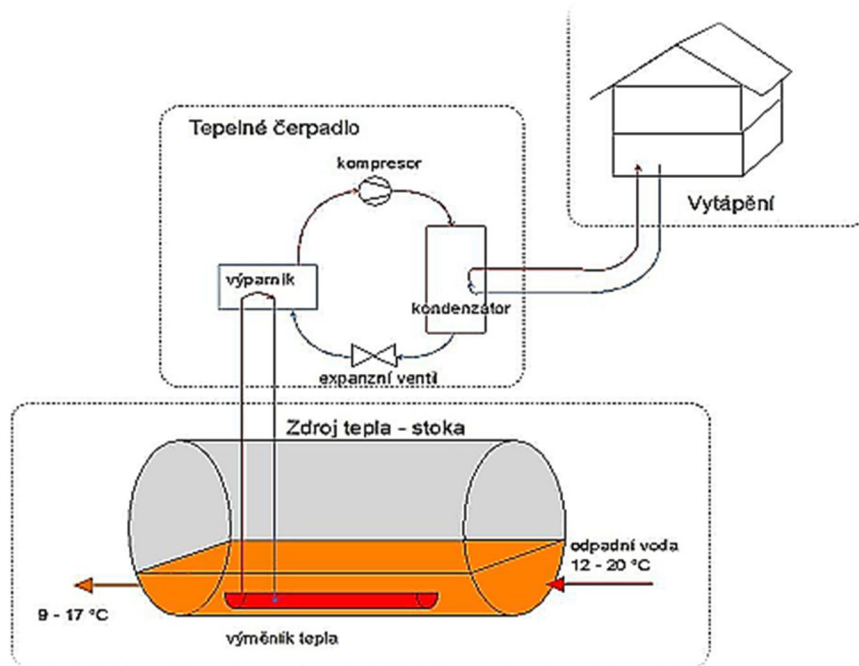
ΔT – ochlazení odpadní vody [$^{\circ}\text{C}$]

W_{OP} – množství odebraného tepla [kW]



Obr. 22 Přečerpání OV – jímka

Pro případ umístění výměníku ve stoce, je potřeba splnit průtok $10 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$, teplota ve stoce vyšší $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a dodržení co nejkratší vzdálenosti mezi spotřebitelem a stokou. Při zavedení výměníku do již funkční stoky je nutno umístit výměník do potrubí minimálně DN 1 000, při aplikaci výměníku do nového potrubí stačí DN 400. Pro menší zanášení teplosměnné plochy výměníku biofilmem, který vede ke snížení účinnosti, by měla mít voda v potrubí rychlost vyšší $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [26].



Obr. 23 Výměník ve stoce

1.3.10 Energie a ekonomika

Kanalizací odtéká odpadní voda s průměrnou roční teplotou od 10-25°C. Odebrané teplo z odpadní vody lze optimálně využít v budovách na vytápění, chlazení, ohřev teplé vody. Odpadní vodu lze tedy zařadit mezi obnovitelné zdroje energie jako nízkopotenciální zdroj tepla. Hlavní část rekuperačního systému tvoří výměník tepla a tepelné čerpadlo. Rozhodujícími faktory pro návrh systému pro přenos tepla jsou dispozice a tvar výměníku, jež závisí na požadavcích a vhodnosti samotného kanalizačního systému.

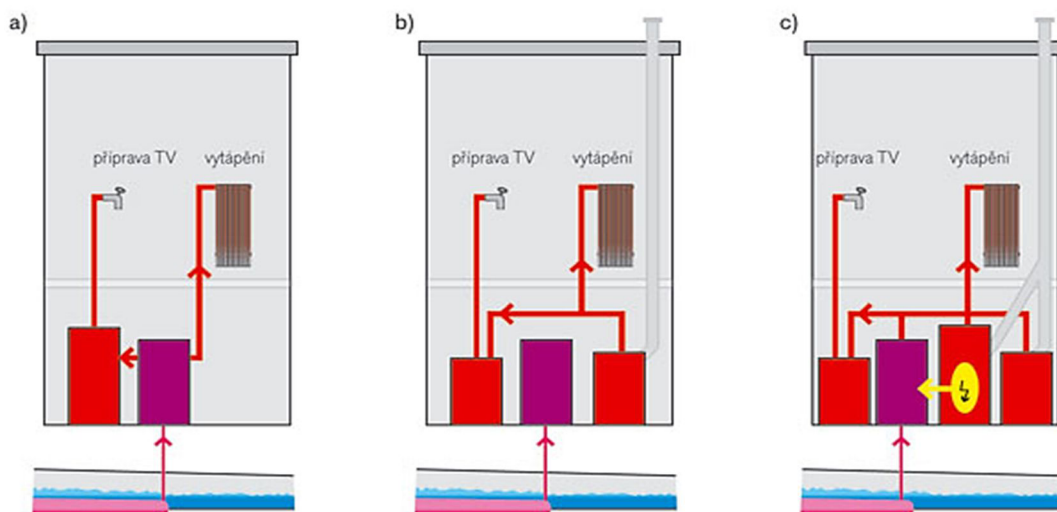
Způsoby výroby tepla tepelným čerpadlem se zpětným využitím tepla z odpadních vod:

- **monovalentní výroba tepla**, výroba tepla pomocí TČ, pokud lze odebrat mnoho tepelné energie z odpadní vody a vyloučit fosilní paliva, je vhodné získávat teplo jedině za pomoci tepelného čerpadla,

- **bivalentní výroba tepla**, základním zdrojem je tepelné čerpadlo, doplňkovým zdrojem kotel, bivalentní výroba je vhodná pro případy pokrytí odběrových špiček, stejně jako pro případ kdy by mohlo dojít k poklesu tepla odebraného z kanalizace, bivalentní výroba energie je investičně levnější než monovalentní,

- **multivalentní výroba tepla**, jedná se o výrobu tepla pomocí TČ a blokové tepelné elektrárny, která vyrábí teplo na vytápění a elektrickou energii na pohon TČ, bloková elektrárna může být nahrazena energií ze spodních vod, teplem z chladících zařízení,...

- **chlazení odpadní vody**, v letním období se zpětně získané teplo z odpadní vody v kanalizaci může využít i k chlazení v objektu, teplota splaškové odpadní vody se v létě pohybuje do 20 °C [28,27].



Obr. 24 Alternativy zásobování teplem tepelným čerpadlem se zpětným využitím tepla z odpadní vody [27]

(a) monovalentní, b) bivalentní, c) multivalentní výroba energie)

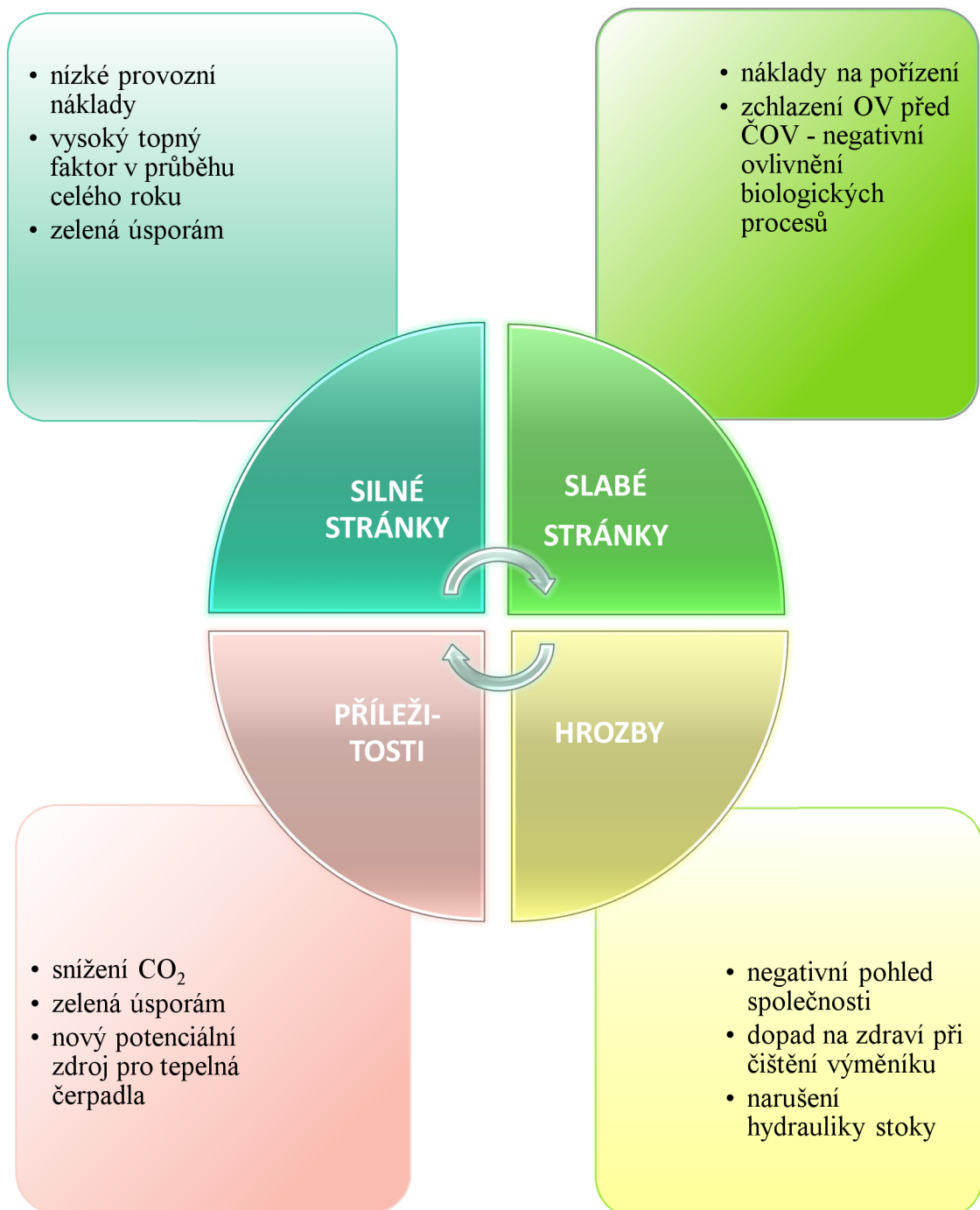
Klasická tepelná čerpadla země/voda, které dosahují nejvyšších topných faktorů, nedosahují zdaleka tak dobrých výsledků jako tepelná čerpadla odpadní voda/voda. Je třeba také zmínit, že pořizovací náklady na vrtné sondy patří k velkému podílu z ceny na systému TČ země/voda. Soustava přečerpávání vody ze studni (přečerpávací a vsakovací) se může využít jen tehdy, je-li zajištěno vhodné proudění podzemní vody při vysoké hladině podzemní vody. Ve stoce nám problémy na zábor pozemků či vrtání sond odpadají. Kanalizace má stále teploty po celý rok. Je tedy nejvhodnějším zdrojem pro tepelná čerpadla. Topné faktory se pohybují od 4,5 do 6 [29].

Velkou výhodou využívání energie odpadních vod je šetrnost k životnímu prostředí. Tepelná čerpadla jsou poháněna elektrickou energií z elektráren, čímž je dosaženo snížení emisí CO_2 .

1.4 ZÁVĚR

Teoretická část diplomové práce se zabývá výměníky pro zpětné získávání tepla, jedná se o výměníky do kanalizační stoky, externí dvoutrubkové výměníky a výměníky ve vnitřní kanalizaci. Součástí systému pro zpětné získávání tepla jsou tepelná čerpadla. Varianty rekuperace tepla z odpadní vody jsou tři, jedná se o vložení výměníku přímo do odpadního potrubí v domě, o využití kanalizace odpadních vod a třetí variantou je získávání tepla přímo na čistírně odpadních vod. V praktické části je řešeno umístění výměníku ve stoce. Pro umístění stokového výměníku do kanalizačního potrubí je potřeba splnit průtok odpadní vody vyšší 10 l s^{-1} . Teplota odpadní vody musí být vyšší $10 \text{ }^\circ\text{C}$, pro osazení výměníku do již funkční kanalizační stoky se doporučuje výměník umístit minimálně do DN 1000, pro instalaci nového potrubí stačí DN 400. Na závěr byla vypracována SWOT analýza, jedná se o analytickou metodu. Matice SWOR představuje koncepční rámec pro systematickou analýzu, který

usnadňuje porovnání vnějších hrozeb a příležitostí s vnitřními slabými a silnými stránkami systému.



2 APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉM PŘÍPADĚ

2.1 POPIS BUDOVY

Řešený objekt se nachází ve městě Hodonín na čistírně odpadních vod v nadmořská výška 167 m.n.m. Jedná se o starší budovu, která slouží jako administrativní budova. Budova není podsklepená a má dvě nadzemní podlaží. První nadzemní podlaží je tvořeno garáží, sklady, technickým zázemím, druhé nadzemní podlaží slouží jako kanceláře. Obvodová stěna Porotherm 40. Průměrná vnitřní teplota 20°C. V budově se běžně vyskytuje 6 zaměstnanců.



Obr. 25 Areál ČOV

Teplo z odpadní vody bude získáváno pomocí stokového výměníku. Výměník bude vložen do jednotné kanalizace kruhového tvaru. Potrubí je DN 1200. V práci je optimalizováno 7 typů stokových výměníků. Modely byly vytvořeny v softwaru CalA. Tepelné výměníky jsou různých typů, rozměrů, z rozdílných materiálů, ... Simulace jsou provedeny pro průměrný, minimální a maximální průtok. V práci je navrženo i tepelné čerpadlo. Odpadní voda bude využívána jako zdroj energie pro vytápění a přípravu teplé vody pro administrativní budovu na čistírně odpadních vod.

Tab. 1 Informace o budově

Vytápění	ano
Chlazení	ne
Ohřev teplé vody	ano
Teplota přívodu	38 °C

Jako vstupní údaje pro optimalizaci stokového výměníku slouží reálné data naměřené na čistírně odpadních vod. Data jsou naměřena v průběhu jednoho roku. Z dat byly vytvořeny průměry, jedná se o průměrnou roční teplotu odpadní vody, průměrnou zimní teplotu odpadní vody, průměrný bezdeštný průtok, minimální bezdeštný průtok. Potrubí je uloženo v hloubce 3 m v antropogenní půdě.

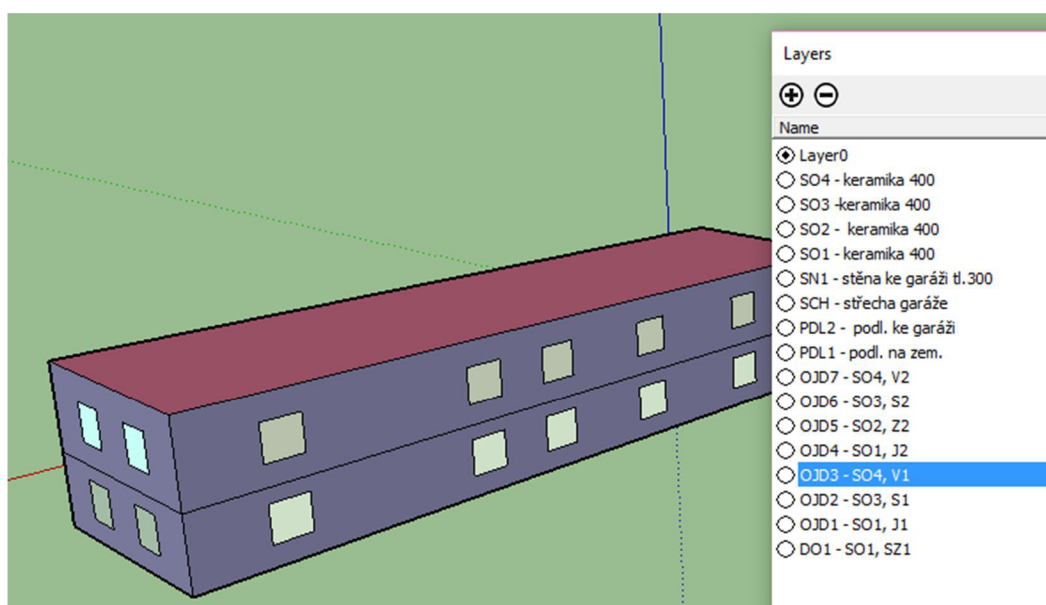
Cílem práce je ve 2D softwaru CalA nasimulovat různé typy stokových výměníků umístěných v kanalizačním potrubí DN 1200 a následně vybrat tu nejoptimálnější variantu. Pomocí softwaru BSim, který je založený na více zónové numerické simulace energetických potřeb budov ve vazbě na vnitřní klima, budou zjištěny potřeby tepla administrativní budovy. Na základě zjištěným výkonů stokových výměníků a potřeb tepla pro budovu bude navržena vhodná délka (počet) stokových výměníků.

Tab. 2 Vstupní data

Typ kanalizační soustavy	jednotná kanalizace
Tvar potrubí	kruh
Dimenze potrubí	DN 1200
Průměrný bezdeštný průtok	75 l.s ⁻¹
Minimální bezdeštný průtok	13 l.s ⁻¹
Průměrná roční teplota OV	14,3 °C
Průměrná zimní teplota OV	9,7 °C
Hloubko uložení potrubí	3 m

2.2 ZTRÁTY BUDOVY

Pro výpočet ztrát budovy byl vytvořen podle projektové dokumentace jednoduchý 3D model v softwaru SketchUp. Z modelu byly získány plochy, které byly následně zadány do programu PROTECH. Do programu byly zadány jednotlivé konstrukce, včetně jejich charakteristik.



Obr. 26 Model budovy v programu SketchUp

Výstupy softwaru PROTECH jsou umístěny v příloze 2. Pro výpočet tepelných ztrát objektu byla uvažována venkovní výpočtová teplota -12, jedná se o osaměle stojící budovu. Vnitřní výpočtová teplota je 20 °C. Intenzita výměny vzduchu 2,5 h⁻¹. Tepelná ztráta budovy z programu PROTECH činí 22 705 W.

Tab. 3 Součinitel prostupu tepla

Název konstrukce	Součinitel prostupu tepla U [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Stěna vnější, SO	0,472
Stěna vnitřní, SN	0,472
Střecha plochá, SCH	0,284
Podlaha, PDL1	0,348
Podlaha, PDL2	0,328
Okno jednoduché dvojsklo, OJD	1,4

Tab. 4 Ztráty budovy z programu PROTECH

Ztráty prostupem	19 350 W
Ztráty výměnou vzduchu	3 354 W
Součet	22 705 W

2.3 NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA

Jako zdroj tepla pro vytápění a ohřev teplé vody pro administrativní budovu bylo zvoleno tepelné čerpadlo voda/voda IVAR.HP WW DIPLOMAT O-G3 13. Návrh tepelného čerpadla proběhl ve výpočtovém programu výrobce Thermia HPC2. Nejprve bylo nutné zadat vstupní data pro výpočet. Jednalo se o tepelné ztráty a zisky budovy, venkovní a vnitřní výpočtovou teplotu, potřebu energie na ohřev teplé vody. V administrativní budově se uvažuje s teplovodním podlahovým vytápěním. Nižší teplota zpátečky bude zaručovat vyšší topný faktor tepelného čerpadla.

Klimatická data

Umístění: (49,2125N, 16,6234E)

Roční průměrná teplota	8,7 °C
------------------------	--------

Objekt: Budova

Vytápěná plocha	301 m ²
Vnitřní teplota požadovaná / výpočtová	20,0 °C
Vnitřní tepelné zisky	3,0 °C
Venkovní výpočtová teplota VVT	-13 °C
Otopná soustava	Podlahové vytápění v betonu
Teplota přívodu při VVT	38 °C
Teplota zpátečky při VVT	30 °C
Tepelná ztráta, výpočtová (kW)	22,7 kW

Energie pro přípravu TV**10 000 kWh**

Doporučený objem zásobníku TV

180 l

Tepelné čerpadlo (čerpadla)

Diplomat Optimum G3 13

1 ks

Při návrhu tepelného čerpadla byly zohledněny podmínky ve stokové soustavě a výsledky ze simulací z programu CalA. Díky výsledkům ze simulace se dala přesně stanovit teplota na primární straně tepelného čerpadla (tedy ve stokovém výměníku). Následně byla vypočtena kalkulace úspor energie, bod bivalence, výpočet topného faktoru a výkonu v závislosti na venkovní teplotě atd. Výsledky byly zaznamenány do grafů a tabulek

Energie**Energetické nároky objektu**

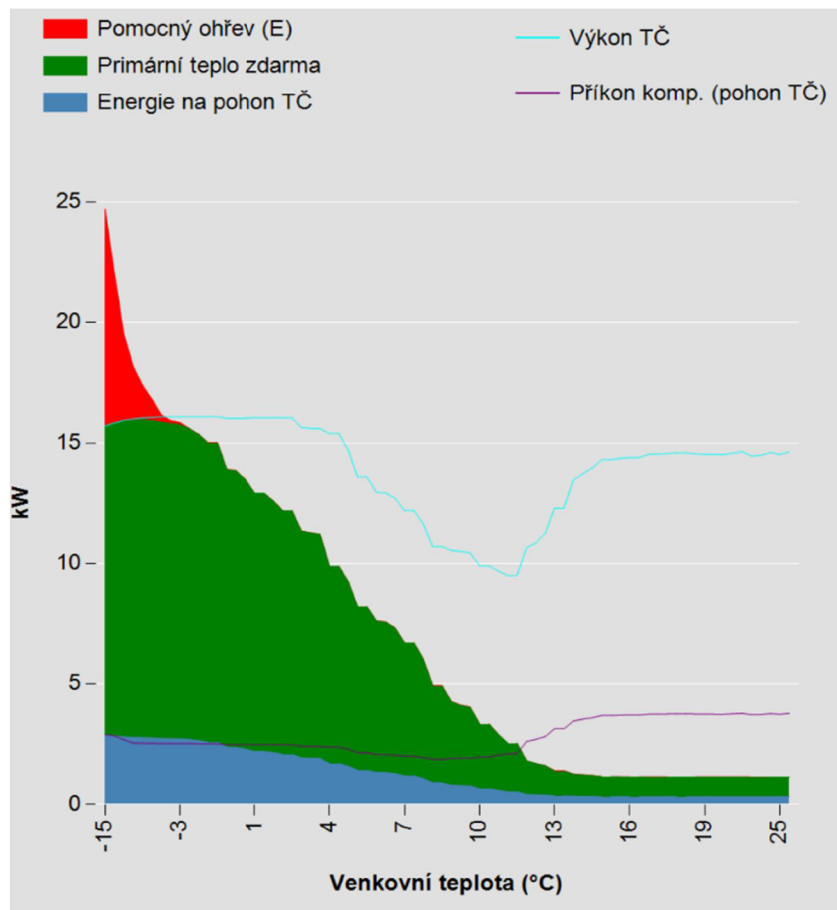
Vytápění	50 240 kWh / rok
Teplá voda (TV)	10 000 kWh / rok
Celkem	60 240 kWh / rok

