

# České vysoké učení technické v Praze

## Fakulta strojní

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky  
Teoretický základ strojního inženýrství



**Prediktivní řízení fyzikálních parametrů pro  
teplárenské systémy**

**Predictive Control of Physical Parameters for  
District Heating Systems**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Vypracoval: Martin Olšovský  
Vedoucí práce: Ing. Pavel Sláma Ph.D.  
Rok: 2021

---

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Olišovský** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **482394**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Prediktivní řízení fyzikálních parametrů pro teplotenské systémy**

Název bakalářské práce anglicky:

**Predictive Control of Physical Parameters for District Heating Systems**

Pokyny pro vypracování:

- Vypracujte rešerši systémů distribuce tepla pro případ lokální tepelné sítě, včetně používaného měření a regulace.
- Popište tepelné a hydraulické ztráty v distribučních teplotenských systémech a metody vedoucí k jejich snižování.
- Vytvořte ve výpočtovém prostředí model výměníku tepla voda - voda, vhodného pro předávání tepla mezi lokální distribuční sítě tepla a zásobovanými objekty.
- Vytvořte model lokální distribuční soustavy a pro tento model aplikujte vhodné regulační postupy tak, aby jste naplnil potřeby zásobovaných objektů a současně minimalizovat tepelné a hydraulické ztráty distribuční soustavy.
- Vypracujte zjednodušené ekonomické zhodnocení navržených opatření.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího práce

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Pavel Sláma, Ph.D., ústav mechaniky tekutin a termodynamiky FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **30.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Pavel Sláma, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Michal Schmirler, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Prediktivní řízení fyzikálních parametrů pro topné systémy vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Pavla Slámy Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Martin Olšovský

---

**Druh práce:** Bakalářská práce  
**Autor:** Martin Olšovský  
**Název práce:** Prediktivní řízení fyzikálních parametrů pro teplotní systémy  
**Title:** Predictive Control of Physical Parameters for District Heating Systems  
**Rok zpracování:** 2020/2021  
**Studijní program:** Teoretický základ strojínského inženýrství  
**Obor:** Bez oborový  
**Ústav:** Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky  
**Vedoucí práce:** Ing. Pavel Sláma Ph.D.  
**Počet stran:** 48  
**Počet tabulek:** 2  
**Počet obrázků:** 31

**Klíčová slova:** Systém centrálního zásobování teplem, Ohřev teplé vody, Výměňiková stanice, Výměňik, Model soustavy, Matlab Simscape

**Key words:** District heating system, Water heating, Heat exchanger station, Heat exchanger, Model of network, Matlab Simscape

**Abstrakt:** Cílem této bakalářské práce je vytvoření fungujícího modelu soustavy systému centrálního zásobování teplem v prostředí Matlab Simscape. V úvodu se práce zabývá představením samotného teplotnictví, přiblížením významu pojmu teplá voda a vysvětlením základních principů fungování sítí CZT. Následně se věnuje typům výměňiků a možnostem jejich využití pro síť CZT. V praktické části se práce nejprve zaměřuje na návrh schématu soustavy, na základě kterého je následně vytvářen samotný model v prostředí Matlab Simscape. Na vytvořeném modelu jsou pak provedeny simulace a dochází ke zkoumání, jak velký dopad na chování soustavy během prediktivního řízení má zahrnutí jak venkovní teploty, tak rychlosti větru. Závěr obsahuje shrnutí celé práce.

**Abstract:** The aim of this bachelor thesis is the creation of functional model of the part of the district heating network in the Matlab Simscape environment. In the beginnings the thesis deals with introduction of heating, importance of term hot water and explanation of the basic principles in functionality of district heating networks. Subsequently the thesis explains different types of heat exchangers and their usability in the district heating networks. In the applicative part the thesis first describes the designing of the scheme of network, which is fundamental for creation of the model of network in Matlab Simscape. On the newly created model there are run few simulations, where the thesis examines what is the impact of involvement of both the atmosphere temperature and air velocity on predictive control of the district heating network. In the conclusion the findings of the thesis are summed up.

---

**Poděkování:**

Děkuji panu Ing. Pavlu Slámovi, Ph.D. za vedení, pomoc, cenné rady a věcné připomínky při tvorbě této bakalářské práce.

Martin Olšovský

---

## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

- $\Phi_f, \Phi_r$  ... ztráty přívodního, respektive vratného potrubí  
 $\Phi_c$  ... celková ztráta potrubí  
 $U_1, U_2$  ... součinitele tepelné ztráty  
 $t_{1f}, t_{1r}$  ... teplota látky v přívodním, respektive vratném potrubí  
 $t_E$  ... teplota zeminy v hloubce  $h$  (povrch, střed potrubí)  
 $R_h$  ... izolační odpor přestupu tepla mezi přívodním a vratným potrubím  
 $R_E$  ... izolační odpor zeminy  
 $R_i$  ... izolační odpor izolace  
 $H$  ... hloubka uložení v zemi  
 $C$  ... osová vzdálenost potrubí  
 $Y_{zt}$  ... měrná ztrátová energie  
 $L$  ... osová délka potrubí  
 $\lambda$  ... součinitel tření  
 $D_h, d_h$  ... hydraulický průměr potrubí  
 $v$  ... rychlost proudění  
 $S$  ... průřez daného profilu  
 $O$  ... smáčený obvod  
 $k_t$  ... drsnost trubky  
 $Re$  ... Reynoldsovo číslo  
 $w$  ... střední rychlost proudění  
 $\alpha$  ... součinitel prostupu tepla  
 $Nu$  ... Nusseltovo číslo  
 $Pr$  ... Prandtlovo číslo  
 $L_{char}$  ... charakteristický rozměr  
 $\lambda_{tek}$  ... měrná tepelná vodivost kapaliny  
 $\lambda_s$  ... měrná tepelná vodivost stěny  
 $\lambda_i$  ... měrná tepelná vodivost izolace  
 $\nu$  ... kinematická viskozita  
 $a$  ... součinitel tepelné roztažnosti  
 $k$  ... celkový součinitel přestupu tepla  
 $\Delta T_{ln}$  ... logaritmický teplotní spád  
 $\dot{Q}$  ... celkový tepelný tok  
 $\delta$  ... tloušťka dané vrstvy  
 $Gr$  ... Grashofovo číslo  
 $\beta$  ... teplotní součinitel objemové roztažnosti  
 $g$  ... gravitační zrychlení
-