Energie spotřebovaná navrženým tepelným čerpadlem

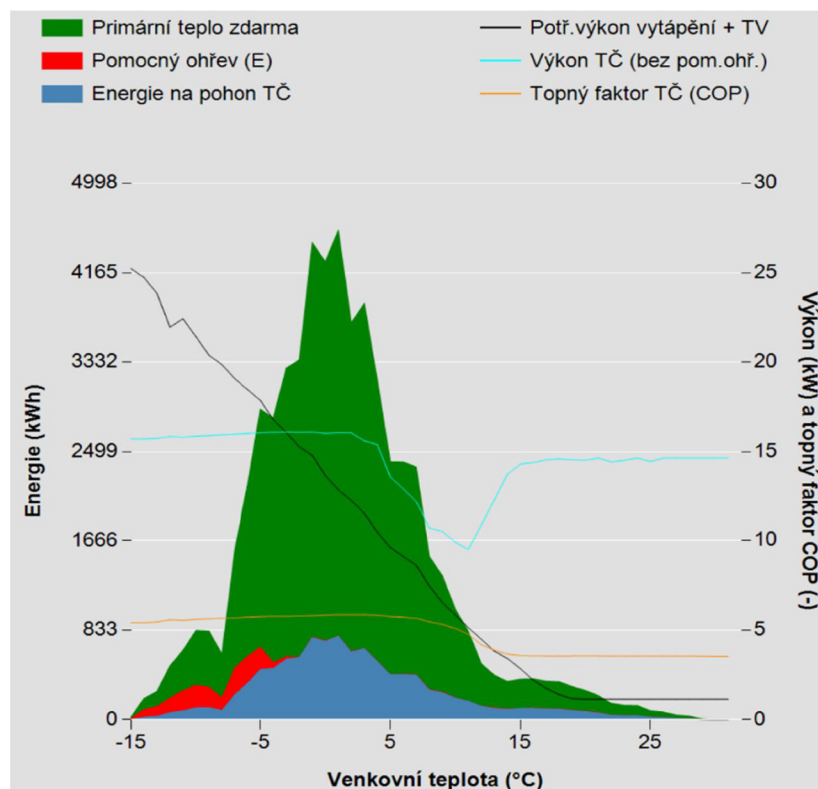
Vytápění	10 020 kWh / rok
Teplá voda (TV)	2 439 kWh / rok
Celkem	12 459 kWh / rok

Úspory s navrženým tepelným čerpadlem, net (čisté)	47 781 kWh / rok
---	-------------------------

Úspory s navrženým tepelným čerpadlem, gross (hrubé)	37 781 kWh / rok
---	-------------------------



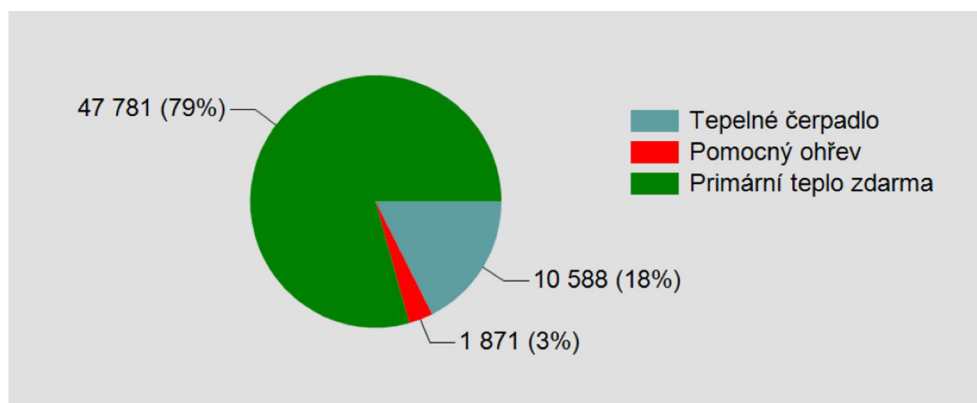
Obr. 27 Graf závislosti výkonu nebo energie na venkovní teplotě



Obr. 28 Graf závislosti energie na venkovní teplotě

Tepelné čerpadlo bude umístěno v technické místnosti v administrativní budově. Součástí tepelného čerpadla je 180 l zásobník na teplou vodu. Tvar výměníku uvnitř zásobníku je navržen tak, aby podpořil proudění vody během ohřevu TV, tím se zvyšuje přestup tepla z otopné vody do ohřívané teplé vody. Tvar zásobníku podporuje efektivní stratifikaci vody (rozvrstvení vody v objemu zásobníku dle teploty vody – nejteplejší voda je v horní části, je tedy vždy připravena k odběru). Toto uspořádání zkracuje dobu ohřevu TV v zásobníku. Plášť zásobníkového ohříváče TV je vyroben z nerezové oceli třídy 316, pro kterou se vžil název švédská ocel. Při vytápění obytných prostor tepelným čerpadlem se vytváří na výstupu z kompresoru vysoké teploty, teplo získané v tomto místě je využíváno pro kontinuální ohřev teplé vody (pro co nejvyšší teplotu TV). Příprava TV a vytápění probíhají souběžně. Výsledkem je vysoká teplota teplé vody, zároveň vysoký komfort v obytné zóně a v neposlední řadě nízká spotřeba energie a vysoký roční topný faktor.

Součástí tepelného čerpadla jsou i oběhové čerpadla na primární a sekundární okruhy. Primární okruh bude tvořen nemrznoucí směsí, sekundární pak upravenou topnou vodou. Potřeba nemrznoucí směsi je přibližně 0,6 l na jeden metr potrubí ve stokovém výměníku. Plnicí zařízení směsi je připojena na zpátečce primárního okruhu.



Obr. 29 Úspory energie (kWh.rok-1)

2.4 VÝPOČET PROVOZNÍCH NÁKLADŮ

Tab. 5 Vstupní údaje pro výpočet provozních nákladů

Potřeba tepla	Q_C	30,0	kW
Průměrná vnitřní teplota, výpočtová	$t_{i,p}$	20,0	°C
Výpočtová venkovní teplota	$t_{e,N}$	-12,0	°C
Začátek topného období	$t_{e,m}$	13,0	°C
Průměrná teplota v topném období	t_e	4,2	°C
Návrhová teplota přívodu	t_{w1N}	38,0	°C
Návrhová teplota vratu	t_{w2N}	30,0	°C

Tab. 6 Náklady na vytápění

Topné období	d	215,0	dny
Vytápěcí denostupně	D°	3397,0	den.°C
Nesoučasnost TZ	e _i	0,85	-
Snížení teploty během noci	e _t	1,0	-
Zkrácení doby VTP	e _d	0,8	-
Opravný součinitel	ε	0,68	-
Účinnost regulace	η ₀	1,0	-
Účinnost rozvodu VTP	η _r	0,98	-
Roční potřeba energie, VTP	Q _{VTP,r}	53,0	MWh.rok ⁻¹

Tab. 7 Náklady na ohřev teplé vody

Studená voda	t _{1,TV}	10,0	°C
Teplá voda	t _{2,TV}	60,0	°C
Celková potřeba teplé vody	V _p	0,33	m ³ .d ⁻¹
Ztrátový koeficient	z	0,6	-
Měrná tepelná kapacita	c	4,18	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Měrná hmotnost	ρ	999,7	kg.m ⁻³
Denní potřeba vody	Q _{TV}	30,7	kWh
Teplota SV v létě	t _{sv,l}	12,0	°C
Teplota SV v zimě	t _{sv,z}	8,0	°C
Počet dní pro ohřev TV	N	365,0	d
Roční potřeba energie, ohřev TV	Q _{TV,r}	10,0	MWh.rok ⁻¹

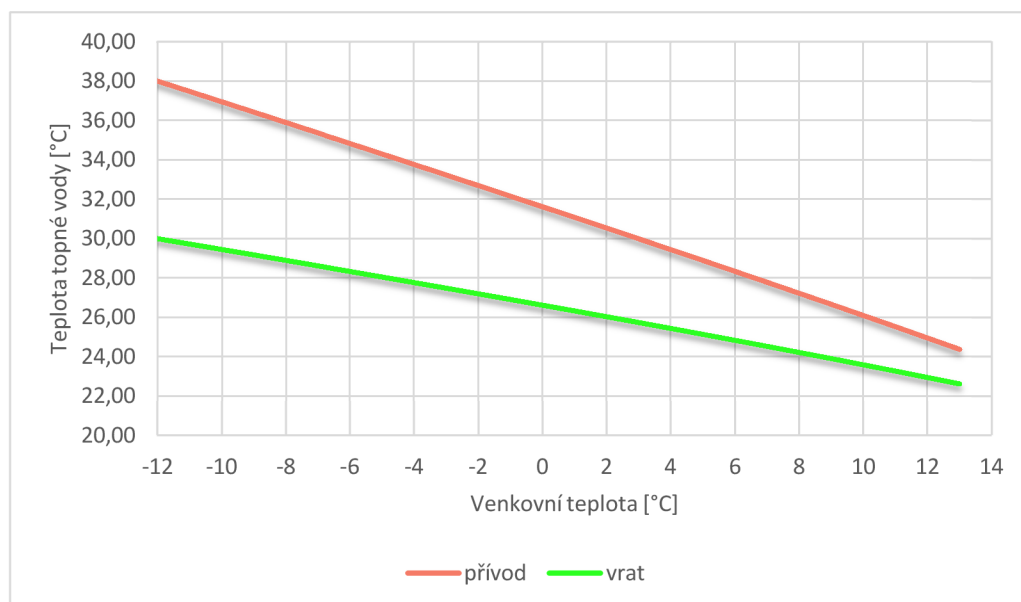
Teplá voda bude po osmi hodinovém intervalu dohřáta na 60 °C

Spotřeba celkem	Q _{celkem,r}	63,04	MWh.rok ⁻¹
-----------------	-----------------------	--------------	-----------------------

Topný faktor	COP	4,79	-
Energie z OV	Q _{OV}	49,8	MWh.rok ⁻¹
Elektrická energie	Q _{EL}	13,2	MWh.rok ⁻¹
Cena el energie	NT	2,50	Kč.kWh ⁻¹
Jistič	-	641,0	Kč.měs ⁻¹
Cena elektrické energie celkem	-	40 591,7	Kč.rok ⁻¹

Tab. 8 Ekvitermní křivka

Vnitřní výpočtová teplota	20	°C
Minimální venkovní výpočtová teplota	-12	°C
Max. teplota přívodu	38	°C
Max. teplota vratu	30	°C
Exponent topné soustavy	1,1	-

**Obr. 30 Ekvitemnı křivka**

2.5 VÝPOČET STOKOVÉHO VÝMĚNÍKU

Základní podmínkou pro provoz stokových výměníků je schválení provozovatelem kanalizací a čistíren odpadních vod. Procesy na ČOV nesmı být narušeny. Odebráním odpadního tepla dojde k ochlazenı odpadní vody, teplota OV ovlivňuje účinnost biologické části. Teplota odpadních vod je pro návrh stokových výměníků limitující. Její ochlazenı je tedy možné jen na některých místech.

$$\Delta T = \frac{W_{OP}}{c \cdot \rho \cdot Q_V}$$

c – měrná tepelná kapacita vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

ρ – měrná hmotnost vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Q_V – průtok odpadní vody [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]

ΔT – ochlazenı odpadní vody [$^{\circ}\text{C}$]

W_{OP} – množství odebraného tepla [kW]

Z rovnice vyplývá, že ochlazení odpadní vody je dáno především odebráním tepelné energie. Se zvyšujícím se průtokem zchlazení odpadní vody klesá. Množství odebraného nízkopotenciálního tepla pro TČ je ovlivněno průtokem odpadní vody. Pro výpočet stokového výměníku je potřeba vypočítat součinitele přestupu tepla. Součinitel přestupu tepla závisí na Nusseltovu kritériu, tepelné vodivosti a charakteristickém rozměru.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

α – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

L – charakteristický rozměr [m]

λ – tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$$

w – rychlost proudící tekutiny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

L – charakteristický rozměr [m]

ν – kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro turbulentní proudění tekutiny trubkou byl pro okrajové podmínky použit obecný vzorec, pro ohřev trubky $n=0,4$ a pro chlazení trubky $n=0,3$. Pro výpočet stokového výměníku byl použit složitější vzorec pro kruhový profil voda, vzduch.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

$$Nu = 0,024 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_s} \right)^{0,14}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla vypočteme z Nusseltova kritéria, z předchozích vzorců, z tepelné vodivosti a charakteristického rozměru. Jednotkou součinitele přestupu tepla je $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot L}{\lambda}$$

Tab. 9 Tepelný výkon, který je možné předat zahřívací látce

Měrná hmotnost	ρ	999,7	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Rychlost proudění	v	1,5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Průměr potrubí	d	76,0	mm
Průtočná plocha	S	0,005	m^2
Hmotnostní průtok na sekundární straně	M	6,8	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota na vstupu výměníku	t_1	6,0	$^{\circ}\text{C}$
Teplota na výstupu výměníku	t_2	8,4	$^{\circ}\text{C}$
Měrná tepelná kapacita	c	4,18	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Tepelný výkon	Q	68,2	kW

Tab. 10 Tepelný výkon, který je možné odebrat OV

Měrná hmotnost	ρ	999,7	kg.m ⁻³
Rychlost proudění	v	13,0	m.s ⁻¹
Průměr kanalizační stoky	d	1200,0	mm
Průtočná plocha	S	1,13	m ²
Teplota odpadní vody	t_1	9,7	°C
Teplota ochlazené odpadní vody	t_2	8,6	°C
Měrná tepelná kapacita	c	4,18	kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Tepelný výkon	Q	59,76	kW

Tab. 11 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1

Určující teplota	t_u	9,15	°C
Tepelná vodivost	λ	0,50	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,000	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	9,25	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,16	m
Reynoldsovo číslo	R_e	208000,0	-
Nusseltovo kritérium	N_u	1132,9	-
Součinitel přestupu tepla	α_1	3540,39	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 12 Výpočet součinitele přestupu tepla α_2

Určující teplota	t_u	7,2	°C
Tepelná vodivost	λ	0,57	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	1,30E-06	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	9,13	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,07	m
Reynoldsovo číslo	R_e	80769,2	-
Nusseltovo kritérium	N_u	482,8	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	3931,8	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 13 Součinitel prostupu tepla na délku 1 m

Součinitel přestupu tepla na straně vody	α_2	3931,8	W.m ⁻² .K ⁻¹
Součinitel přestupu	α_1	3540,4	W.m ⁻² .K ⁻¹
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,070	m
Vnější průměr potrubí	d_e	0,076	m
Součinitel tepelné vodivosti potrubí	λ	46,0	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Součinitel prostupu tepla	k_L	379,63	W.m ⁻¹ .K ⁻¹

Tab. 14 Tepelný výkon výměníku

Střední logaritmický teplotní spád	Δt	5,0	°C
Teplosměnná výhřevná délka	L_1	1,0	m
Tepelný výkon	Q	1898,1	W

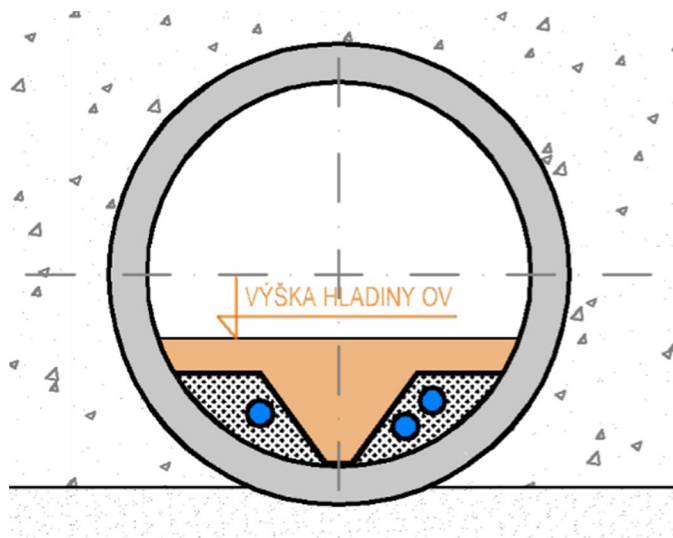
Tab. 15 Orientační výpočet faktoru zanášení

Teplota teplosměnné plochy	t_w	9,7	°C
Teplota ohřívaného média	t_o	8,6	°C
Součinitel prostupu tepla	R	0,000065	$m^2.K.W^{-1}$
Tepelný tok	q	16866,7	$W.m^{-2}$
Tloušťka vrstvy nánosů	S_N	0,001	m
Tepelná vodivost nánosů	λ_N	0,6	$W.m^{-1}.K^{-1}$
Faktor zanášení biofilm	R_f	0,002	$m^2.K.W^{-1}$
Tepelný tok s nánosem	q_N	635,15	$W.m^{-2}$

3 ALGORITMIZACE, MODELOVÁNÍ, APLIKACE VÝPOČETNÍ TECHNIKY

3.1 SOFTWARE CALCULATION AREA (CALA)

Ve 2D softwaru Calculation Area byly nasimulovány modelové případy stokového výměníku, který bude sloužit jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo, kterým bude následně vytápěna administrativní budova na čistírně odpadních vod. Stokový výměník bude spolu s tepelným čerpadlem sloužit nejen jako zdroj energie pro vytápění, ale i na přípravu teplé vody.



Obr. 31 Řez potrubí

Chování stokového výměníku je simulováno na příčném řezu. Geometrický model potrubí obklopeného zeminou je co nejpřesnější. Byla zvolena výpočetní síť 3x3 mm. Geometrické modely výměníku obsahují více než 50 000 výpočtových buněk. Geometrické modely tvoří různé stavební materiály, hodnoty fyzikálních veličin vybraných stavebních materiálů jsou uvedeny v tabulce č. 17.

Simulované kruhové potrubí DN 1200 je ze železobetonu. Potrubí je uloženo v hloubce 3 metry a je obklopeno antropogenní půdou, které je poměrně vlhká. Modelové výměníky jsou z oceli, mědi a nerezové oceli. Jako výplň byly voleny vodivé materiály beton, bentonit a ekvivalentní vzduch. Rychlost přestupu tepla je určena teplotním rozdílem a vodivostí betonu a půdy. Rozdíly teplot jsou malé, takže gradient teplot je malý a rychlost přestupu tepla je nízká. Kanalizační potrubí je zasypáno antropogenní navázkou. Půda je poměrně vlhká, její vodivost je tedy vyšší.

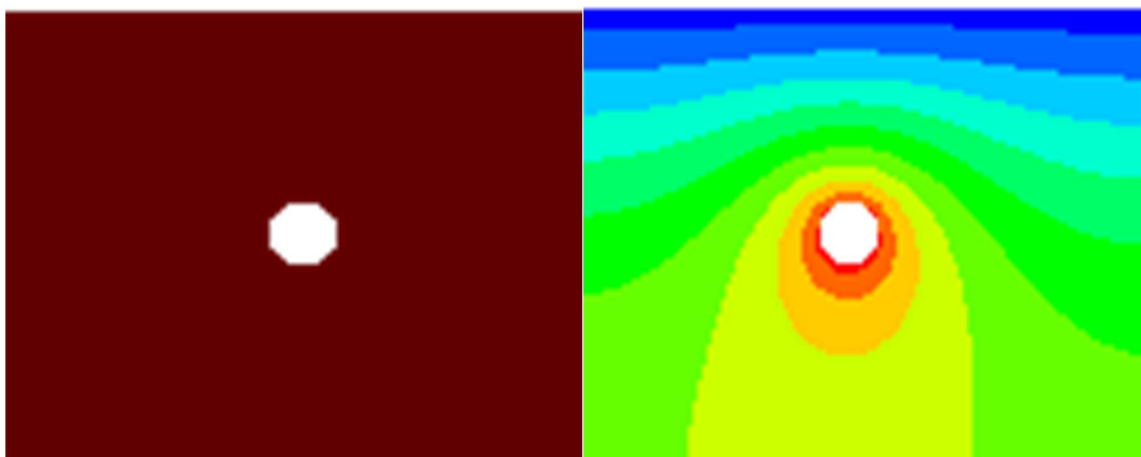
Simulace vycházely z reálných údajů, které byly naměřeny na čistírně odpadních vod v průběhu jednoho roku. Pro usnadnění práce a snížení počtu modelů byla data zprůměrována na průměrnou roční teplotu a průměrnou zimní teplotu. Průměrná zimní teplota byla řešena, aby byly zjištěny výkony stokových výměníků pro zimní období, kdy je potřeba topit. Výkony stokových výměníku se mění v průběhu roku v závislosti na teplotě odpadní vody.

Tab. 16 Vstupní údaje z měření

Dimenze potrubí	DN 1200
Průměrná roční teplota OV	14,3 °C
Průměrná zimní teplota OV	9,7 °C
Průměrná roční teplota vzduchu v kanalizaci	16 °C
Průměrná zimní teplota vzduchu v kanalizaci	10,9 °C
Minimální bezdeštný průtok	13 l.s ⁻¹
Průměrný bezdeštný průtok	75 l.s ⁻¹
Průměrná teplota zeminy	8 °C

3.1.1 Okrajové podmínky

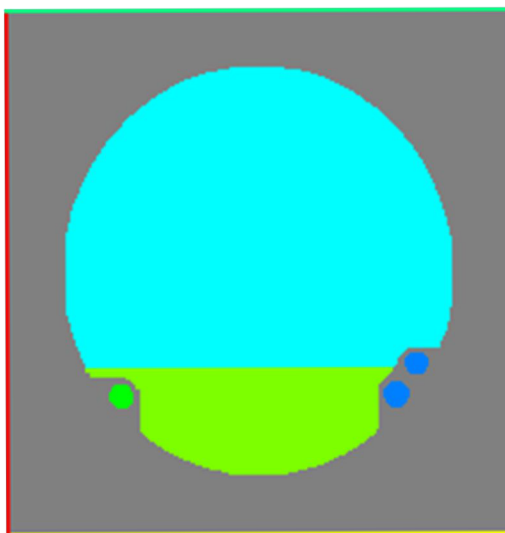
Okrajové podmínky výpočtu byly voleny různé podle simulovaného období. Při horním okraji modelu byla zvolena Dirichletova okrajová podmínka s konstantní teplotou 8°C pro průměr celého roku a 6°C pro zimní období, součinitel přestupu byla α je 9999 W.m⁻².K⁻¹. Pro zjištění okrajových podmínek půdy byl vytvořen model kanalizačního potrubí na hrubé síti o rozměru 10x10 cm, zadána byla pouze horní okrajová podmínka modelu a reálné teploty potrubí. Jeho následnou simulací byly zjištěny teploty, které byly užity jako další okrajové podmínky, jde o okrajové podmínky ohraničující model, levá, pravá a dolní okrajová podmínka. Ve výpočtové síti 3x3 mm už jsou Newtonovy okrajové podmínky.