# Obsah

<b>1. Úvod</b> .....	<b>8</b>
<b>2. Teoretická část</b> .....	<b>9</b>
<b>2.1. Teplárenství</b> .....	<b>9</b>
<b>2.2. Teplá voda</b> .....	<b>9</b>
<b>2.2.1. Ohřev teplé vody</b> .....	<b>9</b>
2.2.1.1. Lokální ohřev.....	9
2.2.1.2. Centrální ohřev .....	9
2.2.1.3. Dálkový ohřev .....	9
<b>2.2.2. Hygienická rizika ohřevu teplé vody</b> .....	<b>10</b>
<b>2.3. Sítě CZT</b> .....	<b>10</b>
<b>2.3.1. Úvod do problematiky sítí CZT</b> .....	<b>10</b>
<b>2.3.2. Ztráty v sítích CZT</b> .....	<b>11</b>
2.3.2.1. Tepelné ztráty .....	11
2.3.2.2. Hydraulické ztráty .....	13
2.3.2.3. Opatření pro minimalizaci ztrát .....	15
<b>2.3.3. Měření a regulace v sítích CZT</b> .....	<b>16</b>
2.3.3.1. Měření teploty.....	16
2.3.3.2. Měření průtoku .....	17
2.3.3.3. Regulace v sítích CZT .....	18
<b>2.3.4. Výměňiková stanice</b> .....	<b>19</b>
<b>2.3.5. Typy výměňiků</b> .....	<b>20</b>
2.3.5.1. Dělení podle proudění.....	20
2.3.5.2. Dělení podle konstrukce .....	21
<b>3. Praktická část</b> .....	<b>24</b>
<b>3.1. Tvorba schématu</b> .....	<b>24</b>
3.1.1. Vytvoření schématu .....	24
3.1.2. Doplnění o místa měření .....	25
3.1.3. Schéma tepelných ztrát .....	26
<b>3.2. Výpočet výměňiků</b> .....	<b>27</b>
3.2.1. Volba výměňiku .....	27
3.2.2. Kontrolní výpočet výměňiku .....	28
3.2.2.1. Součinitel přestupu tepla.....	28
3.2.2.2. Přenos tepla ve výměňiku .....	29
3.2.2.3. Tepelné ztráty výměňiku .....	30
<b>3.3. Tvorba modelu</b> .....	<b>31</b>
3.3.1. Tvorba modelu budovy .....	31
3.3.2. Tvorba modelu domovní předávací stanice.....	34
3.3.3. Tvorba modelu okruhu .....	36
3.3.3.1. Řízení okruhu .....	37
3.3.3.2. Zobrazení ztrát okruhu.....	38
<b>3.4. Provedení modelových simulací</b> .....	<b>40</b>
<b>3.5. Ekonomické zhodnocení</b> .....	<b>41</b>
<b>4. Závěr</b> .....	<b>44</b>
<b>Seznam použité literatury</b> .....	<b>45</b>
<b>Seznam obrázků</b> .....	<b>48</b>
<b>Seznam tabulek</b> .....	<b>48</b>

---

## 1. Úvod

Teplo je pro člověka již od pradávna velmi důležitým elementem a dovolím si tvrdit, že v dnešní době si nedokážeme představit život bez vytápění a teplé vody. Málakdo se však pozastavuje nad tím, odkud teplo pochází a jak dlouhou cestu urazí, než se dostane do domácnosti. V některých případech může jít o velmi krátkou vzdálenost, v jiných jde mnohdy i o kilometry. Základem této práce je snaha přiblížit problematiku teplotnosti, jakožto jednoho z nejdůležitějších odvětví v oblasti zajišťování kvality života, a také přiblížit možnosti, jak lze toto odvětví optimalizovat, tak aby bylo využito co nejvíce z vyprodukované energie.

Dnes, více než kdy jindy, vzrůstá napříč odvětvími tlak na co nejefektivnější využívání energie. Mnoho firem klade důraz na to, aby byla účinnost jejich procesů co nejvyšší. Stejně tak je tomu v teplotnosti. S tím, jak se moderní technologie stále více zapracovávají do teplotenských systémů, zvedá se i potřeba minimalizovat ztráty v rámci jednotlivých okruhů. Velké množství energie se ztrácí v momentech, kdy potrubím proudí teplo, které není nikde využíváno. Bylo by proto velmi výhodné celé řízení teplotenských okruhů optimalizovat, ideálně zcela automatizovat. Abychom mohli v budoucnu provádět optimální řízení provozu v rámci okruhu, je nutné mít k dispozici model takového teplotenského okruhu. Model by měl simulovat reálné chování okruhu a ukazovat, jak se projeví případná změna v řízení na jednotlivých složkách v okruhu. V této práci navrhuji obecný model soustavy centrálního zásobování teplem, tento model se přibližuje soustavě, která se nachází ve Strakonících. Model by měl reflektovat chování systému vytápění při různých podmínkách a být schopný reagovat na jejich náhlé změny.



## **2. Teoretická část**

### **2.1. Teplárenství**

Pod pojmem teplárenství se skrývají zejména dvě činnosti, a to výroba a následná distribuce tepla. Zatímco u rodinných domů dochází k výrobě tepla zpravidla přímo v domácnosti, na velkých sídlištích mohou být zdroje centralizovány do jednoho většího, případně může být zdrojem tepla teplárna, ze které je teplo teprve vedeno do místa, kde je potřeba. Co se týče vedení tepla, jeho podoba se odvíjí od typu a umístění zdroje. Nejčastějším médiem, se kterým se můžeme setkat právě v již zmíněných bytech či domácnostech, je teplá voda.

### **2.2. Teplá voda**

Pojmem teplá voda označujeme vodu zdravotně nezávadnou, která musí být odpovídající kvality. Teplou vodu využíváme v koupelnách, topeních nebo kuchyních. Základními požadavky na teplou vodu je stálost její teploty v odběrovém místě, z tohoto důvodu jsou zařízení na ohřev vody zpravidla vybavena automatickou regulací vody. Dle normy ČSN 06 0320 /2006 Sb. je legislativní požadavek na teplotu teplé vody na výtok z armatury 50 až 55 °C, v mimořádných výkyvech je pak povolen pokles na 45 °C. [1]

#### **2.2.1. Ohřev teplé vody**

Samotná příprava či ohřev teplé vody může být prováděn mnoha způsoby. Můžeme rozlišovat například dle místa ohřevu.

##### **2.2.1.1. Lokální ohřev**

Při lokálním neboli místním ohřevu teplé vody dochází k ohřevu vody přímo v místě, kde následně dochází k odběru teplé vody. V praxi to může být například ohřívač u umyvadla. Vzhledem k tomu, že teplá voda z ohřívače je v tomto případě určena pouze pro malé množství odběrných míst, je množství celkové ohřáté vody poměrně malé. [2]

##### **2.2.1.2. Centrální ohřev**

Při použití centrálního ohřevu bývá zpravidla jeden větší ohřívač na celý dům. Z tohoto centrálního ohřívače je poté teplá voda rozváděna do všech odběrných míst dané budovy. Vzhledem k tomu, že ohřívač musí pokrýt potřeby všech odběrových míst, dochází zde k ohřívání výrazně většího množství vody než u lokálních ohřívačů. [2]

##### **2.2.1.3. Dálkový ohřev**

Při dálkovém ohřevu se samotný ohřívač nachází zcela mimo objekt v tzv. výměňkové stanici. U soustav s dálkovým ohřevem se tvoří dva okruhy – primární a sekundární. Zároveň je nutné, aby docházelo k cirkulaci vody. Vzhledem k tomu, že rozměry potrubí jsou při použití dálkového ohřevu teplé vody daleko větší než při lokálním či centrálním, je nutné dbát při konstrukci na to, aby bylo potrubí dostatečně odizolováno a mělo možnost dilatace. Pro vedení tepla z tohoto typu zdroje je nutné využít rozvodných soustav, takzvaného systému centrálního zásobování teplem. [2]

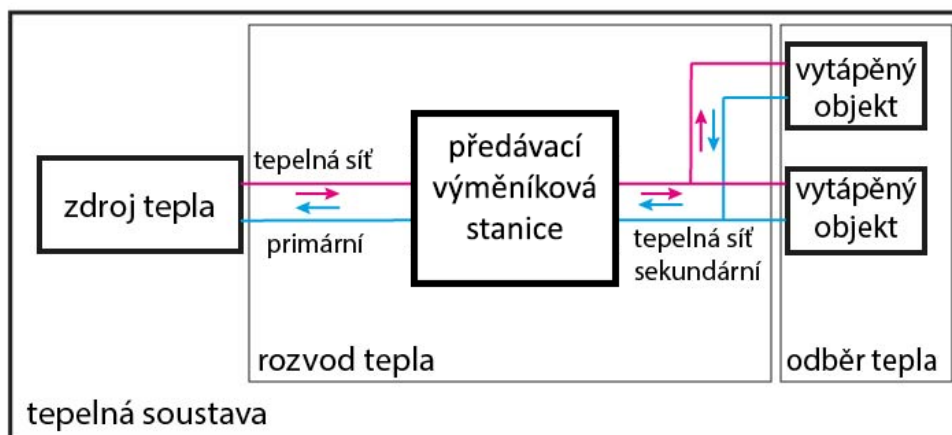
## 2.2.2. Hygienická rizika ohřevu teplé vody