Obr. 32 Hrubý model pro zjištění okrajových podmínek

Odpadní voda i potrubí stokového výměníku jsou aproximovány jako Newtonovy okrajové podmínky, které představují naměřené teploty, případně vypočtené střední teploty. K naměřeným teplotám jsou vypočítány součinitele přestupu tepla. Odpadní voda byla modelována i jako Neumannova okrajová podmínka, použitím vnitřního zdroje. Nepodařilo se mi ale vhodně zvolit zdroj, aby bylo dosaženo přibližných naměřených hodnot a reálných

výsledků, proto budou v práci interpretovány pouze verze s Newtonovou okrajovou podmínkou. Pro zadání Newtonových okrajových podmínek bylo potřeba zjistit součinitele přestupu tepla α .



Obr. 33 Okrajové podmínky modelu potrubí

Tab. 17 Tabulka okrajových podmínek pro celoroční průměr

Tabulka okrajových podmínek průměr	Teplota t [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W.m ⁻² .K ⁻¹]
Přívod_studené vody	6	3800
Vzduch_v_kanalizaci_průměr	16	5,7
Výstup_ohřáté vody_průměr	11	4009
Odpadní_voda_průměr	14,2	3500
L_okrajová podmínka	10,9	9,99
P_okrajová podmínka	10,1	9,99
H_okrajová podmínka	8,4	9,99
D_okrajová podmínka	9,2	9,99

Tab. 18 Tabulka okrajových podmínek pro střední teplotu celoroční průměr

Tabulka okrajových podmínek průměr_ střední teplota	Teplota t [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W.m⁻².K⁻¹]
Přívod_ studené vody	8,5	3800
Vzduch _v _kanalizaci_ průměr	16	5,7
Výstup_ ohřáté vody_ průměr	8,5	4009
Odpadní_ voda_ průměr	14,2	3500
L_ okrajová podmínka	10,9	9,99
P_ okrajová podmínka	10,1	9,99
H_ okrajová podmínka	8	9,99
D_ okrajová podmínka	9,2	9,99

Tab. 19 Tabulka okrajových podmínek pro zimní průměr

Tabulka okrajových podmínek zima	Teplota t [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W.m⁻².K⁻¹]
Přívod_ studené vody	6	3800
Vzduch _v _kanalizaci_ zima	10,9	5,7
Výstup_ ohřáté vody_ zima	8,4	4010
Odpadní_ voda_ zima	9,7	3350
L_ okrajová podmínka	8,5	9,99
P_ okrajová podmínka	7,9	9,99
H_ okrajová podmínka	6,3	9,99
D_ okrajová podmínka	7,1	9,99

Tab. 20 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 6 °C

Určující teplota	t_u	6,0	°C
Tepelná vodivost	λ	0,58	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,00000014	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	10,23	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,070	m
Reynoldsovo číslo	Re	73943,7	-
Nusseltovo kritérium	Nu	457,9	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	3800,8	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 21 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 11 °C

Určující teplota	t_u	11,0	°C
Tepelná vodivost	λ	0,6	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,00000127	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	9,06	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,07	m
Reynoldsovo číslo	R_e	82677,2	-
Nusseltovo kritérium	N_u	476,9	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	4009,7	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 22 Výpočet součinitele přestupu tepla OV

Určující teplota	t_u	14,7	°C
Tepelná vodivost	λ	0,6	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,0000011	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	8,2	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,16	m
Reynoldsovo číslo	R_e	207075,1	-
Nusseltovo kritérium	N_u	954,7	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	3499,5	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 23 Výpočet součinitele přestupu tepla pro střední teplotu

Určující teplota	t_u	8,5	°C
Tepelná vodivost	λ	0,6	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,0000013	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	9,6	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,07	m
Reynoldsovo číslo	R_e	76608,8	-
Nusseltovo kritérium	N_u	460,1	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	3842,3	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tab. 24 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 16 °C vzduch

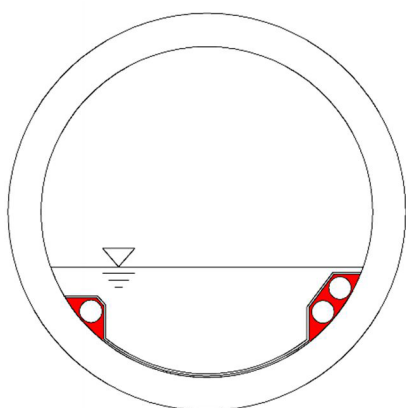
Určující teplota	t_u	16,0	°C
Tepelná vodivost	λ	0,025	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	1,50E-05	m ² .s ⁻¹
Prandtlovo číslo	P_r	0,7	-
Vnitřní průměr potrubí	d_i	0,6	m
Reynoldsovo číslo	R_e	60064,1	-
Nusseltovo kritérium	N_u	133,5	-
Součinitel přestupu tepla	α_2	5,7	W.m ⁻² .K ⁻¹

3.1.2 Použité materiály

Pro optimalizaci stokového výměníku byl stokový výměník simulován z různých typů materiálů v kombinaci s různými typy potrubí a výplní. Stokový výměník byl modelován z oceli, nerezové oceli, mědi. Tloušťka výměníku je 3 mm. Měď je z pohledu přenosu tepla nejvhodnější materiál, naopak kvůli agresivitě odpadní vody a následným korozím je měď nejméně vhodná. Jako výplň byl použit ekvivalentní vzduch, beton a bentonit. Pro zajímavost byl vymodelován stokový výměník, který má ocelové potrubí obalené polyethylenem, dále uváděno jako OCPO (ocel-polyethylen), tato kombinace materiálů se běžně používá pro integrované stokové výměníky. Bentonit a beton jsou používány kvůli jejich vysoké teplotní vodivosti. Následující obrázky demonstrují použité kombinace materiálů, které byly použity u všech modelových typů stokového výměníku.

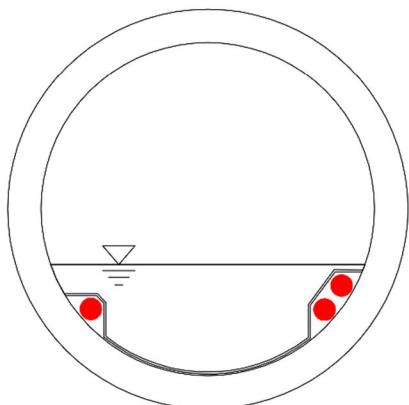
Tab. 25 Tabulka použitých materiálů

Tabulka materiálů	Objemová hmotnost ρ [kg.m ⁻³]	Teplotní vodivost Λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Tepelná kapacita c [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Železobeton	2400	1,58	1020
Antropogenní půda	2500	2,3	920
Potrubí polyethylen	970	0,35	1470
Ocel 0,6% C	7840	46	460
Nerezová ocel	7830	30	460
Měď	8900	393	390
Bentonit	2000	1	2500
Beton	2100	1,23	1020
Ekvivalentní vzduch	1,2	0,14	1010



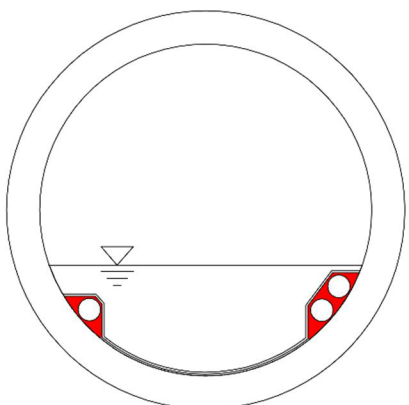
Tab. 26 Tabulka materiálů stokového výměníku

Materiál stokového výměníku	ocel 0,6% C
	měď
	nerez



Tab. 27 Tabulka materiálů potrubí

Materiál potrubí stokového výměníku	ocel 0,6% C
	měď
	nerez

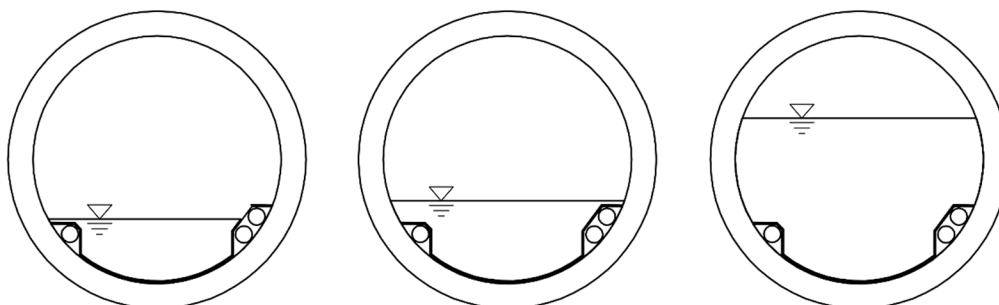


Tab. 28 Tabulka materiálů výplně

Vodivá výplň stokového výměníku	beton
	bentonit
	ekvivalentní vzduch

3.1.3 Stokový výměník typ 1

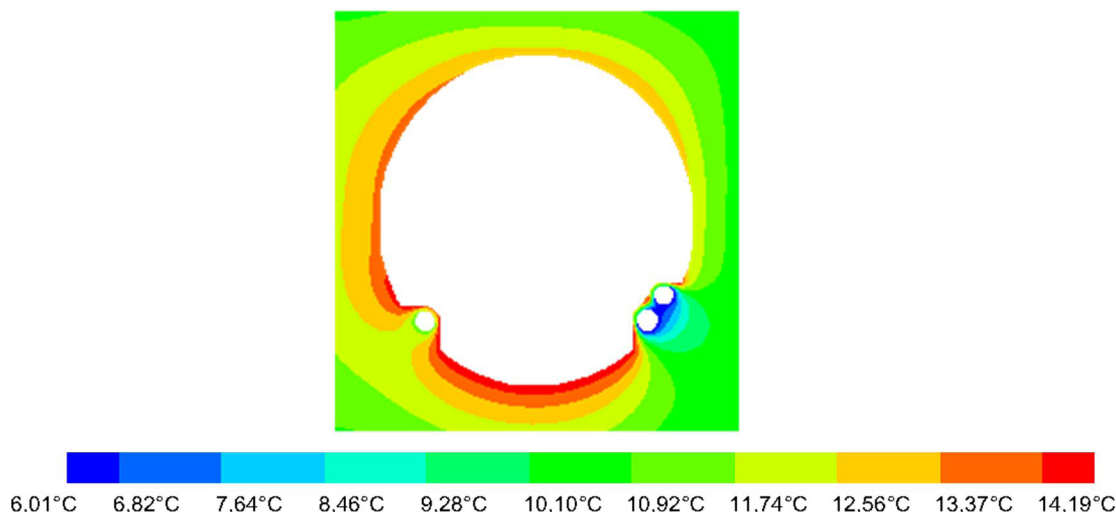
Simulace stokového výměníku typu 1 proběhla z různými typy materiálů i za různých okrajových podmínek. Byly vytvořeny různé typy stokového výměníku, z nerezového plechu, z oceli i mědi. Potrubí bylo modelováno z polyethylenu, oceli, nerez, mědi. Byla vyzkoušena i varianta používaná u integrovaných stokových výměníků tepla, jedná se o ocelové potrubí obaleno polyethylenem. Rychlost proudění byla pro všechny typy potrubí (pro přívod studené vody do výměníku, vrat teplé vody z výměníku) uvažována $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, průměr potrubí potom 76 mm.



Obr. 34 Stokový výměník typ 1

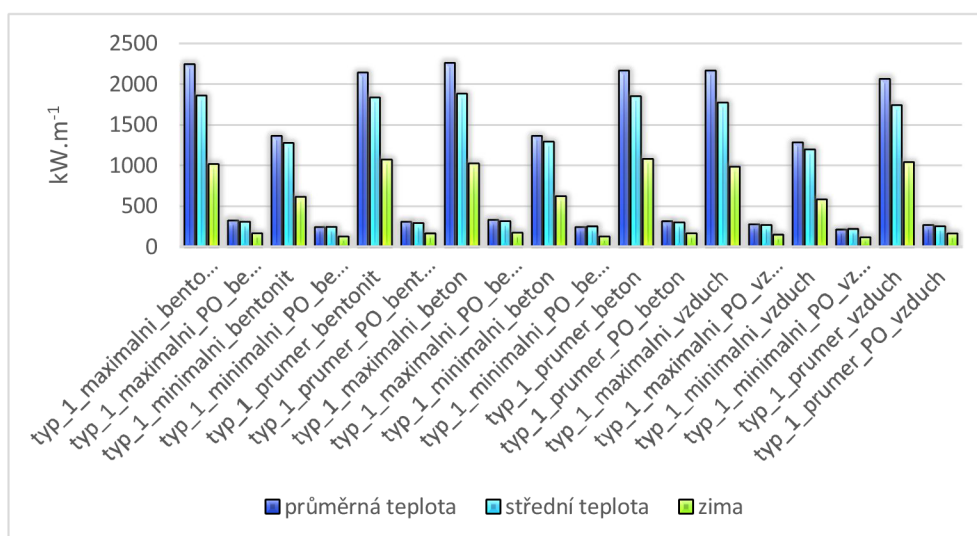
Simulace proběhla za okrajových podmínek uvedených v tabulkách 17,18,19 tedy pro průměrnou roční teplotu, pro průměrnou zimní teplotu, pro střední teplotu vypočítanou z teplot na přívodu a výstupu ze stokového výměníku. Simulovány byly minimální, průměrné i maximální průtoky. Objemová hmotnost, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost byly brány z tabulky číslo 25, tabulky materiálů.

Výsledky simulací výměníku ukazují různé rozložení teplot dle kombinací materiálů a okrajových podmínek. Na ukázkou byly typ kombinující ocel_ocel_beton a průměrnou letní teplotu, druhý obrázek tepelných toků potom ukazuje kombinaci ocel_ocel_bentonit pro střední teplotu.



Obr. 35 Rozložení teplot stokového výměníku typu 1

Ze všech kombinací materiálů výměníků typu 1 byly zjištěny výkony výměníku na 1 metr délky. Výsledky jsou zaznamenány v tabulce číslo 18 a následně pro přehlednost zpracovány do grafu.



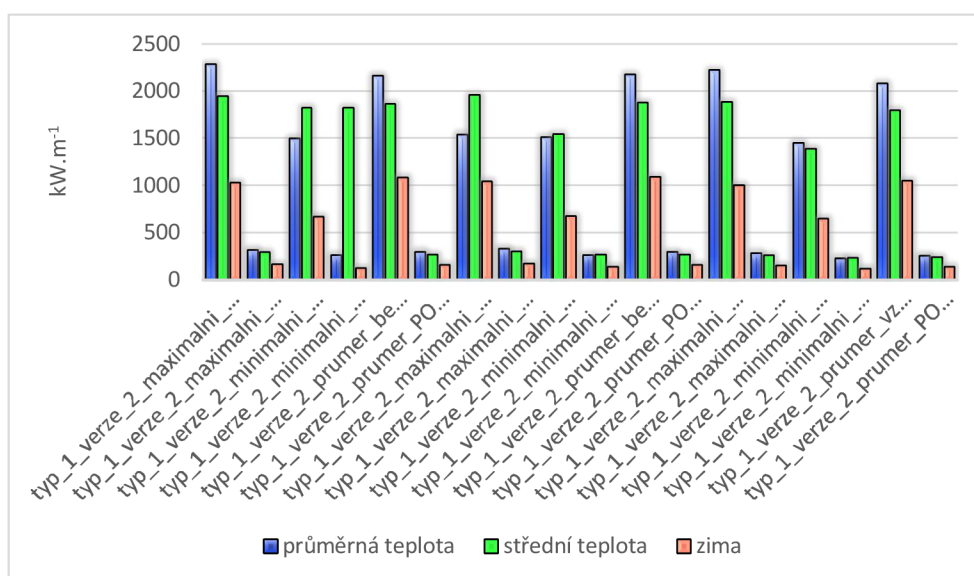
Obr. 36 Porovnání výkonů výměníku typu 1

Tab. 29 Tabulka výkonů výměníku typu 1

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m⁻¹]	střední teplota [W.m⁻¹]	zima [W.m⁻¹]
typ_1_maximalni_bentonit	2235,54	1854,57	1012,66
typ_1_maximalni_PO_bentonit	318,72	305,76	165,28
typ_1_minimalni_bentonit	1358,19	1270,29	608,14
typ_1_minimalni_PO_bentonit	237,07	242,91	123,61
typ_1_prumer_bentonit	2136,66	1827,13	1069,12
typ_1_prumer_PO_bentonit	302,74	286,47	161,51
typ_1_maximalni_beton	2253,93	1875,25	1020,64
typ_1_maximalni_PO_beton	327,61	311,09	170,29
typ_1_minimalni_beton	1358,19	1289,43	614,77
typ_1_minimalni_PO_beton	237,07	246,26	125,12
typ_1_prumer_beton	2157,03	1848,1	1078,03
typ_1_prumer_PO_beton	308,36	297,75	164,05
typ_1_maximalni_vzduch	2157,4	1767,58	978,85
typ_1_maximalni_PO_vzduch	275,57	266,45	145,1
typ_1_minimalni_vzduch	1276,14	1188,98	579,77
typ_1_minimalni_PO_vzduch	207,41	215,35	112,23
typ_1_prumer_vzduch	2060,24	1739,45	1039,25
typ_1_prumer_PO_vzduch	262,19	247,95	159,24

Tab. 30 Výkony stokový výměník typ 1 verze 2

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m⁻¹]	střední teplota [W.m⁻¹]	zima [W.m⁻¹]
typ_1_verze_2_maximalni_bentonit	2278,36	1937,89	1027,33
typ_1_verze_2_maximalni_PO_bentonit	309,95	290,88	162,59
typ_1_verze_2_minimalni_bentonit	1490,57	1816,62	667,17
typ_1_verze_2_minimalni_PO_bentonit	253,81	1816,62	123,17
typ_1_verze_2_prumer_bentonit	2153,8	1856,62	1075,75
typ_1_verze_2_prumer_PO_bentonit	286,93	263,57	154,66
typ_1_verze_2_maximalni_beton	1531,17	1952,07	1039,99
typ_1_verze_2_maximalni_PO_beton	321,97	295,17	170,53
typ_1_verze_2_minimalni_beton	1501,33	1540,18	671,91
typ_1_verze_2_minimalni_PO_beton	258,33	266,05	134,44
typ_1_verze_2_prumer_beton	2171,51	1872,91	1083,6
typ_1_verze_2_prumer_PO_beton	291,42	262,14	156,71
typ_1_verze_2_maximalni_vzduch	2215,89	1868,46	999,91
typ_1_verze_2_maximalni_PO_vzduch	275,55	260,32	147,27
typ_1_verze_2_minimalni_vzduch	1443,79	1383,89	746,82
typ_1_verze_2_minimalni_PO_vzduch	219,37	231,64	117,21
typ_1_verze_2_prumer_vzduch	2076,7	1788,74	1042,68
typ_1_verze_2_prumer_PO_vzduch	246,29	239,52	133,69

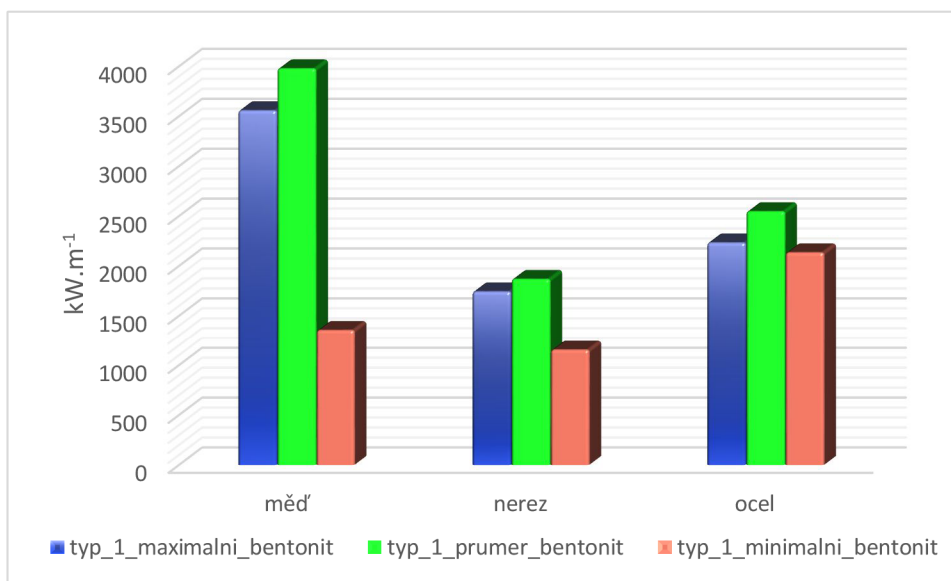


Obr. 37 Porovnání výkonů výměníku typu 1 verze 2

Ve snaze o optimalizaci výkonu na stokovém výměníku byly optimalizovány vstupní i geometrické parametry. Jednalo se o optimalizaci teplosměnné plochy, které jsem dosáhla různými polohami potrubí. Proto byly u jednotlivých typů vytvořeny i další verze.

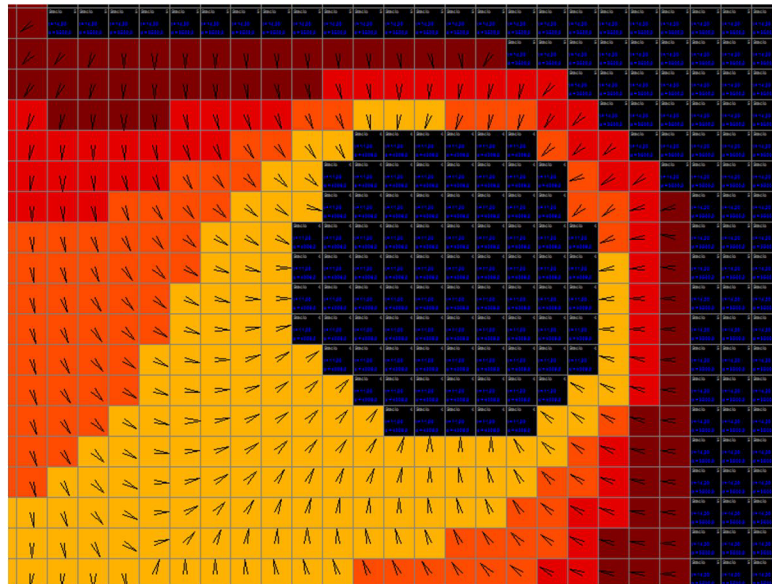
Tab. 31 Porovnání výkonů výměníků z mědi, nerez, oceli 0,6% C

Typ, průtok	měď [W.m ⁻¹]	nerez [W.m ⁻¹]	ocel [W.m ⁻¹]
typ_1_maximalni_bentonit	3559,85	1745,28	2235,54
typ_1_prumer_bentonit	3979,57	1870,35	2548,38
typ_1_minimalni_bentonit	1358,19	1156,24	2136,66

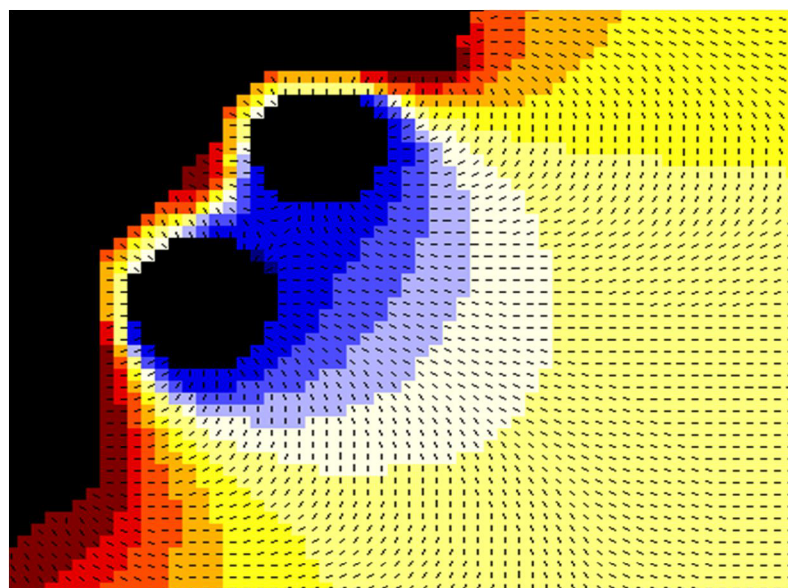


Obr. 38 Porovnání výkonů mědi, nerez a oceli 0,6% C při průměrných ročních teplotách

V grafu 39 vidíme, jaký rozdíl ve výkonu stokového výměníku udělá použitý materiál. Měď má oproti oceli a nerezí přibližně šestinásobnou tepelnou vodivost. Jak už bylo v úvodu řečeno, měď je z pohledu přenosu tepla nejvhodnější materiál, naopak kvůli agresivitě odpadní vody a následným korozím, které snižují tepelný tok se měď na výrobu těchto výměníků nepoužívá. Z tohoto důvodu nebyla měď u dalších typů výměníků použita.

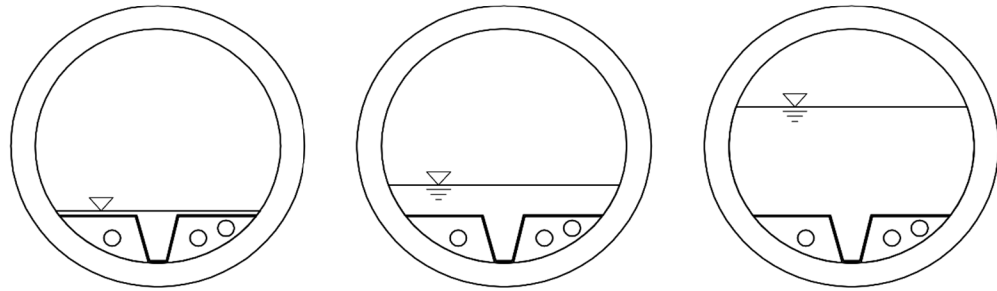


Obr. 39 Zobrazení tepelného toku – vrat potrubí z výměníku



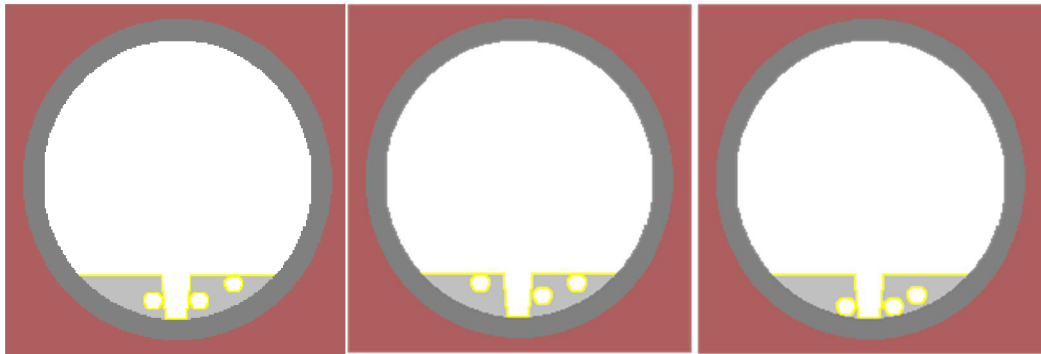
Obr. 40 Zobrazení tepelného toku - přívod studené vody do výměníku

3.1.4 Stokový výměník typ 2

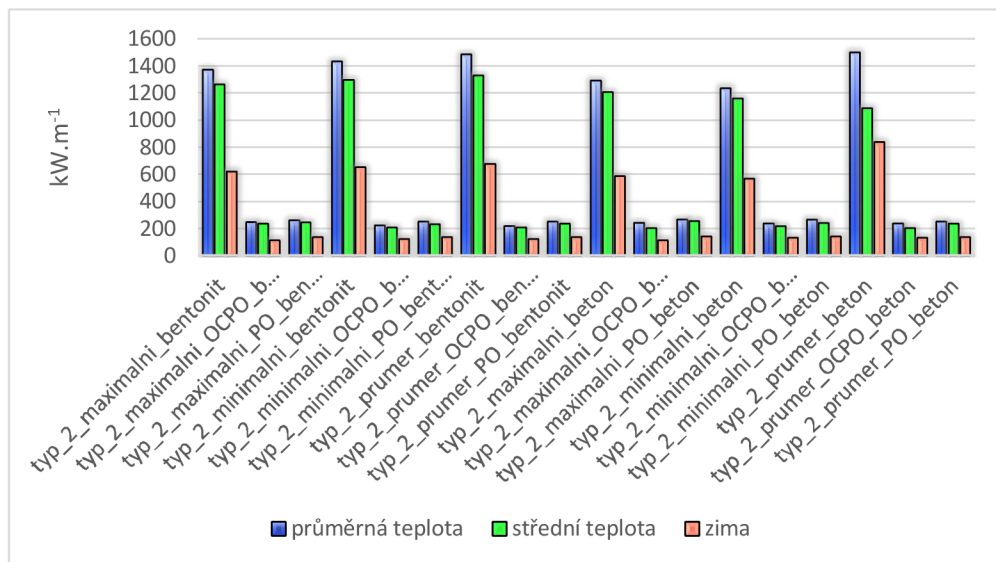


Obr. 41 Stokový výměník typ 2

Stokový výměník typu 2 byl stejně jako stokový výměník typu 1 optimalizován kombinací různých materiálů. Pro zjištění výkonu stokového výměníku byl simulován minimální, průměrný i maximální průtok odpadní vody. Na obrázku 43 jsou vyobrazeny různé varianty umístění přívodního, odvodního a rozdělovacího potrubí výměníku.



Obr. 42 Varianty stokového výměníku typu 2



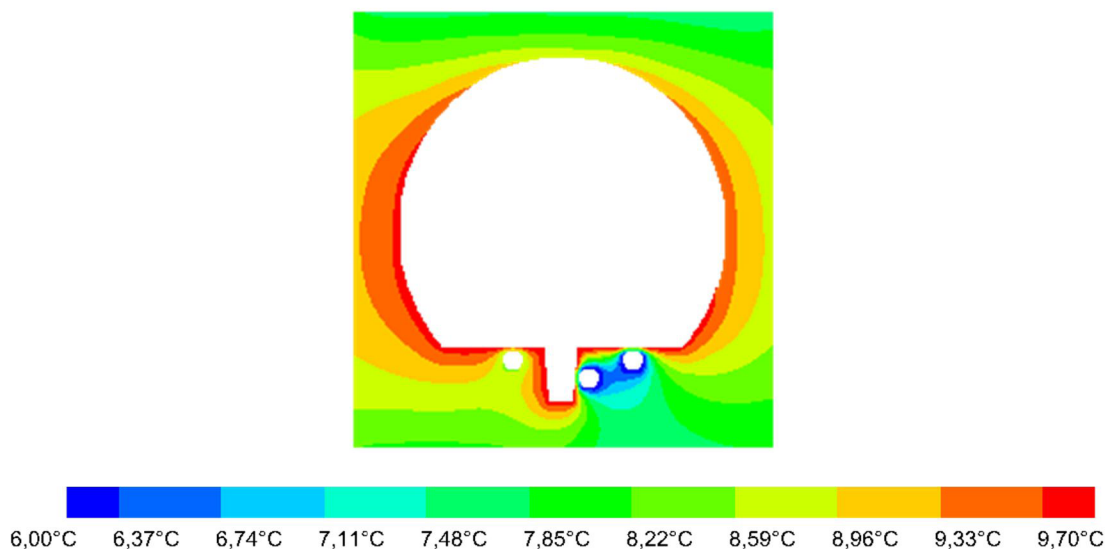
Obr. 43 Porovnání výkonů typu 2

Tab. 32 Výkony stokových výměníků typ 2

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m⁻¹]	střední teplota [W.m⁻¹]	zima [W.m⁻¹]
typ_2_maximalni_bentonit	1367,21	1260,29	620,77
typ_2_maximalni_OCPO_bentonit	245,74	234,98	111,29
typ_2_maximalni_PO_bentonit	257,59	246,27	137,18
typ_2_minimalni_bentonit	1430,35	1291,88	653,45
typ_2_minimalni_OCPO_bentonit	221,63	208,12	124,53
typ_2_minimalni_PO_bentonit	247,54	230,72	136,113
typ_2_prumer_bentonit	1482,51	1326,95	674,47
typ_2_prumer_OCPO_bentonit	214,38	208,89	120,54
typ_2_prumer_PO_bentonit	247,15	235,71	135,21
typ_2_maximalni_beton	1287,97	1205,93	587,06
typ_2_maximalni_OCPO_beton	240,07	204,63	111,01
typ_2_maximalni_PO_beton	265,23	254,45	140,78
typ_2_minimalni_beton	1231,32	1157,96	564,99
typ_2_minimalni_OCPO_beton	234,65	218,99	130,49
typ_2_minimalni_PO_beton	262,91	242,92	143,15
typ_2_prumer_beton	1495,43	1086,3	834,3
typ_2_prumer_OCPO_beton	234,56	204,79	129,73
typ_2_prumer_PO_beton	246,93	237,06	135,25

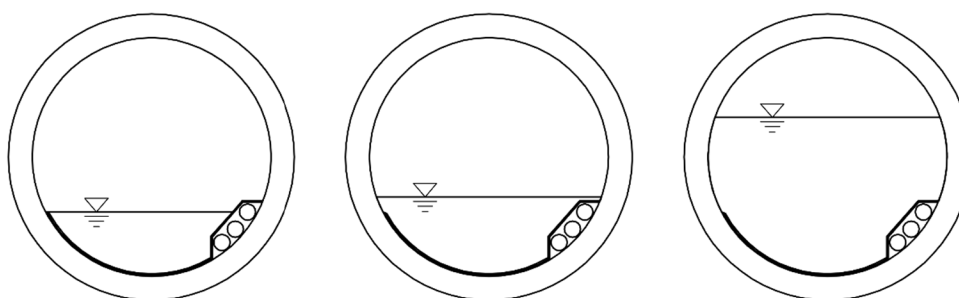
Tab. 33 Výkony stokových výměníků typ 2 verze 2 a 3

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m⁻¹]	střední teplota [W.m⁻¹]	zima [W.m⁻¹]
typ_2_verze_2_maximalni_bentonit	1448,38	1267,22	659,73
typ_2_verze_2_maximalni_PO_bentonit	262,91	251,58	139,36
typ_2_verze_2_minimalni_bentonit	1428,88	1238,32	135,43
typ_2_verze_2_minimalni_PO_bentonit	245,59	226,58	135,44
typ_2_verze_2_prumer_bentonit	1434,94	1246,06	658,35
typ_2_verze_2_prumer_PO_bentonit	251,59	236,44	136,56
typ_2_verze_2_maximalni_beton	1471,53	1288,16	669,92
typ_2_verze_2_maximalni_PO_beton	269,53	257,64	142,45
typ_2_verze_2_minimalni_beton	1428,88	1238,32	654,81
typ_2_verze_2_minimalni_PO_beton	242,62	232,69	138,55
typ_2_verze_2_prumer_beton	1444,9	1262,23	667,33
typ_2_verze_2_prumer_PO_beton	247,71	242,56	242,56
typ_2_verze_3_maximalni_bentonit	760,86	753,51	354,31
typ_2_verze_3_minimalni_bentonit	516,04	692,75	202,61
typ_2_verze_3_prumer_bentonit	680,59	692,75	320,96
typ_2_verze_3_maximalni_beton	776,87	768,57	361,46
typ_2_verze_3_minimalni_beton	658,65	527,61	312,27
typ_2_verze_3_prumer_beton	696,77	706,69	329,27



Obr. 46 Rozložení teplot stokový výměník typ 2 zima

3.1.5 Stokový výměník typ 3

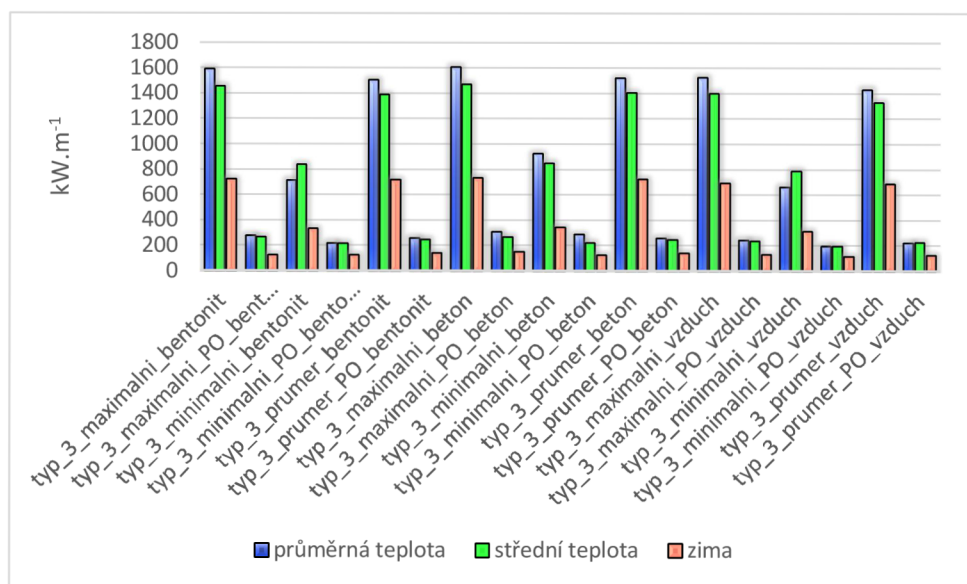


Obr. 47 Stokový výměník typ 3

Stokový výměník typu 3 téměř nenarušuje hydrauliku stoky. Tento typ stokového výměníku není tak často používaný jako typ 1 a typ 2. Stokový výměník typu za daných podmínek nedosahuje špatných výkonů. Je to v průměru výkon $1,5 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-1}$. Model tepelného výměníku byl stejně jako předchozí typy modelován za různých okrajových podmínek a z různých materiálů. Stejně jako u všech předchozích modelů i u modelů tohoto typu vychází podstatně lépe kombinace ocelového výměníku s ocelovým potrubím, než ocelového výměníku v kombinaci s polyethylenem. I u tohoto typu vychází vyšší výkon u stokového výměníku s výplní z betonu. Z hlediska údržby a poruch je lepší použít bentonit.

Tab. 34 Výkony stokových výměníků typ 3

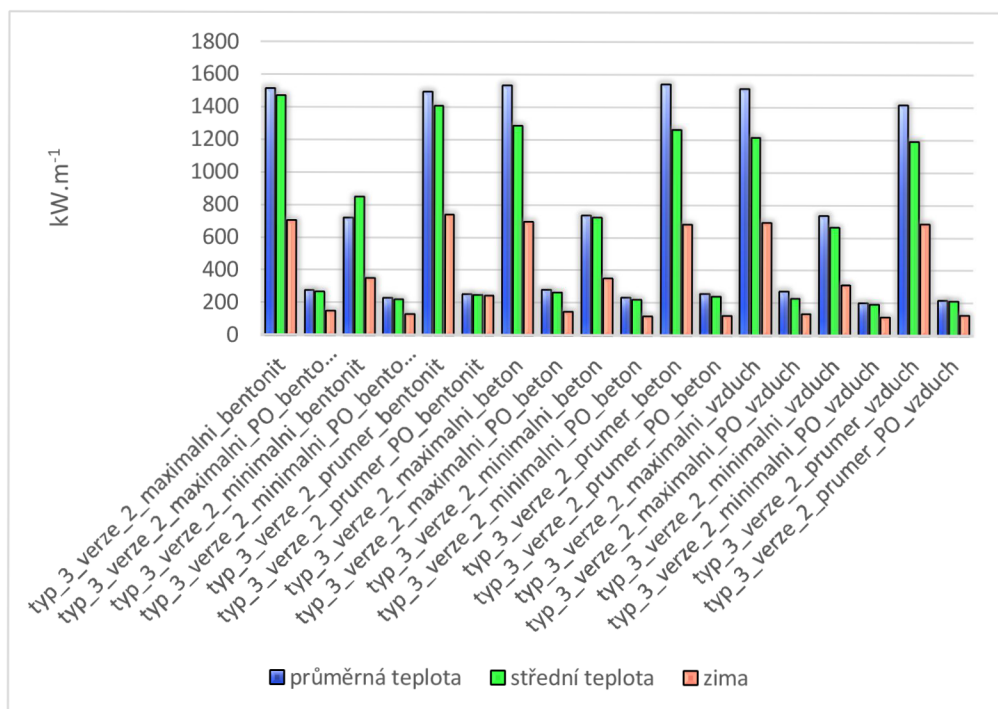
Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_3_maximalni_bentonit	1587,07	1454,47	721,31
typ_3_maximalni_PO_bentonit	272,24	262,91	123,38
typ_3_minimalni_bentonit	710,44	835,08	333,4
typ_3_minimalni_PO_bentonit	216,02	215,45	123,38
typ_3_prumer_bentonit	1501,14	1387,81	713,98
typ_3_prumer_PO_bentonit	254,11	247,28	138
typ_3_maximalni_beton	1603,19	1468,57	728,19
typ_3_maximalni_PO_beton	303,7	266,77	147,17
typ_3_minimalni_beton	922,99	846,65	338,97
typ_3_minimalni_PO_beton	284,74	218,7	124,9
typ_3_prumer_beton	1519,42	1403,41	721,16
typ_3_prumer_PO_beton	254,19	245,11	139,83
typ_3_maximalni_vzduch	1520,79	1396,6	691,79
typ_3_maximalni_PO_vzduch	241,03	235,15	131,36
typ_3_minimalni_vzduch	657,46	786,3	309,92
typ_3_minimalni_PO_vzduch	192,12	193	112,83
typ_3_prumer_vzduch	1425,79	1323,67	684,52
typ_3_prumer_PO_vzduch	220,41	224,71	124,79



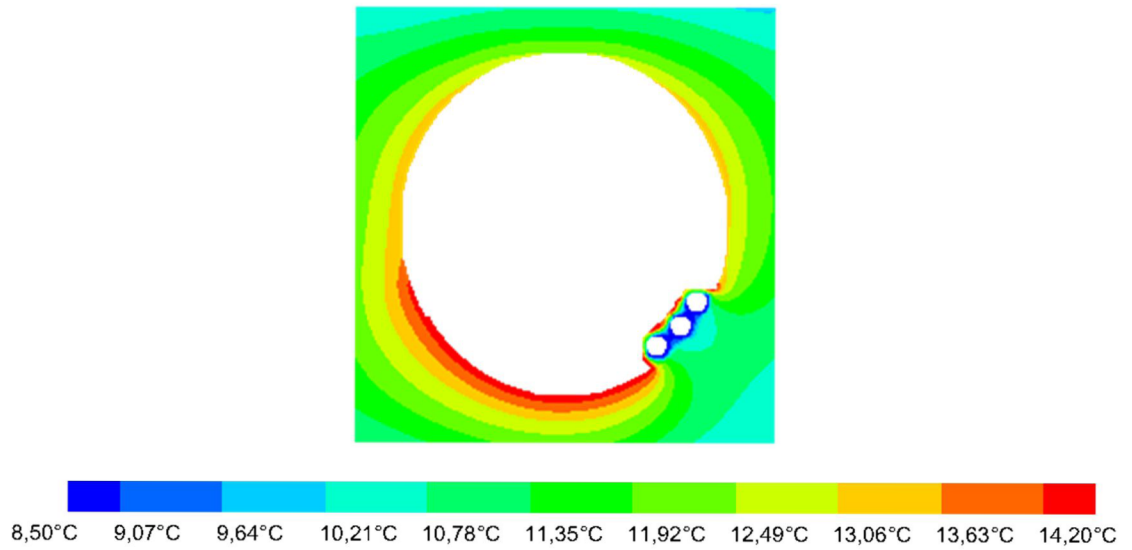
Obr. 48 Porovnání výkonů typu 3

Tab. 35 Výkony stokových výměníků typ 3 verze 2

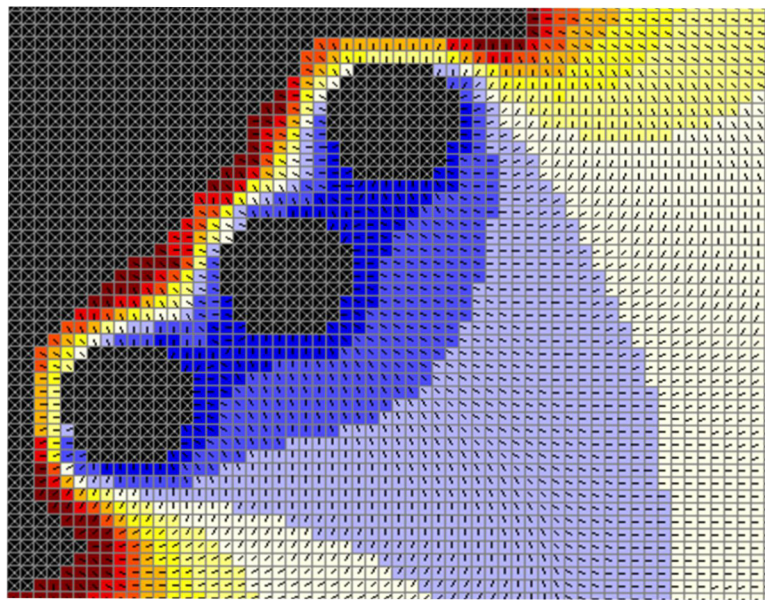
Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_3_verze_2_maximalni_bentonit	1511,83	1468,57	701,33
typ_3_verze_2_maximalni_PO_bentonit	271,88	266,77	147,31
typ_3_verze_2_minimalni_bentonit	718,34	846,65	348,29
typ_3_verze_2_minimalni_PO_bentonit	225,5	218,73	129,23
typ_3_verze_2_prumer_bentonit	1489,43	1403,4	738,66
typ_3_verze_2_prumer_PO_bentonit	249,67	245,11	243,16
typ_3_verze_2_maximalni_beton	1531,16	1281,49	692,67
typ_3_verze_2_maximalni_PO_beton	276,54	260,85	144,53
typ_3_verze_2_minimalni_beton	732,61	720,05	348,29
typ_3_verze_2_minimalni_PO_beton	229,2	220,35	115,35
typ_3_verze_2_prumer_beton	1536,66	1259,12	679,63
typ_3_verze_2_prumer_PO_beton	254,33	238,67	122,9
typ_3_verze_2_maximalni_vzduch	1511,81	1211,35	691,79
typ_3_verze_2_maximalni_PO_vzduch	270,4	228,97	131,36
typ_3_verze_2_minimalni_vzduch	732,62	664,91	309,92
typ_3_verze_2_minimalni_PO_vzduch	197,84	193,35	112,83
typ_3_verze_2_prumer_vzduch	1410,92	1189,19	684,52
typ_3_verze_2_prumer_PO_vzduch	215,88	210,46	124,79