Vzhledem k teplotám, ve kterých se pohybujeme, souvisí s přípravou teplé vody poměrně velká hygienická rizika. Těm se věnuje zejména paragraf č. 252/2004 zákona č. 258/2000 Sb. Tím největším je bezesporu bakterie Legionelly, tyto bakterie se nejlépe množí v rozmezí teplot od 35 °C do 42 °C. Z tohoto důvodu je nutné vodu ohřívat minimálně na hodnoty vyšší, než jsou tyto. V případě, že by bylo nutné, aby v okruhu proudila voda o těchto teplotách, můžeme se bakterií zbavit krátkodobým ohřátím nad teplotu 70 °C, případně chlorováním či důkladnou filtrací vody. [1]

## 2.3. Síť CZT

### 2.3.1. Úvod do problematiky sítí CZT

Systém centrálního zásobování teplem (zkráceně CZT) je způsob dodávání tepla, určeného k vytápění a přípravě teplé vody, z centrálního zdroje přímo do vytápěných objektů, ty se zpravidla nenacházejí v blízkosti samotného centralizovaného zdroje. Typickým příkladem může být stav, kdy je teplárna umístěna na kraji města nebo v průmyslové zóně a zásobuje sídliště v centru města. Pro rozvod tepla se v tomto systému užívají teplotní sítě. Zjednodušené schéma systému centrálního zásobování teplem viz níže (obrázek 1). [3]



Obrázek 1 Schéma fungování soustavy CZT [4]

Centrální zásobování teplem má oproti ostatním zdrojům tepla svá specifika. Jeho hlavní výhodou pro koncového uživatele je jednoduchost v jeho užívání. Další výhodou je snížení bezpečnostního rizika, plynoucí z umístění zdroje tepla ve větší vzdálenosti od obytných prostor. Bohužel ona vzdálenost je v jiných ohledech i nevýhodou, teplo je totiž sítí vedeno na dlouhé vzdálenosti, a kvůli tomu mohou růst tepelné ztráty i hydraulické ztráty. [3]

Zdroje tepla v rámci systému CZT mohou být velmi různorodé. Teplo do systému mohou dodávat jak elektrárny, kde teplo vzniká jako vedlejší produkt při výrobě elektrické energie, tak teplárny s čistě výtopenským režimem, tzv. výtopyny. V rámci teplotních sítí se v dnešní době setkáváme nejčastěji s parními turbínami, mezi jiné možnosti

patří například turbíny plynové, které jsou však v Evropě zastoupené ve velmi malém množství.

Dálkové rozvody, rozvody zajišťující rozvod tepla do předávacích stanic mohou být vedeny jak po povrchu, tak v zemi a používají se ve dvou konfiguracích. Starší čtyřtrubková soustava, která je vysoce energeticky náročná, a v důsledku toho méně účinná, nebo novější dvoutrubkové soustavy, kdy k rozdělení tepla pro vytápění a ohřev teplé vody dochází až v objektových předávacích stanicích. Primární zdroje tepla pracují buďto s parou (maximálně 240 °C), horkou vodou (maximálně 180 °C) anebo otopnou vodou (maximálně 110 °C). Oddělení primární a sekundární sítě je pak realizováno pomocí výměňkových stanic. [3]

### 2.3.2. Ztráty v sítích CZT

V rámci teplotních soustav se setkáváme s mnoha různými typy ztrát. Z hlediska významnosti je nutné se bavit zejména o dvou hlavních typech. Prvním typem jsou ztráty tepelné, které jsou tím větší, čím větší je vzdálenost, na kterou je teplo vedeno. Druhým poměrně důležitým typem jsou ztráty hydraulické, na těch se velmi projevují tvary potrubí, v nichž je médium vedeno.