Obr. 49 Porovnání výkonů typu 3 verze 2

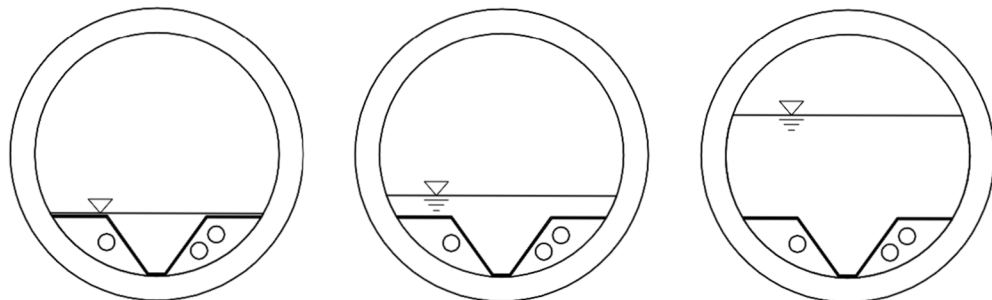


Obr. 50 Rozložení teplot stokového výměníku typu 3



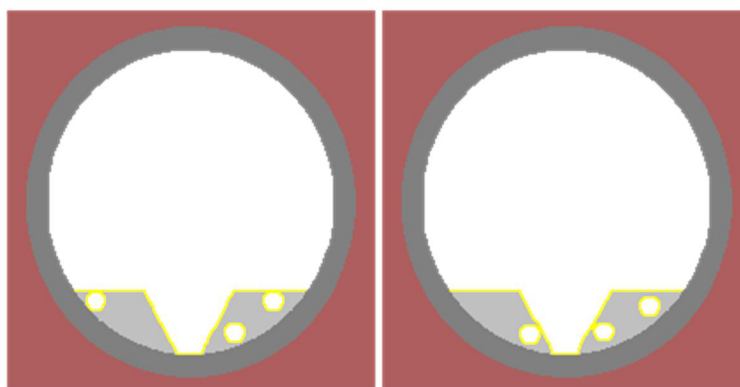
Obr. 51 Zobrazení tepelného toku výměníku typu 3

3.1.6 Stokový výměník typ 4



Obr. 52 Stokový výměník typ 4

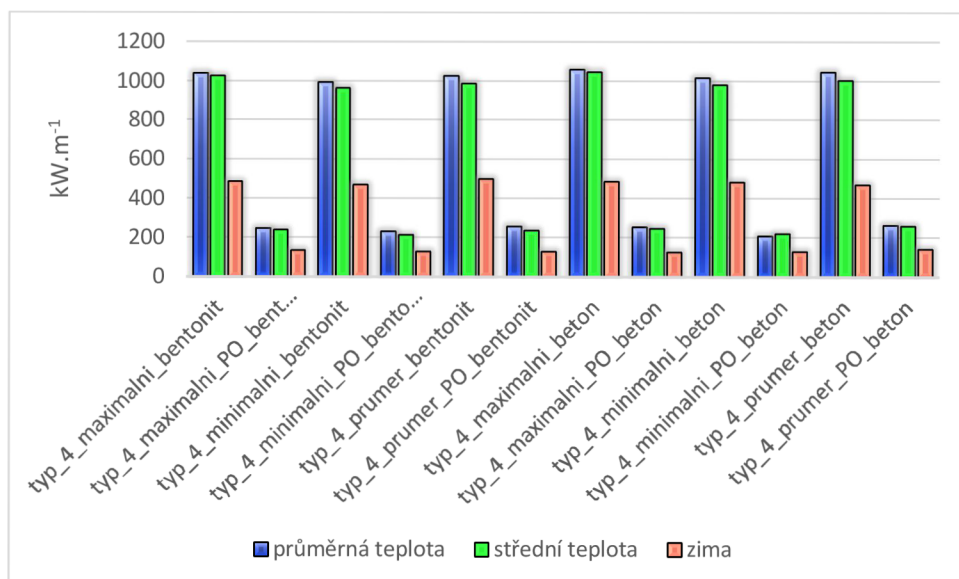
Stokový výměník typu 4 vychází z rozměrů reálně vyráběného stokového výměníku. I u tohoto typu byl zjišťován tepelný výkon za různých okrajových podmínek. I přesto že stokový výměník typu 4 vychází z rozměrů skutečně vyráběného tepelného výměníku, jeho výkonu nejsou příliš vysoké. Výkony tohoto typu výměníku vychází pro průměrnou roční teplotu v rozmezí mezi 700-1000 W.m⁻¹. Pro průměrnou zimní hodnotu je to ale pouhých 500 W.m⁻¹.



Obr. 53 Verze stokových výměníku typu 4

Tab. 36 Výkony stokových výměníků typ 4

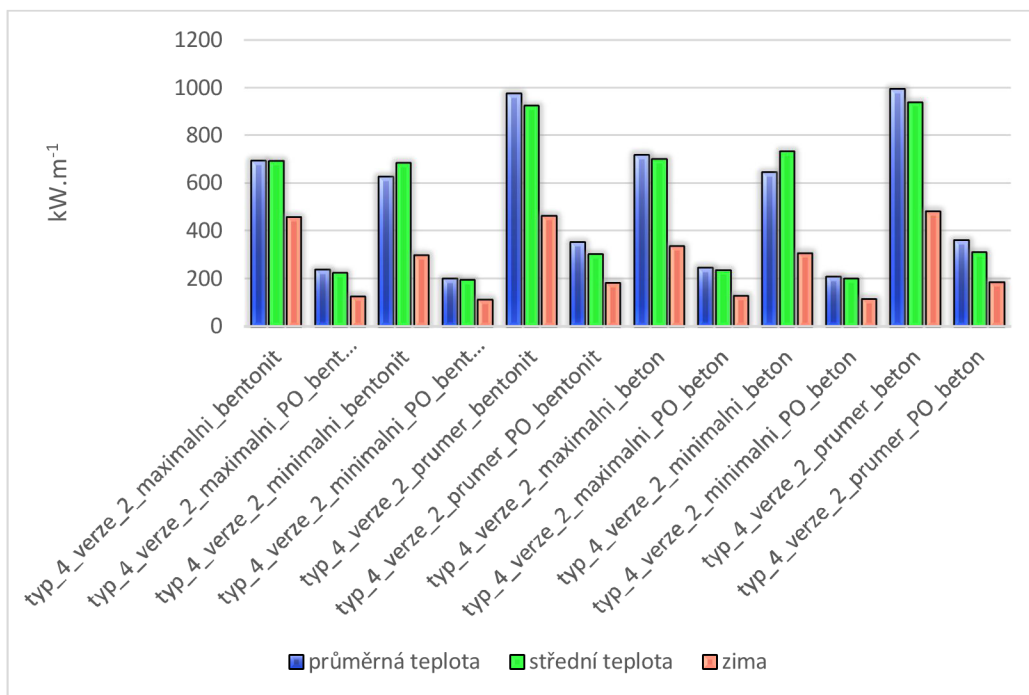
Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_4_maximalni_bentonit	1036,97	1026,25	482,77
typ_4_maximalni_PO_bentonit	243,58	237,94	134,2
typ_4_minimalni_bentonit	992,98	962,15	467,56
typ_4_minimalni_PO_bentonit	229,28	213,4	126,97
typ_4_prumer_bentonit	1024,55	984,24	496,28
typ_4_prumer_PO_bentonit	252,88	236,03	128,78
typ_4_maximalni_beton	1056,24	1043,15	482,77
typ_4_maximalni_PO_beton	250,55	244,02	123,79
typ_4_minimalni_beton	1012,96	979,4	481,6
typ_4_minimalni_PO_beton	205,48	219,41	126,97
typ_4_prumer_beton	1044,34	1001,46	467,52
typ_4_prumer_PO_beton	259,87	259,45	141,42



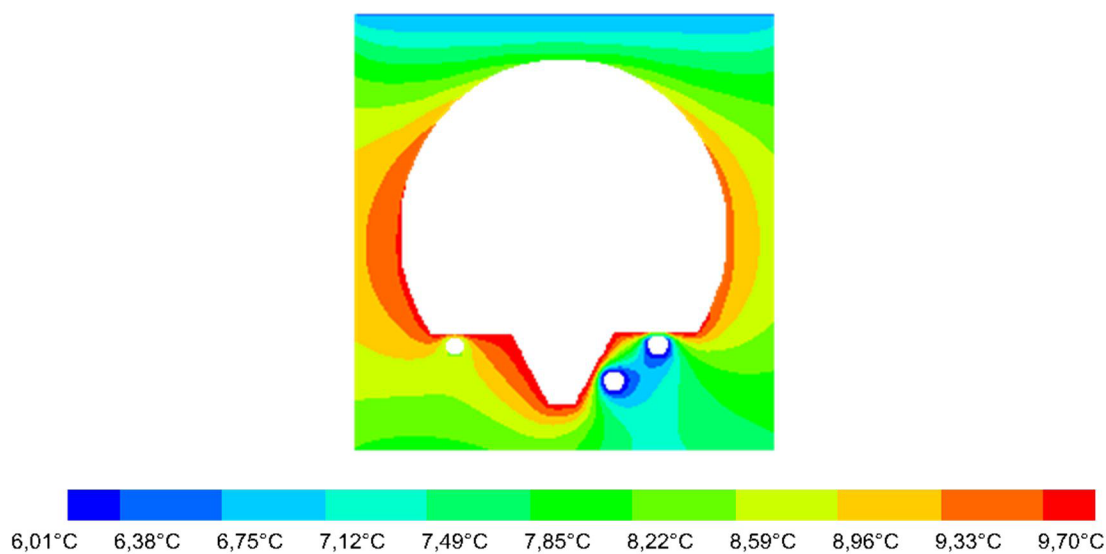
Obr. 54 Porovnání výkonů výměníku typu 4

Tab. 37 Výkony stokových výměníků typ 4 verze 2

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_4_verze_2_maximalni_bentonit	711,84	691,67	456,7
typ_4_verze_2_maximalni_PO_bentonit	235,53	225,11	127,14
typ_4_verze_2_minimalni_bentonit	625,78	683,23	297,78
typ_4_verze_2_minimalni_PO_bentonit	198,38	195,75	113,57
typ_4_verze_2_prumer_bentonit	975,16	921,07	460,42
typ_4_verze_2_prumer_PO_bentonit	351,32	304,67	182,06
typ_4_verze_2_maximalni_beton	715,84	698,91	336,32
typ_4_verze_2_maximalni_PO_beton	243,37	236,52	130,74
typ_4_verze_2_minimalni_beton	643,67	731,83	305,68
typ_4_verze_2_minimalni_PO_beton	205,48	202,27	116,85
typ_4_verze_2_prumer_beton	993,7	938,2	480,66
typ_4_verze_2_prumer_PO_beton	358,18	310,85	185,18

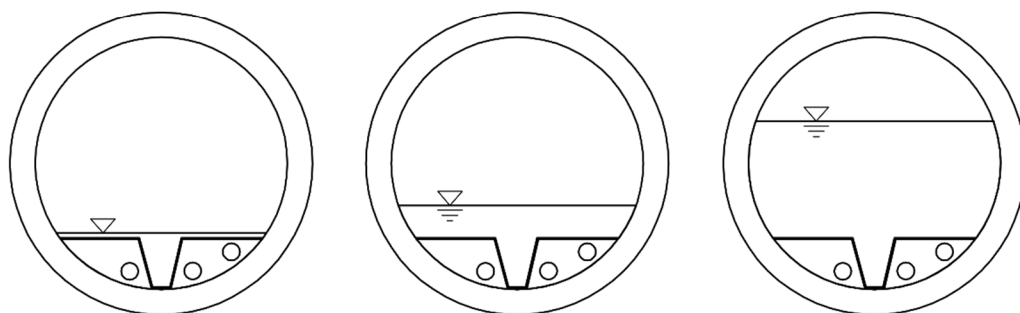


Obr. 55 Porovnání výkonů typu 4 verze 2



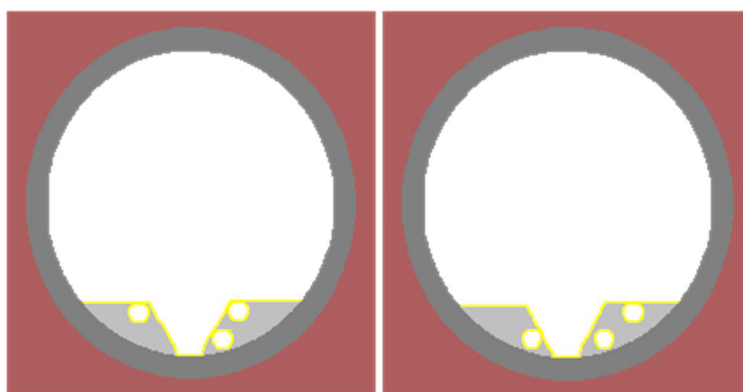
Obr. 56 Rozložení teplot u stokového výměníku typu 4

3.1.7 Stokový výměník typ 5



Obr. 57 Stokový výměník typ 5

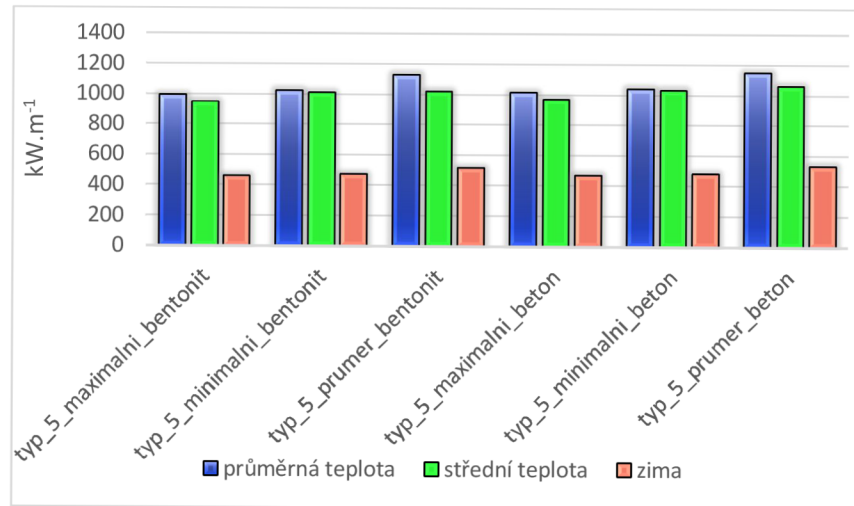
Stokový výměník typu 5 je navržen podle skutečných rozměrů již vyráběného stokového výměníku. Pro dosažení lepších výsledků byly rozměry poupraveny. Po úpravě se výkony výměníku zvýšili z původního $1 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1}$ na $1,7 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-1}$. Tvar stokového výměníku typu 5 zmenšuje průřezovou plochu kanalizačního potrubí. Je ale velmi vhodný na údržbu.



Obr. 58 Verze stokových výměníků typu 5

Tab. 38 Výkony stokových výměníku typ 5

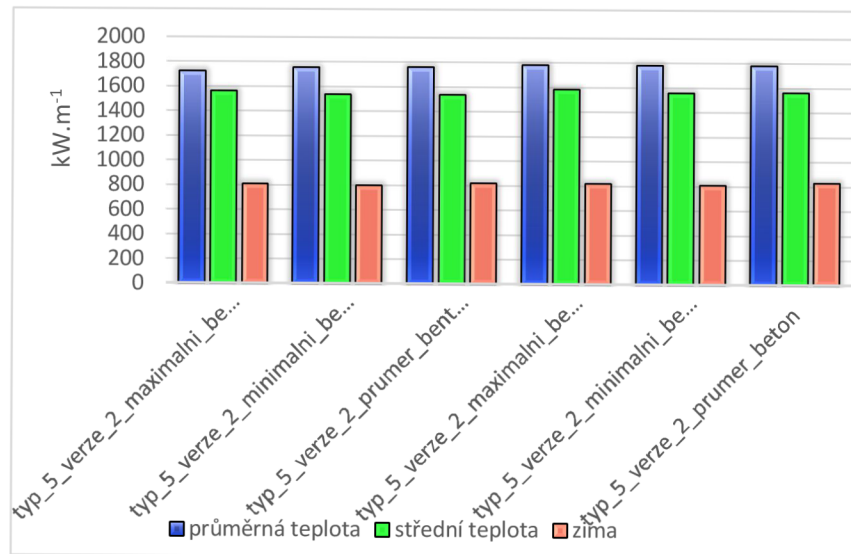
Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	Zima [W.m ⁻¹]
typ_5_maximalni_bentonit	993,28	948,19	456,7
typ_5_minimalni_bentonit	1020,41	1010,95	469,68
typ_5_prumer_bentonit	1126,19	1017,4	512,9
typ_5_maximalni_beton	1013,13	966,34	465,45
typ_5_minimalni_beton	1040,24	1028,63	478,45
typ_5_prumer_beton	1148,91	1058,23	529,36



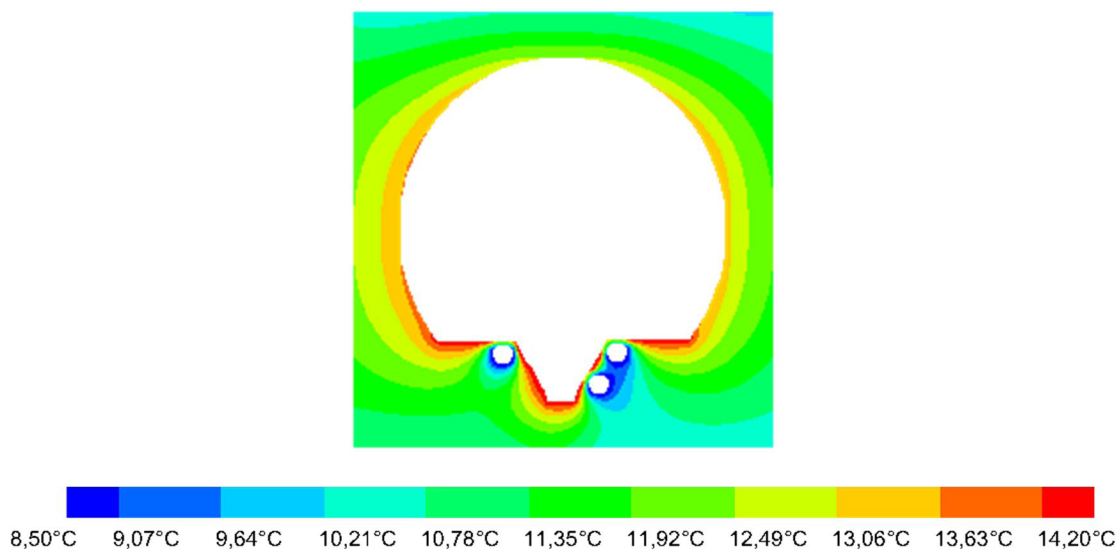
Obr. 59 Porovnání výkonů typu 5

Tab. 39 Výkony stokových výměníků typ 5 verze 2

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_5_verze_2_maximalni_bentonit	1716,86	1557,19	804,32
typ_5_verze_2_minimalni_bentonit	1750,9	1531,21	796,14
typ_5_verze_2_prumer_bentonit	1752,76	1533,36	816,92
typ_5_verze_2_maximalni_beton	1775,29	1580,22	814,65
typ_5_verze_2_minimalni_beton	1774,37	1554,29	806,5
typ_5_verze_2_prumer_beton	1776,15	1556,21	826,74

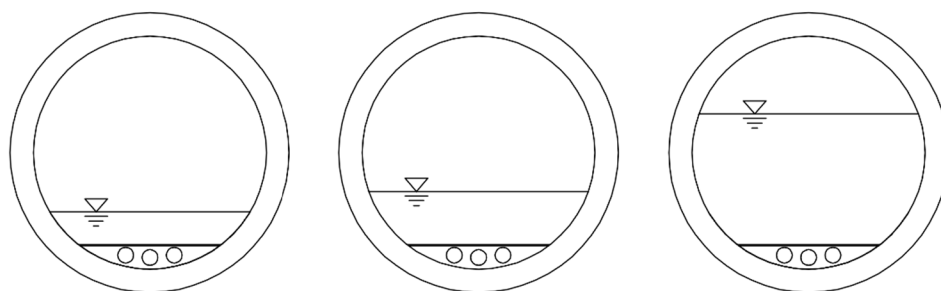


Obr. 60 Porovnání výkonů typu 5 verze 2



Obr. 61 Rozložení teplot stokového výměníku typu 5 střední teplota

3.1.8 Stokový výměník typ 6



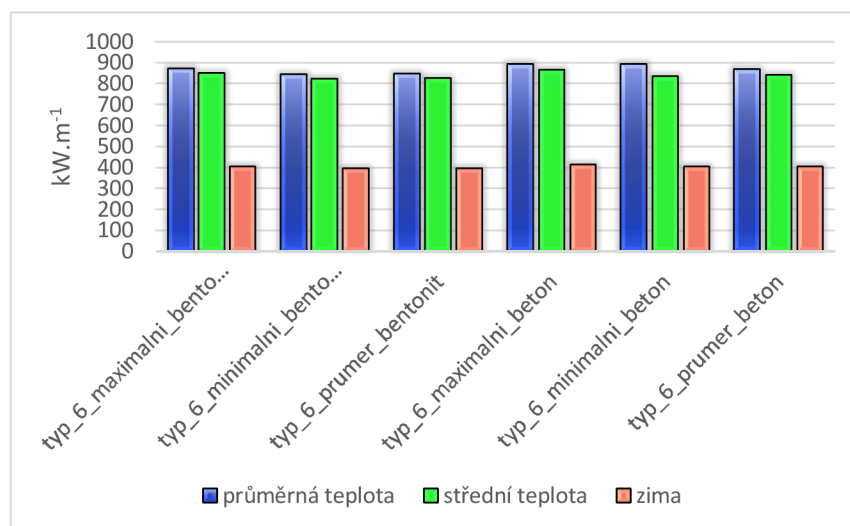
Obr. 62 Stokový výměník typ 6

Tvar stokového výměníku typu 6 je nereálný, připomíná integrovaný stokový výměník. Tento model byl vytvořen pro zajímavost. Tvar stokového výměníku je oproti předchozím modelům velmi jednoduchý. Model výměníku jen minimálně ovlivňuje hydrauliku stoku.

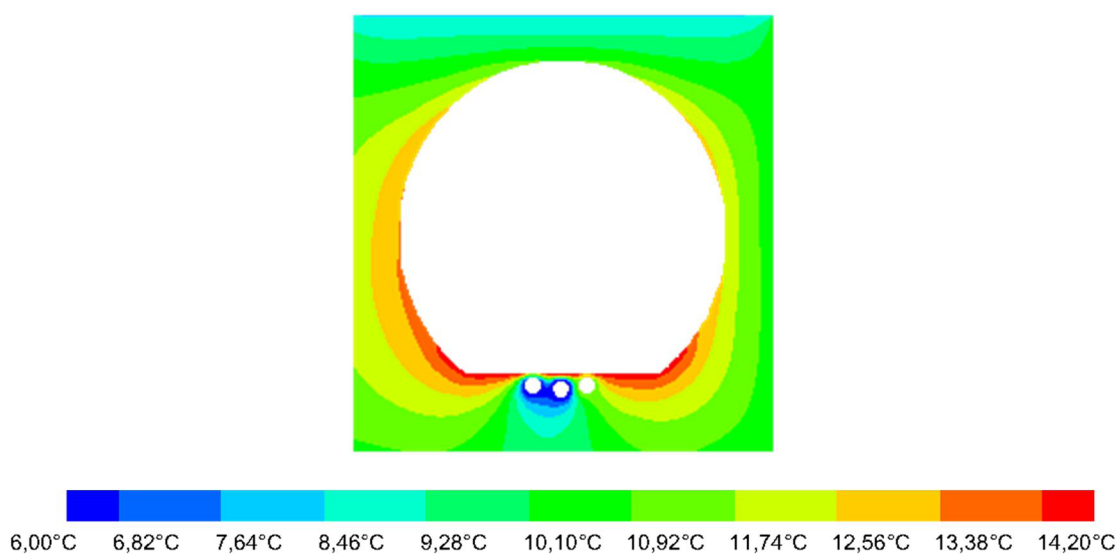
Tab. 40 Výkony stokových výměníků typ 6

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	zima [W.m ⁻¹]
typ_6_maximalni_bentonit	870,54	847,74	402,51
typ_6_minimalni_bentonit	843,61	820,8	393,98
typ_6_prumer_bentonit	846,64	823,84	394,87
typ_6_maximalni_beton	891,07	863,45	411,75
typ_6_minimalni_beton	891,07	832,09	403,21
typ_6_prumer_beton	867,18	839,55	404,1

Přesto, že se jedná o nereálný tvar stokového výměníku pro výměníky vložené do kanalizačního potrubí, výkony stokového výměníku nejsou špatné. Upravená verze tvaru stokového výměníku a umístění přívodního a vratného potrubí tepelného výměníku dosahuje pro průměrnou roční teplotu výkonů nad $1,2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$. V porovnání s předchozími modely, které vychází z reálně vyráběných stokových výměníků, jsou výsledky velmi dobré.



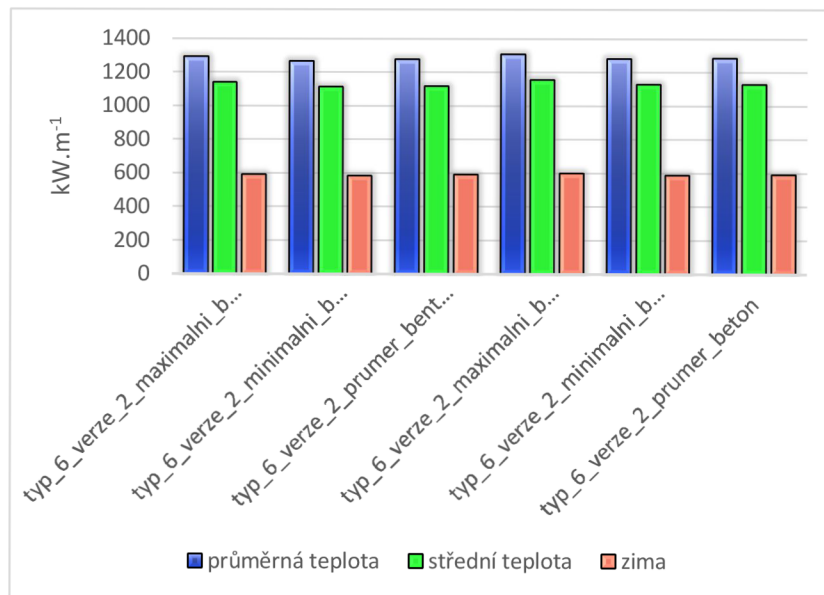
Obr. 63 Porovnání výkonů typu 6



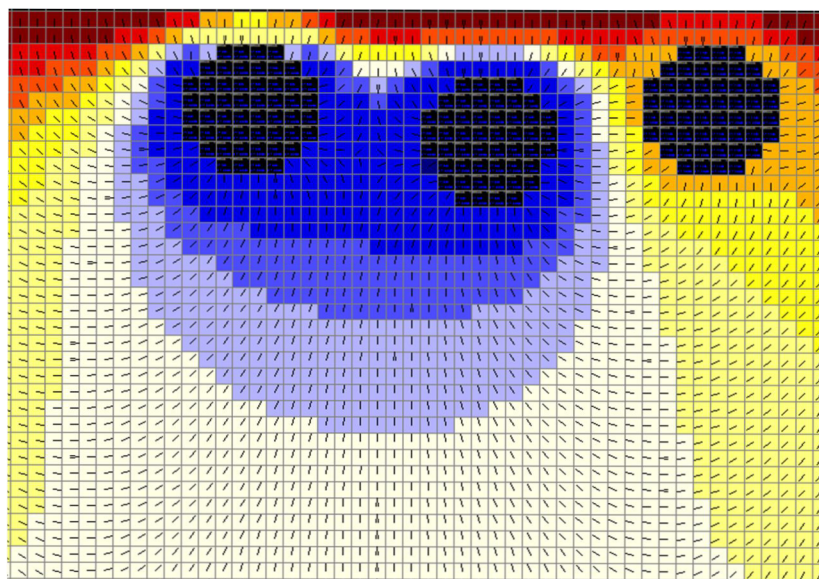
Obr. 64 Rozložení teplot stokového výměníku verze 6 léto

Tab. 41 Výkony stokových výměníků typ 6 verze 2

Typ, průtok a kombinace materiálů	průměrná teplota [W.m ⁻¹]	střední teplota [W.m ⁻¹]	Zima [W.m ⁻¹]
typ_6_verze_2_maximalni_bentonit	1288,65	1138,74	588,93
typ_6_verze_2_minimalni_bentonit	1261,73	1111,8	580,4
typ_6_verze_2_prumer_bentonit	1274,65	1114,84	588,79
typ_6_verze_2_maximalni_beton	1305,2	1151,58	596,36
typ_6_verze_2_minimalni_beton	1278,28	1124,65	587,83
typ_6_verze_2_prumer_beton	1281,2	1127,68	588,72

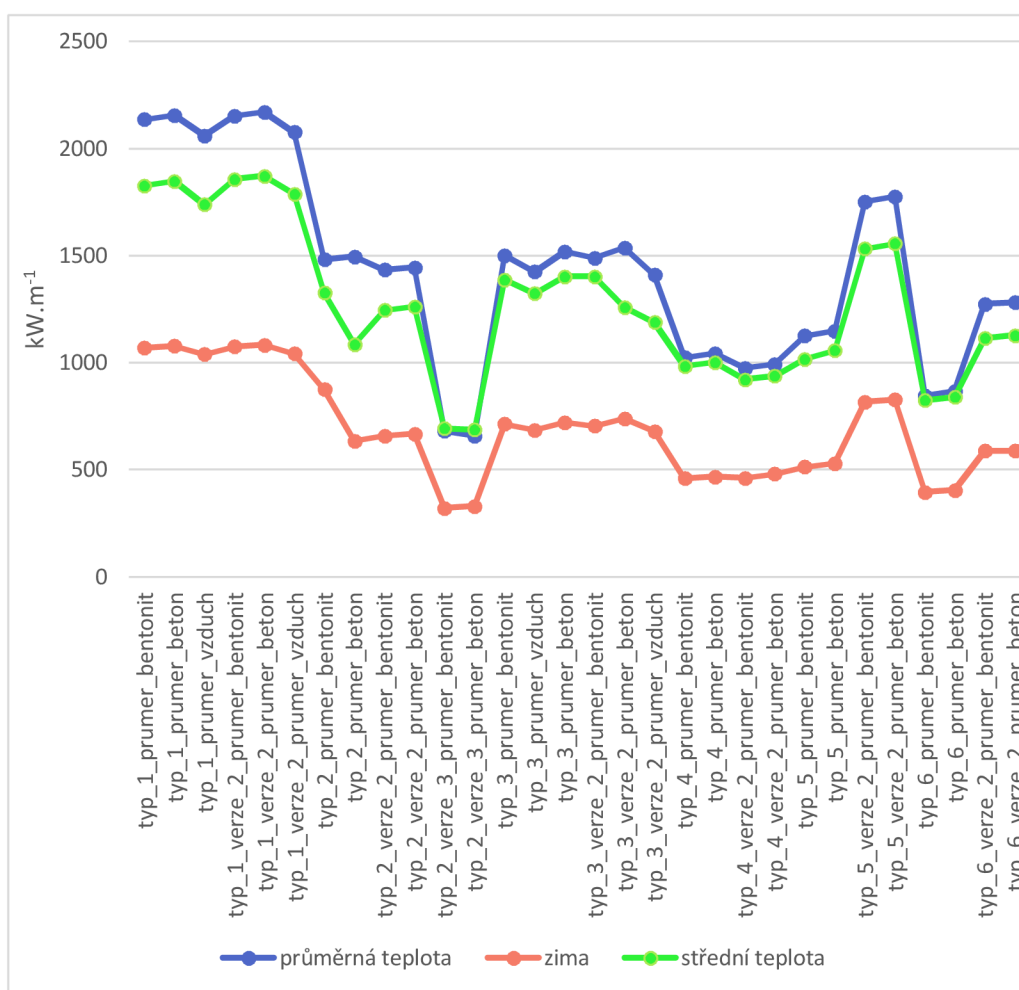


Obr. 65 Porovnání výkonů typu 6 verze 2



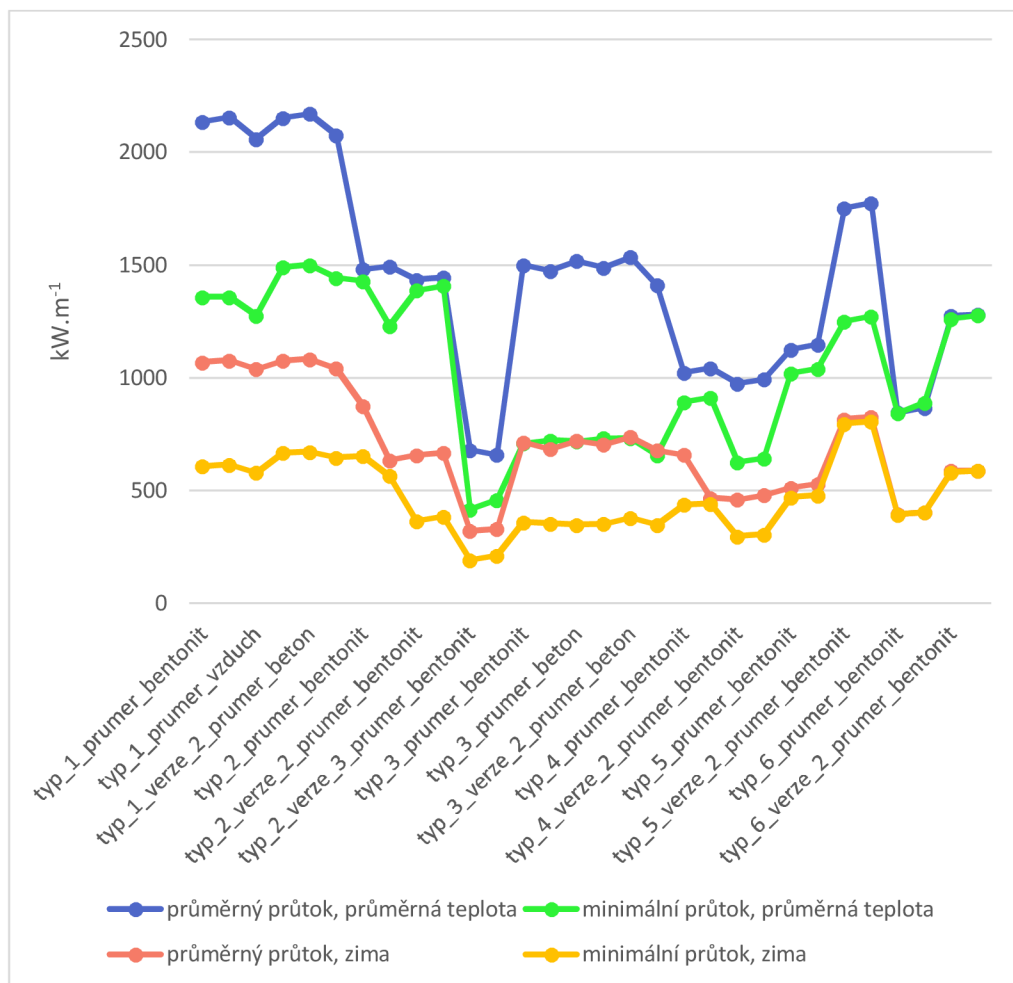
Obr. 66 Rozložení tepelných toků výměníku typu 6

3.1.9 Porovnání výkonů stokových výměníků



Obr. 67 Porovnání výkonů průměrných průtoků všech typů stokových výměníků

Z grafu je patrné, že nevhodnějším výměníkem na čistírnu odpadních vod je výměník typu 1. Tento stokový výměník dosahuje u všech zvolených materiálů výkonů kolem 2,2 kW na 1 m délky pro průměrnou roční teplotu. Pro průměrnou zimní teplotu se výkon stokového výměníku typu 1 pohybuje těsně nad 1kW.m⁻¹. Velmi dobře na tom je i výměník typu 5 verze 2, kde výkon výměníku na jeden metr délky vychází kolem 1,7 kW pro průměr ročních hodnot, pro průměr zimních teplot je to potom 0,8 kW.m⁻¹. Nejméně povedenou verzí je stokový výměník 2 ve verzi 3, výkony toho výměníku dosahují hodnot kolem 0,6 kW.m⁻¹ pro průměrnou roční teplotu.



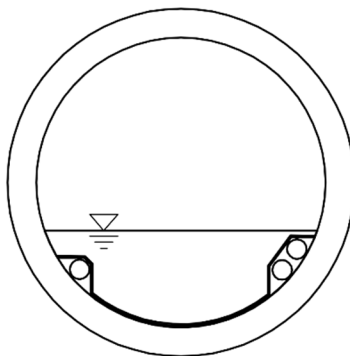
Obr. 68 Porovnání různých průtoků a teplot OV

V grafu 74 můžeme vidět srovnání výkonů stokového výměníku pro průměrné roční teploty a průměrný průtok, průměrnou roční teplotu a minimální průtok, pro průměrnou zimní teplotu a minimální průtok, průměrnou zimní teplotu a průměrný průtok. Z grafu je patrné, že nejvyšších výkonů u dosaženo u průměrné roční teploty spolu s průměrným průtokem. Výjimku tvoří pouze výměník typu 2 ve verzi 3, jehož model byl velmi nepovedený. Rozdíl mezi průměrným průtokem a průměrnou roční teplotou oproti minimálnímu průtoku a průměrné zimní teplotě je až 1,5 kW.m⁻¹. Proto je vždy lepší uvádět výkon pro lepší podmínky, než pro nejhorší možné.

3.1.10 Optimální varianta stokového výměníku

Jako optimální řešení pro parametry kanalizačního potrubí je stokový výměník typu 1. Jedná se o ocelový výměník v kombinaci s ocelovým potrubím. Výkon výměníku pro průměrnou roční teplotu je přes 2 kWm⁻¹, pro průměrnou zimní teplotu je to přibližně 1 kWm⁻¹. Výměník má optimální tvar nejen z hlediska přestupu tepla, ale i kvůli hydraulice stoky. Výměník téměř neovlivňuje průtočnou plochu kanalizačního potrubí. Tvar tohoto stokového výměníku je inspirován z reálně využívaného tvaru tepelného výměníku. Jeho

rozměry jsou ale na základě výsledů simulací poupraveny. Model tohoto stokového výměníku vychází nejlépe v porovnání se zbylými 199 modely.



Obr. 69 Optimální tvar stokového výměníku

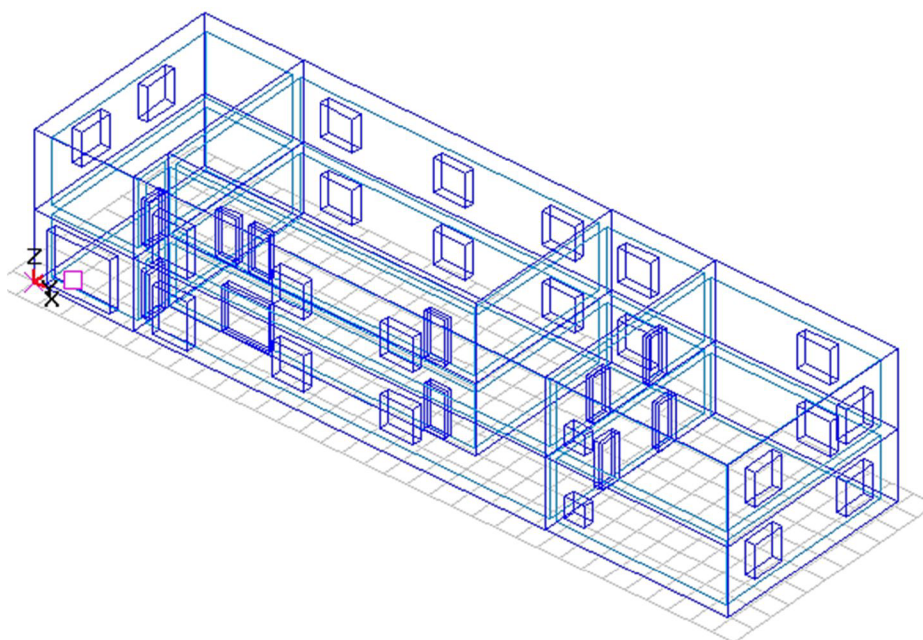
I přestože kanalizační potrubí splňuje všechny podmínky pro návrh, zjištěné výkony na metr délky, příliš neodpovídají výsledkům uváděných v příspěvcích na internetu, například ze zdroji 9 a 30. Podle zde zmíněných výsledků by tepelný výkon mohl dosahovat až hodnot $3,2 \text{ kWm}^{-1}$ pro DN 1200. Teplota odpadní vody by se při správném návrhu měla pohybovat v rozmezí $10 - 15 \text{ }^\circ\text{C}$, teplota odpadní vody na ČOV Hodonín se pohybuje v rozmezí $9,7 - 14,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Minimální průměr kanalizačního potrubí DN 800 byl také splněn. I poslední podmínka na minimální průtok $10 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ byla splněna, na ČOV je minimální bezdeštný průtok $13 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. V literatuře převážně nejsou uváděny podmínky, ze kterých výsledky výkonů pramení, není tedy příliš možné ověřit správnost výsledku. I přes to všechno můžeme říci, že mnou zvolený typ 1 je optimální pro zadané podmínky, nejen z hlediska tepelného výkonu stokového výměníku, ale i díky tomu, že tento typ výměníku téměř nezmenšuje průtočnou plochu kanalizačního potrubí, není narušena ani hydraulika stoky.

3.2 SOFTWAREOVÉ ŘEŠENÍ BSIM 2002

Software Building simulation slouží k simulování a analýze vnitřního klimatu budov. Program ukazuje potřebu energie k dosažení požadovaného mikroklimatu a vliv jednotlivých složek na celkové potřebě. Díky podrobnému modelu je možné simulovat i složité budovy. Program počítá výkony a energetické toky nejen v rámci budovy, ale i mezi budovou a jejím okolím. Pro jednotlivé zóny je možné vypočítat tepelné ztráty prostupem, infiltrací, větráním, zisky ve formě slunečního záření, teplo a vlhkost produkované lidmi a zařízením, spotřebu elektřiny pro osvětlení, vytápění, chlazení, větrání. Vnitřní klima je počítáno v hodinových intervalech v závislosti na teplotě vnitřního vzduchu, relativní vlhkosti vzduchu a výměně vzduchu pro každou zónu.

Pro výpočet v programu je potřeba použít klimatická data vztahující se ke konkrétní oblasti. Okrajové podmínky pro vnější prostředí musí obsahovat teplotu a relativní vlhkost venkovního vzduchu, přímou a difúzní sluneční radiaci, dobu slunečního svitu, rychlost a směr větru, atmosférický tlak, množství srážek a další. Nestacionární chování budovy je programem zjednodušeno a převedeno v krátkých časových intervalech na stacionární, převedení probíhá dle Fourierovy rovnice.