#### 2.3.2.1. Tepelné ztráty

Vzhledem k tomu, že hlavním úkolem rozvodných sítí v rámci teplotních soustav je v dnešní době dovést teplo z místa výroby do místa spotřeby (do budoucna se hledá širší využití teplotních sítí), je důležité, aby se v průběhu této cesty ztratilo tepla co nejméně. Tepelné ztráty v potrubí jsou závislé zejména na teplotách média proudícího v přívodním a vratném potrubí, respektive na rozdílu těchto dvou teplot a celkové délce potrubí jako takového. Mezi další faktory ovlivňující velikost tepelných ztrát můžeme zařadit například způsob uložení, zda je potrubí uloženo v zemi či nikoliv, případná hloubka uložení či geometrická konfigurace nebo materiál a tloušťka jeho izolace. K výpočtu tepelných ztrát potrubí lze použít více metodik, například dle normy ČSN EN 13 941, případně dle normy ČSN EN ISO 12 241, možný je také výpočet tzv. tvarovou metodou.

Výpočet dle normy ČSN EN ISO 12 241 je jednodušší než ten dle normy ČSN EN 13 941, přesto jsem se jej rozhodl nepoužít z důvodu, že nezohledňuje vzájemné tepelné ovlivnění mezi přívodním a vratným potrubím.

Způsob výpočtu pomocí tvarového faktoru, kdy vycházíme ze základní Fourierovy rovnice prostupu tepla (rovnice 1), je nejjednodušším z výše zmíněných, a tím pádem nejde o moc přesný způsob výpočtu tepelných ztrát. [5]

$$q_i = -\lambda A \frac{\partial t}{\partial y} \quad (1)$$

Pro výpočet ztrát potrubí uloženého v zemi jsem tedy zvolil metodiku dle normy ČSN EN 13941, konkrétně pak přílohy D. Celková tepelná ztráta (rovnice 4) je dle této

normy určena jako součet tepelných ztrát pro přívodní (rovnice 2) a vratné potrubí (rovnice 3).

$$\Phi_f = U_1(t_{1f} - t_E) - U_2(t_{1r} - t_E) \quad (2)$$

$$\Phi_r = U_1(t_{1r} - t_E) - U_2(t_{1f} - t_E) \quad (3)$$

$$\Phi_c = \Phi_f + \Phi_r = 2(U_1 - U_2) \left( \frac{t_{1r} + t_{1f}}{2} - t_E \right) \quad (4)$$

Výpočet součinitelů tepelné ztráty lze pro symetrickou konstrukci zjednodušit na následující rovnice (rovnice 5, 6). Celkový součinitel tepelné ztráty je pak rozdílem těchto dvou (rovnice 7).

$$U_1 = \frac{R_E + R_i}{(R_E + R_i)^2 - R_h^2} \quad (5)$$

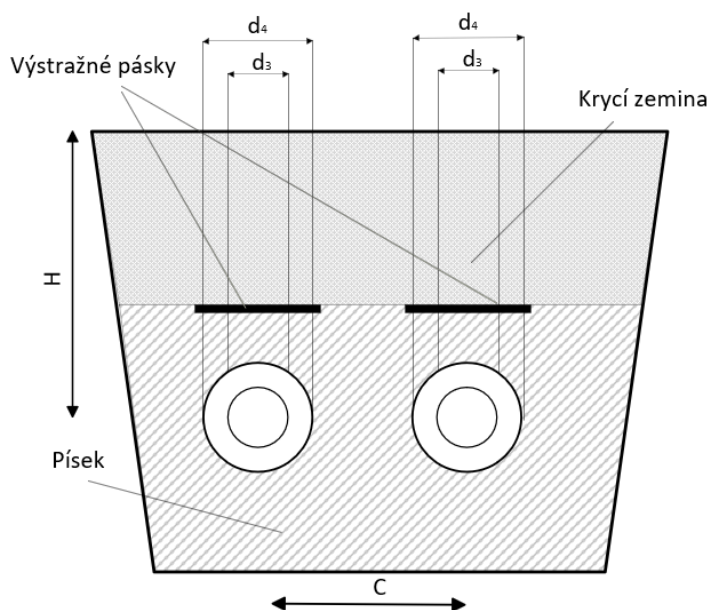
$$U_2 = \frac{R_h}{(R_h + R_i)^2 - R_h^2} \quad (6)$$