V softwaru BSim byl vytvořen jednoduchý geometrický model zkoumaného objektu. V modelu byly zahrnuty materiálové i provozní parametry. Následně byly provedeny simulace spotřeby energií pro jednotlivé měsíce. Simulované období je od 1.1.2015 do 31.12.2015.

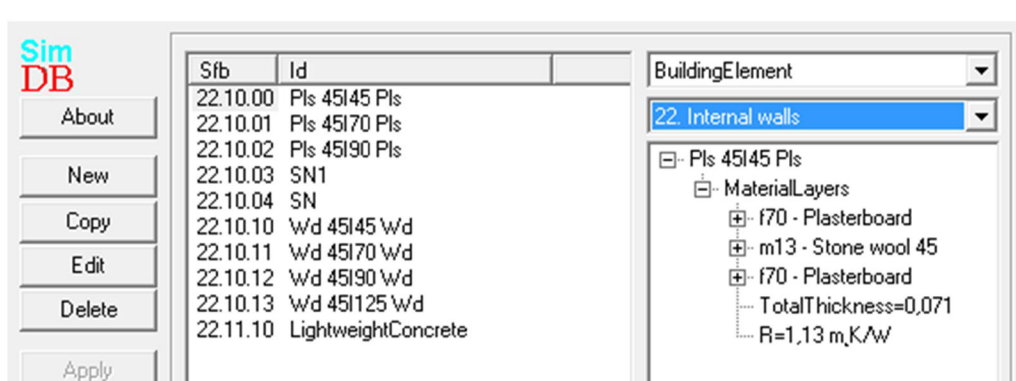


Obr. 70 Model budovy v programu BSim

3.2.1 Databáze konstrukcí

Software Bsim používá vlastní databázi stavebních konstrukcí, která je rozdělena na katalog stavebních konstrukcí a stavebních materiálů. Předdefinované materiály je možné

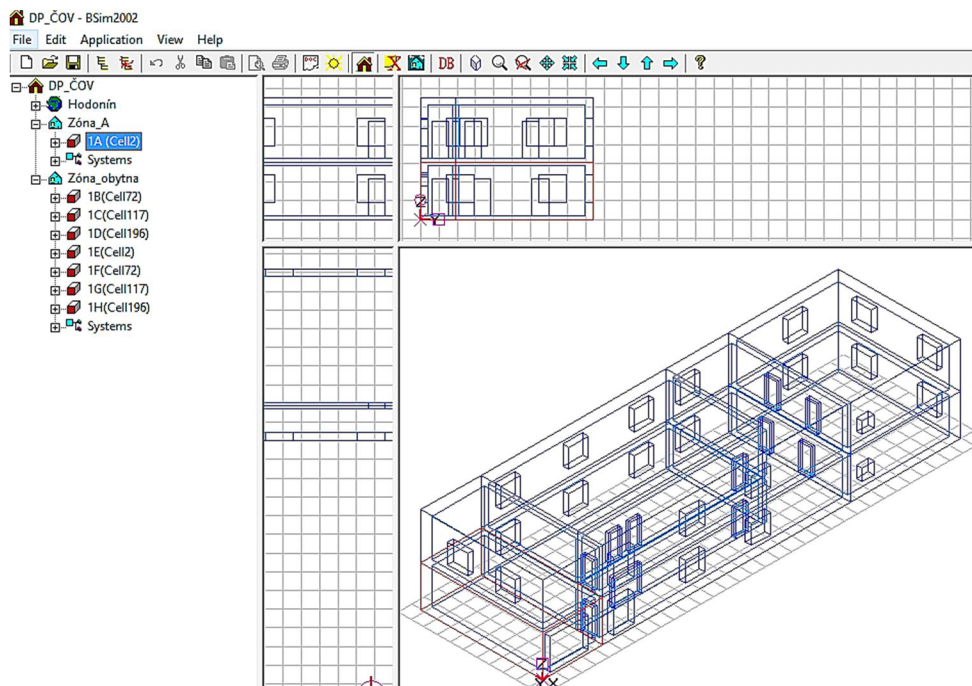
editovat, nebo vytvořit konstrukci vlastní. V modelu byl použit vlastní katalog konstrukcí i materiálů podle reálného provedení stavby.



Obr. 71 Databáze konstrukcí BSim

3.2.2 Zóny objektu

Objekt je rozdělen do dvou zón, na zónu_obytnou a zónu_A, přičemž zóna_A slouží jako garáž. Teplota interiéru pro zónu_obytnou je 20 °C, zóna_A je nevytápěná.



Obr. 72 Zóny v modelu

3.2.3 Vstupní hodnoty

Místo stavby	Hodonín
Návrhová venkovní teplota	- 12°C

Obytná zóna

Vytápění

V záložce vytápění se definují okrajové podmínky jako vnitřní návrhová teplota, venkovní výpočtová teplota, maximální a minimální výkon zdroje. Provoz režimu vytápění probíhá v období leden – květen a září až prosinec. Budova je vytápěna pouze v pracovních dnech a to bez nočního útlumu.

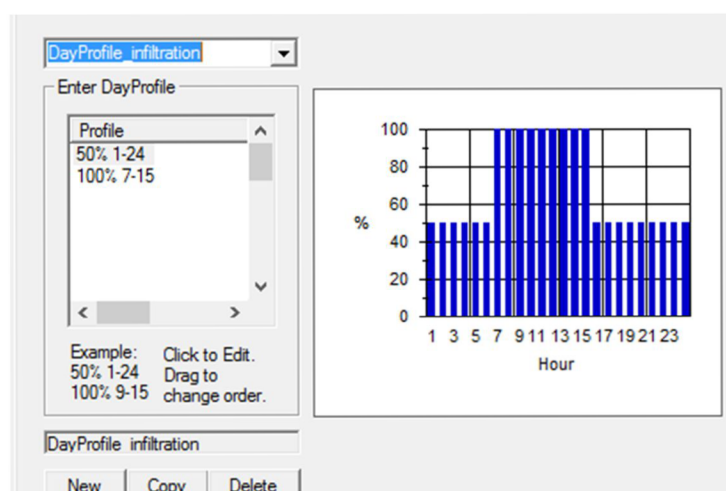
Maximální výkon zdroje	35 kW
Podíl tepla předaného vzduchu	0,6
Řízení systému	dle ThermalZone
Požadovaná teplota	20 °C
Návrhová teplota	-12°C
Minimální výkon	2 kW
$t_{e,min}$	17°C

Provoz budovy	Leden-květen a září-prosinec Všechny dny Bez nočního útlumu
---------------	---

Infiltrace

Infiltrace definuje přirozené větrání obytné zóny. Min. výměna vzduchu místnosti je 0,5 h⁻¹.

Základní výměna vzduchu	0,5 h ⁻¹
Denní průběh	01:00 – 24:00 50 % 07:00 – 15:00 100 %
Působení v čase	Celoroční (365/24/7)

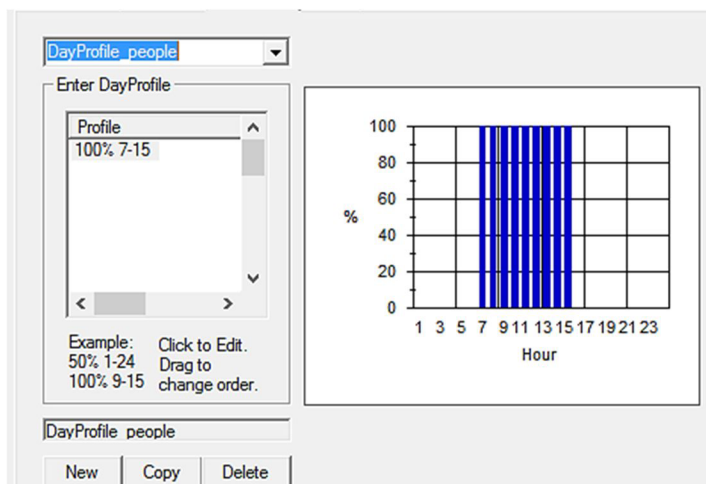


Obr. 73 Záložka infiltrace BSim

Zisky

Záložka PeopleLoad představuje zisky od lidí. Počet osob v budově je 6, jedná se o zaměstnance ČOV. Tepelný zisk na osobu byl zvolen 100 W. Vlhkostní zátěž byla stanovena na 0,06 kg.h⁻¹.os⁻¹. Zisky jsou uvažovány v době 7-15 hod, či-li v běžnou pracovní dobu.

Počet osob	6
Tepelný zisk	0,1 kW.os ⁻¹
Vlhkostní zisk	0,06 kg.h ⁻¹ .os ⁻¹
Denní průběh	07:00 – 15:00 100 %

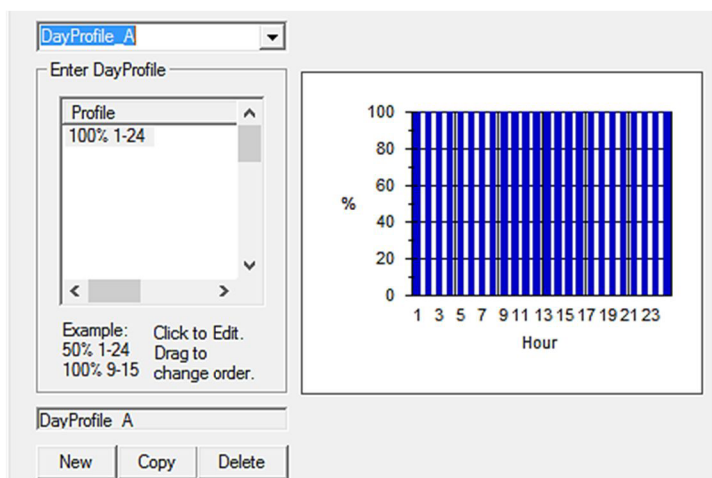


Obr. 74 Záložka zisky od osob BSim

Zóna A

Infiltrace

Základní výměna vzduchu	0,2 h ⁻¹
Denní průběh	01:00 – 24:00 100 %
Působení v čase	celoroční (365/24/7)



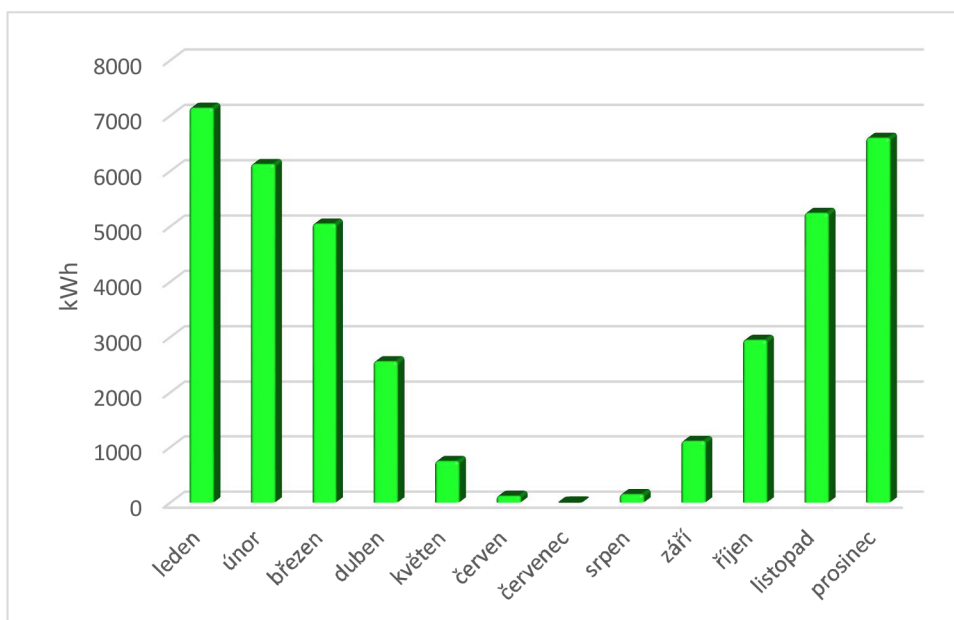
Obr. 75 Záložka infiltrace BSim

Pomocí programu Bsim byly zjištěny potřeby energie na vytápění v jednotlivých měsících, které byly dále použity pro návrh optimální délky stokového výměníku. Pro simulovaný rok je nejvyšší potřeba na vytápění v měsíci **lednu**, dále potom v prosinci a únoru. Pro měsíc leden je potřeba energie na vytápění 7142,25 kWh. Výstup softwaru ukazuje, že celková roční spotřeba na vytápění je **34735,75 kWh**. Budova není klimatizována, z toho důvodu je spotřeba pro chlazení 0 kWh.

3.2.4 Výstupy z programu Bsim

Tab. 42 Potřeba energie na vytápění

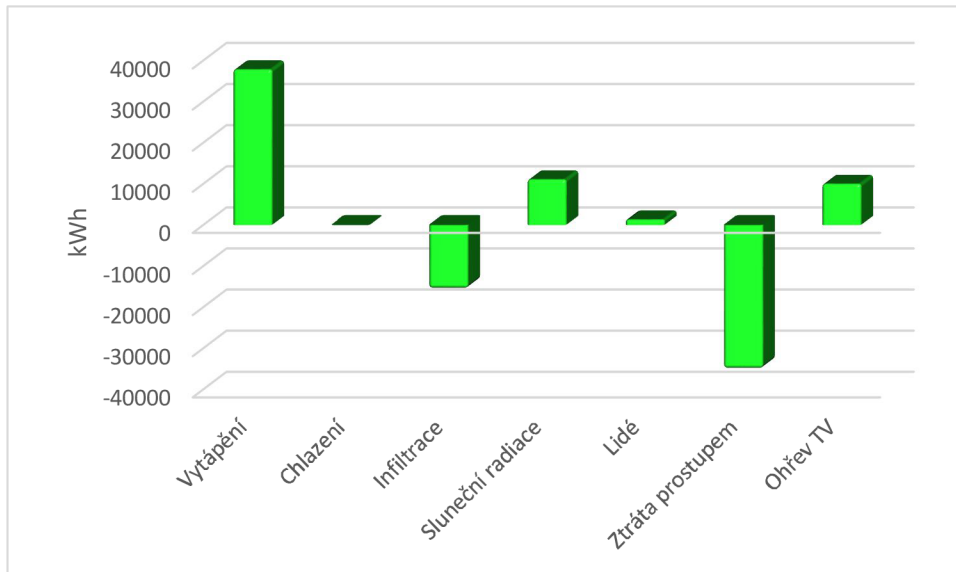
Měsíc	Potřeba energie na vytápění [kWh]
leden	7142,05
únor	6126,69
březen	5049,22
duben	2562,22
květen	748,68
červen	120,01
červenec	0
srpen	151,07
září	1112,33
říjen	2948,77
listopad	5243,99
prosinec	6600,59



Obr. 76 Potřeba energie na vytápění BSim

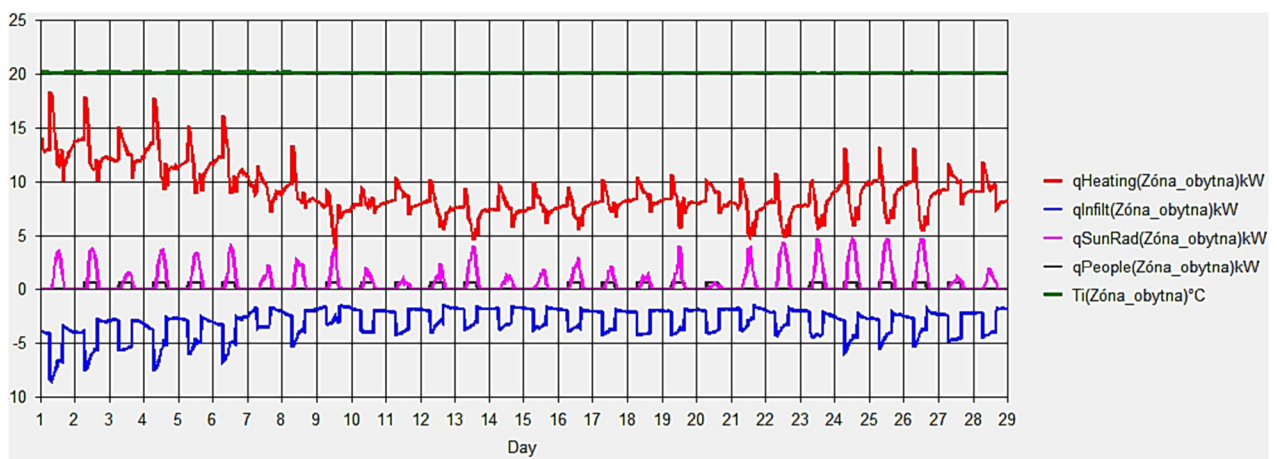
Tab. 43 Celková roční tepelná bilance [kWh]

Vytápění	37841,62
Chlazení	0
Infiltrace	-15408,74
Sluneční radiace	11087,36
Lidé	1366,91
Ztráta prostupem	-34887,16
Ohřev TV	10000

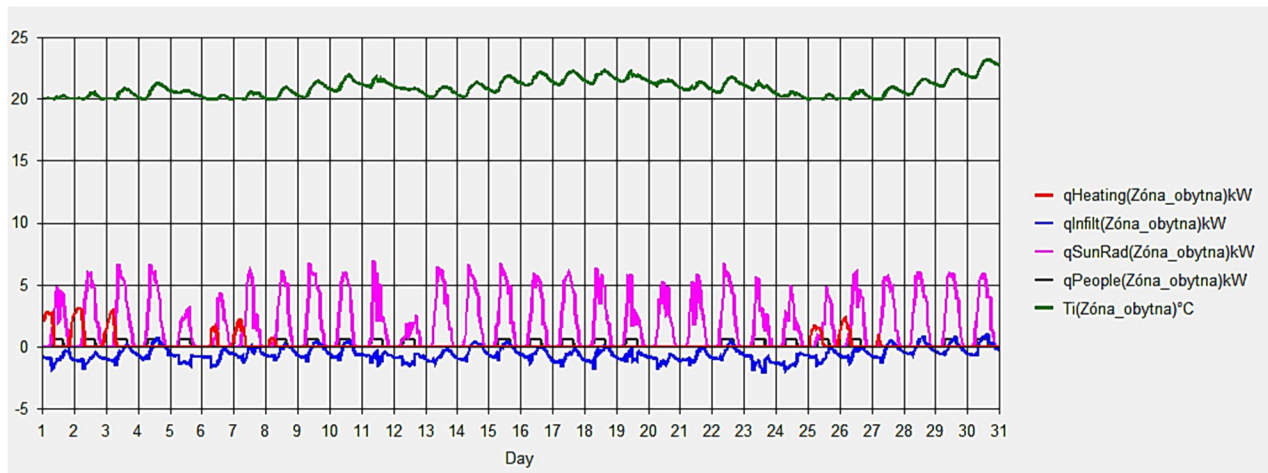


Obr. 77 Celková roční tepelná bilance [kWh]

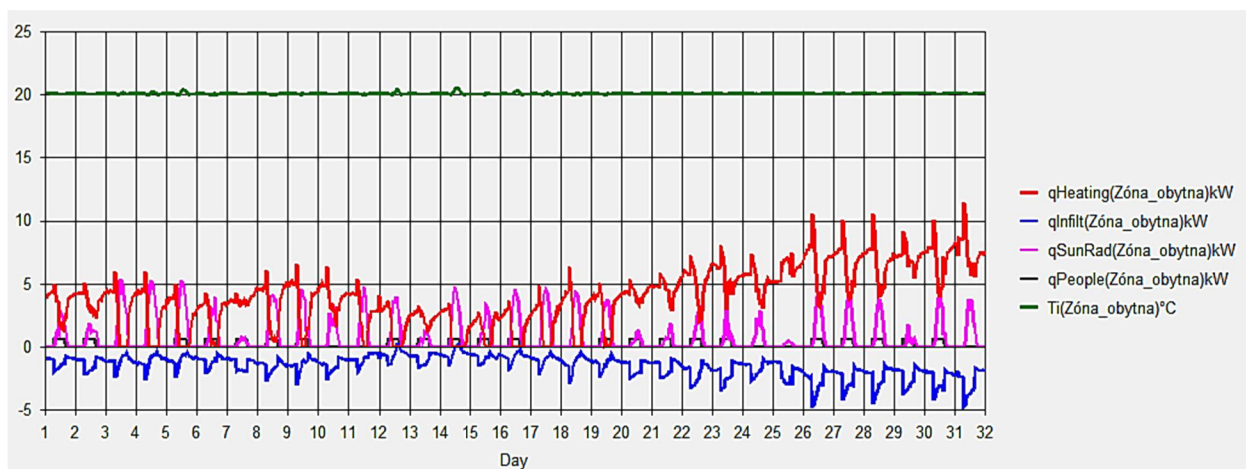
Požadované vnitřní výpočtová teplota je 20 °C. Z následujících výstupů ze softwaru je patrné, že požadavek na vnitřní výpočtovou teplotu byl splněn. Maximální vnitřní výpočtová teplota 24,3 °C je v měsíci červenci. Celoroční průměrná vnitřní návrhová teplota je 20,78 °C.