$$U_1 - U_2 = \frac{1}{R_h + R_i + R_E} \quad (7)$$

Izolační odpor přestupu tepla mezi přívodním a vratným potrubím se vypočítá ze znalosti tepelné vodivosti zeminy, hloubky zeminy a vzdálenosti mezi osami potrubí (rovnice 8).

$$R_h = \frac{1}{4\pi \cdot \lambda_E} \ln \left( 1 + \left( \frac{2H}{c} \right)^2 \right) \quad (8)$$

V následující tabulce (tabulka 1) jsou uvedeny vypočtené tepelné ztráty v závislosti na délce potrubí, které byly vypočteny dle výše zmíněného postupu, zároveň jsem vypracoval schéma uložení potrubí v zemi (obrázek 2). Rozměry potrubí pro výpočet ztrát jsem čerpal z katalogu. [6]



Obrázek 2 Schéma uložení potrubí v zemi

Tabulka 1 Vypočtené tepelné ztráty pro různé průměry potrubí

DN	$t_f$ [°C]	$t_r$ [°C]	$t_E$ [°C]	$d_3$ [mm]	$d_4$ [mm]	$H$ [mm]	$C$ [mm]	$q$ [W/m]
20	80	30	0	26.9	90	845	150	9,905
25	80	30	0	33.7	90	845	150	9,876
32	80	30	0	42.4	110	855	150	11,335
40	80	30	0	48.3	110	855	150	13,373
50	80	30	0	60.3	125	863	150	14,514
65	80	30	0	76.1	140	870	150	16,632
80	80	30	0	88.9	160	880	200	20,869
100	80	30	0	114.3	200	900	200	15,994

### 2.3.2.2. Hydraulické ztráty

Hydraulické ztráty se v teplotních okruzích projevují zejména jako ztráty mechanické energie, ta se přeměňuje převážně na energii tepelnou. Hydraulické ztráty můžeme rozdělit na ztráty dvojího typu. Jedním typem těchto ztrát jsou ztráty vznikající v důsledku tření, druhým pak hydraulické ztráty místní. Zároveň je důležité zmínit, že v závislosti na rozměrech potrubí rozlišujeme potrubí hydraulicky dlouhá a potrubí hydraulicky krátká. U potrubí hydraulicky dlouhá jsou místní ztráty výrazně menší než třecí ztráty, díky tomu je můžeme u těchto potrubí zanedbat. Při výpočtu potrubí hydraulicky krátkého však musíme zohlednit oba typy ztrát. [7]

Ztráty třením vznikají třením proudící kapaliny o velmi tenkou vrstvu „stojící“ kapaliny, která se nachází v těsné blízkosti stěn potrubí. V důsledku tohoto tření se část tlakové energie nenávratně přeměňuje na energii tepelnou. Pro bezproblémový chod systému je důležité, aby byla tato energie kompenzována energií dodanou k dopravě kapaliny. K výpočtu ztrát třením využíváme Darcy-Weisbachova vztahu, kde je dílčí ztrátová měrná energie (Pa/m), vznikající vlivem třecích ztrát, definována následujícím způsobem (rovnice 9).

$$Y_{zt} = \lambda \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (9)$$

Pojmem hydraulický průměr označujeme charakteristický rozměr průtočného profilu, který nám umožňuje určit průměr i pro neokružové profily. Hydraulický průměr závisí na průřezu průtočné plochy a smáčeném obvodu v rámci tohoto průřezu. Vypočítáme jej dle následující rovnice (10).