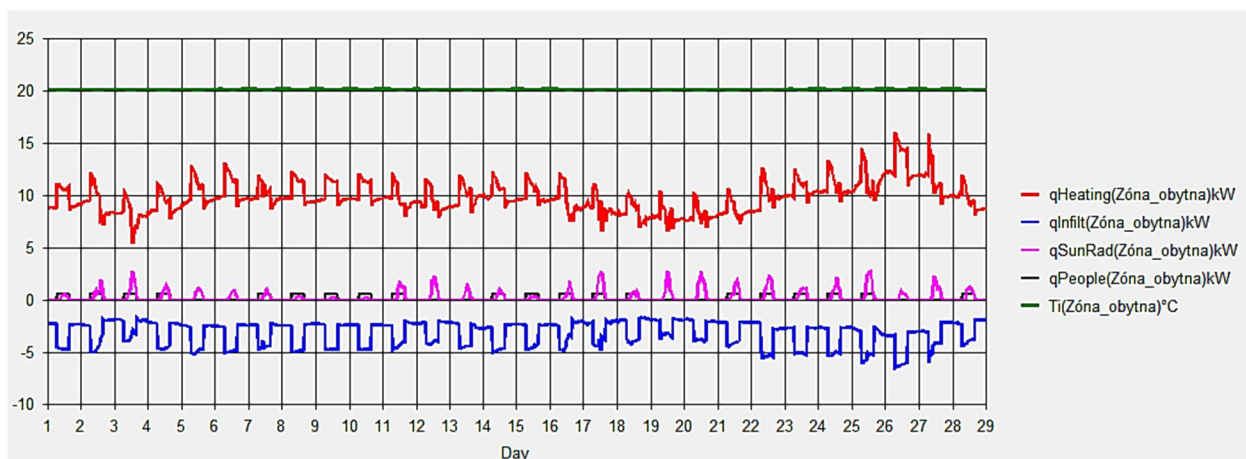
Obr. 78 Výstup programu pro měsíc únor



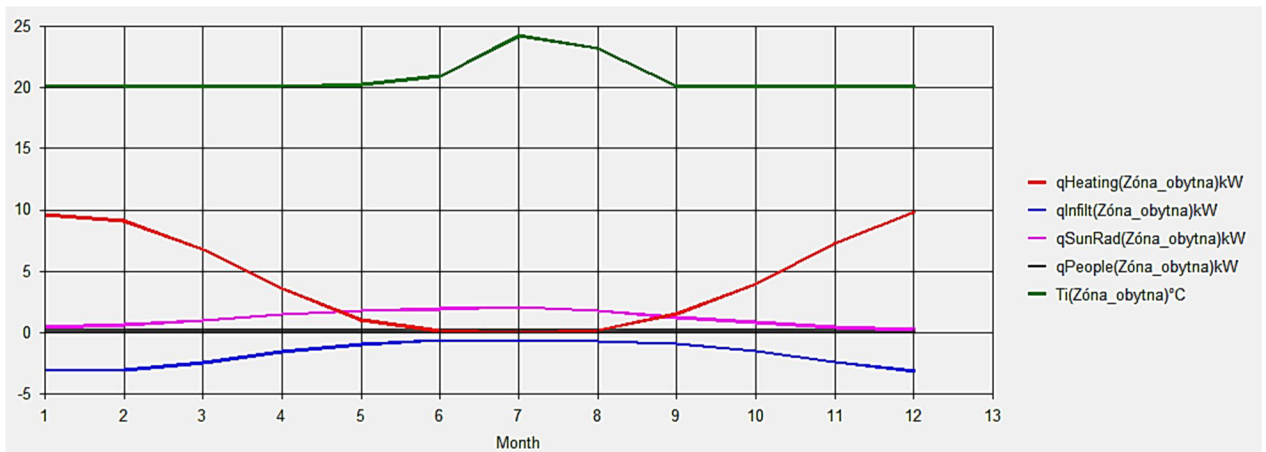
Obr. 79 Výstup programu pro měsíc červen



Obr. 80 Výstup programu pro měsíc říjen



Obr. 81 Výstup programu pro měsíc prosinec



Obr. 82 Výstup programu pro celý rok

3.3 OPTIMÁLNÍ POČET STOKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

Cílem modelování pomocí softwaru CalA byl nejen návrh optimálního tvaru stokového výměníku pro dané kanalizační potrubí. Cílem bylo také zjistit optimální počet, stokových výměníků tak, aby pokryly potřebu energií v administrativní budově za určitých klimatických podmínek, které jsou velmi proměnné.

Mnou navržený optimální stokový výměník typu 1 má pro průměrnou zimní teplotu tepelný výkon 1 kWm^{-1} , pro průměrnou roční teplotu $2,2 \text{ kWm}^{-1}$. Ze softwaru BSim byla zjištěna ztráta budovy pro nejhorší podmínky a to v měsíci lednu. Potřeba tepla na vytápění a potřebu teplé vody je $19,2 \text{ kW}$. Při délce výměníku $1,2 \text{ m}$ by pro pokrytí potřeby na vytápění a ohřevu teplé vody bylo potřeba použít 8 stokových výměníků pro průměrnou roční teplotu, pro průměrnou zimní teplotu to je 16 stokových výměníků.

4 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá problematikou využití tepla z odpadní vody. Odpadní voda v sobě skrývá velký energetický potenciál, proto je nutné využívat odpadní vodu a to nejen pro rekuperaci, ale i pro jiné účely jako je: splachování toalet, závlaha, umývání aut, ... Odpadní voda je ideálním zdrojem pro primární okruh tepelného čerpadla. V Evropě je mnoho staveb, které využívají energii z odpadní vody pro vytápění i chlazení budovy. Využití tepelného čerpadla, jakožto ekologického zdroje můžeme přispět k redukci skleníkových plynů. Můžeme ale i ušetřit a to díky vysokému topnému faktoru. Topné faktory čerpadel voda/voda se pohybují v rozmezí 3,5 až 6, jedná se tedy o vyšší topné faktory než u čerpadel vzduch/voda. Pro zpětné získání tepla z odpadní vody můžeme využít výměníků uložených ve stoce, nebo extérních výměníků tepla, do kterých se odpadní voda přečerpává. Zpětné získávání tepla z odpadní vody je omezeno průtokem odpadní vody. Průtok odpadní vody by neměl být nižší 10 l s^{-1} . Odpadní voda by neměla být ochlazená o více než $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Při nedodržení těchto podmínek můžeme odpadní vodu zachytávat a tím vyrovnávat nerovnoměrnost průtoku a kolísání teploty. Využití zachytných jímek, v nichž jsou uloženy teplosměnné plochy, je vhodné pro decentralizované systémy. Jedná se o systém vhodný například pro koleje, protože odpadní voda je zachytávána přímo na odtoku z budovy a je v jínce pozdržena. Podstatně jednodušší než užití jímky je vložení stokového výměníku přímo do kanalizačního potrubí. U stokových výměníků záleží na geometrii, na materiálu, ze kterého je výměník tepla vyroben, ale i na materiálu přívodního a vratného potrubí, nejdůležitější pro návrh ale je, co je stoka schopna zajistit. Nejdůležitější je tedy teplota odpadní vody a její průtok. Nejde počítat jen s nějakými čísly, stoka musí požadované podmínky splňovat v průběhu celého roku. Při snížení průtoku vody, by mohlo dojít k nekontrolovatelnému ochlazení odpadní vody, což by mělo negativní vliv nejen na chod tepelného čerpadla, ale i na biologické procesy probíhající na čistírně odpadních vod. Dalším problémem jsou ztráty tepla v potrubí, a to u vody odpadní i otopné, proto je důležité vybrat vhodné místo pro instalaci stokového výměníku.

V práci bylo pomocí software CalA vymodelováno a následně nasimulováno asi 200 stokových výměníků, výměníky byly modelovány z různých materiálů, za různých okrajových podmínek. Modely vycházely z dat naměřených na čistírně odpadních vod. Data byla měřena v průběhu jednoho roku. Pro zjednodušení práce s daty byla data zprůměrována. Ze všech variant byla vybrána jedna optimální. Pomocí softwaru BSim, který je založený na více zónové numerické simulace energetických potřeb budov ve vazbě na vnitřní klima, byla zjištěna potřeba tepla administrativní budovy. Na zjištěnou potřebu budovy byl navržen optimální počet stokových výměníků.

SEZNAM LITERATURY

- [1] ŠIKULA, O. Softwaru CalA 3.[online] Brno: 2011. Tribun EU s. r. o., Dostupné z: http://www.researchgate.net/publication/255969215_CalA_3_manual
- [2] BSim: software-simulazione [online]. [cit. 2017-01-11]. Dostupné z: <http://www.bsim.it/software-simulazione-cae>
- [3] Energie šedých vod [online]. [cit. 2016-9-23]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/energie-sedych-vod>
- [4] Lhotáková, Z.: Decentralizované systémy odvádění a opětovného využití odpadních vod v praxi, FA VUT v Brně 2011
- [5] Plotěný, Karel: Dělení vod, bílé a šedé vody – nové poznatky a možnosti využití. Sborník semináře Vodohospodářské chuťovky. Brno: Asio, s.r.o., 2011, s. 21–27
- [6] Využití odpadního tepla z vnitřní kanalizace [online]. [cit. 2016-9-26]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/likvidace-odpadnich-vod/11202-zpetne-vyuzivani-odpadnich-vod-v-domech-pro-bydleni>
- [7] Využití energie z odpadních vod [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/139.vyuziti-energie-z-odpadnich-vod>
- [8] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7. Sdílení tepla prouděním [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <https://vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k16.sdileni.tepla.pdf>
- [9] Ing. Veronika Podobeková, doc. Ing. Jana Peráčková, Ph.D. *VÝMĚNÍKY REKUPERACE TEPLA Z KANALIZAČNÍCH SYSTÉMŮ* [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.asb-portal.cz/tzb/zdravotni-technika/vymeniky-rekuperace-tepla-z-kanalizacnich-systemu>
- [10] ZDENĚK, Vosmík. Výskyt koroze a úsad na výměnících tepla a jejich vliv na nerezovou ocel pro provoz výměníku [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.vosmik-vymeniky.cz/data/140110-vliv-chemickeho-slozeni-vody-2.vlivy-zanaseni.pdf>
- [11] Prof. Ing. Milan Pavelek, CSc. TERMOMECHANIKA [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/15_Prenos.pdf
- [12] Prof. Ing. Milan Pavelek, CSc. TERMOMECHANIKA [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/15_Prenos.pdf
- [13] ZDENĚK, Vosmík. Výskyt koroze a úsad na výměnících tepla a jejich vliv na nerezovou ocel pro provoz výměníku [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.vosmik-vymeniky.cz/data/140110-vliv-chemickeho-slozeni-vody-2.vlivy-zanaseni.pdf>
- [14] Renewable energy [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.kasag.ch/RENEWABLEENERGY/tabid/150/language/en-US/Default.aspx>
- [15] Rabtherm energy system [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: http://www.rabtherm.ch/index.php?option=com_content&view=article&id=60&Itemid=35&lang=en
- [15] Double pipe heat exchanger [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Double-Pipe_Heat_Exchanger.png

- [16] PERÁČKOVÁ, Jana a Veronika PODOBEKOVÁ. Jak využít teplo z kanalizace na přípravu teplé vody v budovách?[online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.odpadoveforum.cz/TVIP2016/prispevky/137.pdf>
- [17] Power pipe [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.rovimatgroup.com/power-pipe/>
- [18] JIRMUS, Vladimír a Karel PLOTĚNÝ. Recyklace vod a energie z vody [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.odpadoveforum.cz/TVIP2016/prispevky/137.pdf>
- [19] Water energy: Využijte energii z vody [online]. [cit. 2016-09-15]. Dostupné z: <http://www.veoliavoda.cz/czech-republicwater/ressources/files/1/35727,Water-2-Energy-complete-CZ.pdf>
- [20] Tepelná čerpadla. Střední odborná škola energetická a stavební [online]. Chomutov [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: http://zelenymost.cz/files/tepelna_cerpadla.pdf
- [21] Carnotův cyklus [online]. [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: http://fyzweb.cz/materialy/aplety_hwang/Carnotuv_cyklus/carnot/carnot_cz.html
- [22] KRATOCHVÍL. Termomechanika Clausius-Rankinův cyklus [online]. , 1 [cit. 2017-01-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/26_Clausius_Rankinu_v_cyklus.pdf
- [23] IVAR.BEE - Rekuperace odpadní vody [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.ivarcs.cz/cz/rekuperace-odpadni-teple-vody-ivar-bee>
- [24] HUBER. Waste water solution [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: http://www.huberics.cz/fileadmin/huber-cs/PDF/solutions_tschechisch_web.pdf
- [25] Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chiller [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/123320392/SEWAGE-WATER-INTERESTING-HEAT-SOURCE-FOR-HEAT-PUMPS-AND-CHILLERS>
- [26] HUBER. Waste water solution [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: http://www.huberics.cz/fileadmin/huber-cs/PDF/huber_pocketguide_tschechisch_web.pdf
- [27] Využití tepelné energie z kanalizačních systémů[online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.asb-portal.cz/tzb/zdravotni-technika/vyuziti-tepelne-energie-zkanalizacnich-systemu>
- [28] Využití tepelné energie z kanalizačních systémů [online]. 2010 [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.asb-portal.cz/tzb/zdravotni-technika/vyuziti-tepelne-energie-zkanalizacnich-systemu>
- [29] Porovnání ročních nákladů na vytápění v domě [online]. [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/138-porovnani-nakladu-na-vytapani-tzb-info>
- [30] HORÁK, Petr. Modelování stokového výměníku tepla – zdroje pro tepelné čerpadlo [online]. , 2 [cit. 2017-01-12]. Dostupné z: <http://www.topin.cz/download.php?idx=90050&d>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>OV</i>	odpadní voda
<i>ČOV</i>	čistírna odpadních vod
<i>TČ</i>	tepelné čerpadlo
<i>DN</i>	jmenovitá světlost potrubí
<i>COP</i>	topný faktor
<i>Cu</i>	měď
<i>PO</i>	polyethylen
<i>OCPO</i>	ocelové potrubí obalené polyethylenem
<i>CalA</i>	Calculation Area
<i>BSim</i>	Building simulation
<i>c</i>	měrná tepelná kapacita vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
ρ	měrná hmotnost vody [$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$]
Q_v	průtok odpadní vody [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$]
ΔT	ochlazení odpadní vody [$^{\circ}\text{C}$]
W_{OP}	množství odebraného tepla [kW]
α	součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
<i>L</i>	charakteristický rozměr [m]
λ	tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
<i>w</i>	rychlost proudící tekutiny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
<i>v</i>	kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
W_{OP}	množství odebraného tepla [kW]
t_f	teplota proudící tekutiny [$^{\circ}\text{C}$]
t_w	teplota stěny omývané proudící tekutinou [$^{\circ}\text{C}$]
<i>Nu</i>	Nusseltovo kritérium [-]
<i>Pr</i>	Prandtlovo kritérium [-]
<i>Re</i>	Reynoldsovo kritérium [-]
β	součinitel objemové roztažnosti [K^{-1}]
\dot{Q}	tepelný tok [W]
\dot{q}	měrný tepelný tok [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]
λ	tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
<i>grad (t)</i>	gradient teplotního pole [$^{\circ}\text{C}$]

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam použitých obrázků

Obr. 1 Zvolené metody pro optimalizaci	11
Obr. 2 Průměrná spotřeba vody v domácnosti [3]	12
Obr. 3 Ocelový výměník tepla vložený do kanalizačního potrubí [6]	19
Obr. 4 Schéma zapojení vloženého ocelového výměníku [6]	20
Obr. 5 Integrovaný výměník tepla ve stěně betonové kanalizační trubky [15]	20
Obr. 6 Předizolované kanalizační potrubí do tlakového systému [16]	21
Obr. 7 Předizolované kanalizační potrubí do gravitačního systému [16]	21
Obr. 8 Extérního protiproudý dvoutrubkový ocelový výměník tepla [16].....	22
Obr. 9 Schéma zapojení extérního dvoutrubkového výměníku [15]	22
Obr. 10 Výměník power pipe [17].....	23
Obr. 11 Sprchový výměník [18].....	23
Obr. 12 Integrovaný výměník do sprchové vaničky [17].....	24
Obr. 13 Princip tepelného čerpadla [19]	25
Obr. 14 Využití tepelné energie z odpadní vody [19].....	25
Obr. 15 T-s diagram Carnotova cyklu [21]	26
Obr. 16 Clausius Rankinův cyklus [22]	27
Obr. 17 Lokalizace míst pro možnost odběru tepelné energie z odpadní vody [16]	27
Obr. 18 Předehřev vody pro okamžitou spotřebu [23].....	28
Obr. 19 Koupelnový výměník [23].....	29
Obr. 20 Předehřev vody kombinovaný se zásobníkem [23]	29
Obr. 21 Kombinované připojení se zásobníkem TV [23]	30
Obr. 22 Přečerpání OV – jímka.....	31
Obr. 23 Výměník ve stoce.....	32
Obr. 24 Alternativy zásobování teplem tepelným čerpadlem se zpětným využitím tepla z odpadní vody [27]	33

Obr. 25 Areál ČOV.....	35
Obr. 26 Model budovy v programu SketchUp	36
Obr. 27 Graf závislosti výkonu nebo energie na venkovní teplotě.....	39
Obr. 28 Graf závislosti energie na venkovní teplotě	39
Obr. 29 Úspory energie (kWh.rok-1).....	40
Obr. 30 Ekvitemní křivka.....	42
Obr. 31 Řez potrubí	46
Obr. 32 Hrubý model pro zjištění okrajových podmínek	47
Obr. 33 Okrajové podmínky modelu potrubí	48
Obr. 34 Stokový výměník typ 1	52
Obr. 35 Rozložení teplot stokového výměníku typu 1.....	53
Obr. 36 Porovnání výkonů výměníku typu 1	53
Obr. 37 Porovnání výkonů výměníku typu 1 verze 2	55
Obr. 38 Porovnání výkonů mědi, nerez a oceli 0,6% C při průměrných ročních teplotách	55
Obr. 39 Zobrazení tepelného toku – vrat potrubí z výměníku	56
Obr. 40 Zobrazení tepelného toku - přívod studené vody do výměníku.....	56
Obr. 41 Stokový výměník typ 2	57
Obr. 42 Varianty stokového výměníku typu 2	57
Obr. 43 Porovnání výkonů typu 2	57
Obr. 44 Porovnání výkonů typu 2 verze 2 a 3.....	59
Obr. 45 Rozložení teplot stokového výměníku verze 2	59
Obr. 46 Rozložení teplot stokový výměník typ 2 zima.....	60
Obr. 47 Stokový výměník typ 3	60
Obr. 48 Porovnání výkonů typu 3	61
Obr. 49 Porovnání výkonů typu 3 verze 2	62
Obr. 50 Rozložení teplot stokového výměníku typu 3.....	63
Obr. 51 Zobrazení tepelného toku výměníku typu 3	63

Obr. 52 Stokový výměník typ 4	63
Obr. 53 Verze stokových výměníků typu 4.....	64
Obr. 54 Porovnání výkonů výměníku typu 4	65
Obr. 55 Porovnání výkonů typu 4 verze 2	66
Obr. 56 Rozložení teplot u stokového výměníku typu 4.....	66
Obr. 57 Stokový výměník typ 5	67
Obr. 58 Verze stokových výměníků typu 5.....	67
Obr. 59 Porovnání výkonů typu 5	68
Obr. 60 Porovnání výkonů typu 5 verze 2	68
Obr. 61 Rozložení teplot stokového výměníku typu 5 střední teplota.....	69
Obr. 62 Stokový výměník typ 6	69
Obr. 63 Porovnání výkonů typu 6	70
Obr. 64 Rozložení teplot stokového výměníku verze 6 léto	70
Obr. 65 Porovnání výkonů typu 6 verze 2	71
Obr. 66 Rozložení tepelných toků výměníku typu 6	71
Obr. 67 Porovnání výkonů průměrných průtoků všech typů stokových výměníků.....	72
Obr. 68 Porovnání různých průtoků a teplot OV.....	73
Obr. 69 Optimální tvar stokového výměníku	74
Obr. 70 Model budovy v programu BSim	75
Obr. 71 Databáze konstrukcí BSim	76
Obr. 72 Zóny v modelu	76
Obr. 73 Záložka infiltrace BSim	77
Obr. 74 Záložka zisky od osob BSim	78
Obr. 75 Záložka infiltrace BSim	78
Obr. 76 Potřeba energie na vytápění BSim	79
Obr. 77 Celková roční tepelná bilance [kWh].....	80
Obr. 78 Výstup programu pro měsíc únor	80

Obr. 79 Výstup programu pro měsíc červen	81
Obr. 80 Výstup programu pro měsíc říjen	81
Obr. 81 Výstup programu pro měsíc prosinec	81
Obr. 82 Výstup programu pro celý rok	82

Seznam vložených tabulek:

Tab. 1 Informace o budově	35
Tab. 2 Vstupní data.....	36
Tab. 3 Součinitel prostupu tepla.....	37
Tab. 4 Ztráty budovy z programu PROTECH	37
Tab. 5 Vstupní údaje pro výpočet provozních nákladů	40
Tab. 6 Náklady na vytápění	41
Tab. 7 Náklady na ohřev teplé vody.....	41
Tab. 8 Ekvitermní křivka	42
Tab. 9 Tepelný výkon, který je možné předat zahřívací látce	43
Tab. 10 Tepelný výkon, který je možné odebrat OV	44
Tab. 11 Výpočet součinitele přestupu tepla α_1	44
Tab. 12 Výpočet součinitele přestupu tepla α_2	44
Tab. 13 Součinitel prostupu tepla na délku 1 m.....	44
Tab. 14 Tepelný výkon výměníku.....	45
Tab. 15 Orientační výpočet faktoru zanášení.....	45
Tab. 16 Vstupní údaje z měření	47
Tab. 17 Tabulka okrajových podmínek pro celoroční průměr.....	48
Tab. 18 Tabulka okrajových podmínek pro střední teplotu celoroční průměr.....	49
Tab. 19 Tabulka okrajových podmínek pro zimní průměr	49
Tab. 20 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 6 °C	49

Tab. 21 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 11 °C	50
Tab. 22 Výpočet součinitele přestupu tepla OV	50
Tab. 23 Výpočet součinitele přestupu tepla pro střední teplotu.....	50
Tab. 24 Výpočet součinitele přestupu tepla pro 16 °C vzduch	50
Tab. 25 Tabulka použitých materiálů	51
Tab. 26 Tabulka materiálů stokového výměníku	51
Tab. 27 Tabulka materiálů potrubí	52
Tab. 28 Tabulka materiálů výplní	52
Tab. 29 Tabulka výkonů výměníku typu 1	54
Tab. 30 Výkony stokový výměník typ 1 verze 2	54
Tab. 31 Porovnání výkonů výměníků z mědi, nerez, oceli 0,6% C	55
Tab. 32 Výkony stokových výměníků typ 2	58
Tab. 33 Výkony stokových výměníků typ 2 verze 2 a 3	58
Tab. 34 Výkony stokových výměníků typ 3	61
Tab. 35 Výkony stokových výměníků typ 3 verze 2	62
Tab. 36 Výkony stokových výměníků typ 4	64
Tab. 37 Výkony stokových výměníků typ 4 verze 2	65
Tab. 38 Výkony stokových výměníků typ 5	67
Tab. 39 Výkony stokových výměníků typ 5 verze 2	68
Tab. 40 Výkony stokových výměníků typ 6	69
Tab. 41 Výkony stokových výměníků typ 6 verze 2	71
Tab. 42 Potřeba energie na vytápění	79
Tab. 43 Celková roční tepelná bilance [kWh]	80

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1 - TECHNICKÁ ZPRÁVA

PŘÍLOHA 2 - VÝSTUPY ZE SOFTWARE PROTECH

PŘÍLOHA 3 – NÁVRH OBĚHOVÉHO ČERPADLA

PŘÍLOHA 4 – SCHEMA ZAPOJENÍ

PŘÍLOHA 5 – ŘEZ POTRUBÍ