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (10)$$

Při dosažení hodnot pro kruhový průměr, který je zcela zaplněn vodou, ze vzorce vychází, že hydraulický průměr je roven průměru potrubí.

Součinitel tření je závislý především na Reynoldsově čísle a vztah pro jeho výpočet je odlišný v různých oblastech proudění. Reynoldsovo číslo (rovnice 11) je bezrozměrné kritérium popisující chování kapaliny při jejím proudění.

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (11)$$

Na základě velikosti Reynoldsova čísla rozdělujeme proudění na proudění laminární a turbulentní. Hranice přechodu mezi těmito oblastmi není přesně dána, nicméně zpravidla se nachází v rozmezí  $Re = 1000 \div 10000$ .

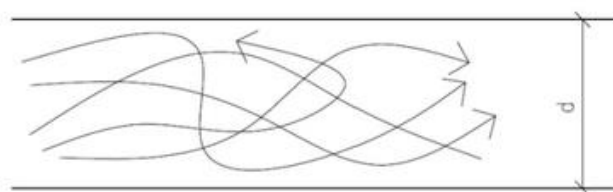
V oblasti laminárního proudění, ke kterému dochází při nižších rychlostech, jehož proudnice jsou rovnoběžné a nedochází k jejich mísení, je součinitel tření (rovnice 12) závislý pouze na Reynoldsově čísle.



Obrázek 3 Schéma proudnic při laminárním proudění [8]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (12)$$

V oblasti turbulentního proudění se proudnice navzájem promíchávají, částice kapaliny vykonávají kromě posouvání i vlastní pohyb, v důsledku kterého vznikají v proudění víry.



Obrázek 4 Schéma proudnic při turbulentním proudění [8]

Při výpočtu součinitele tření v turbulentní oblasti je určující Colebrook – Whiteova rovnice (13).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left( \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k_t}{3.71 \cdot D} \right) \quad (13)$$

V hydraulicky hladké ( $Re < 10^5$ ) oblasti však lze zanedbat vliv drsnosti, v důsledku toho je možné počítat se zjednodušeným vzorcem (14).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left( \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (14)$$

Naopak v hydraulicky drsné oblasti počítáme pouze s vlivem drsnosti, výsledný vztah pak vypadá následovně (15).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left( \frac{k_t}{3.71 \cdot D} \right) \quad (15)$$

Ke vzniku místních ztrát dochází ve všech místech, kde dochází k jakékoliv deformaci rychlostního pole proudění. Může jít o ztrátu rychlosti proudění v důsledku změny směru proudění nebo například dělením a spojováním proudu. Velikost místních ztrát (16) je závislá především na součiniteli místní ztráty, ten je možné u jednodušších prvků vypočítat, nicméně by měl být v přesnější formě poskytován výrobcem daného potrubního prvku. [9]

$$Y_{zm} = \xi \frac{w^2}{2g} \quad (16)$$

### 2.3.2.3. Opatření pro minimalizaci ztrát

Tepelné ztráty v rámci rozvodného potrubí se u již existujících potrubí dají minimalizovat pomocí mnoha způsobů. Jedním z nich je provedení důkladné rekonstrukce potrubní sítě, tím se minimalizují ztráty vznikající drobnými poškozeními v materiálu, které se se stářím množí. Rekonstrukce však také umožní zvolit lepší izolaci či jiný způsob uložení. Další cestou ke snížení tepelných ztrát, mnohdy méně nákladnou, je využití správného řízení soustavy. Potrubím pak bude proudit voda o teplotě odpovídající požadavkům konkrétní soustavy a zabrání se tak proudění příliš teplé vody, která není využita.

V současné době je na výběr mnoho typů dostupných izolací, ty nejpoužívanější se dají rozdělit na minerální vláknité izolace a pěnové polymerní izolace. Minerální vláknité izolace mohou být například skelné nebo čedičové vaty. Čedičová (kamenná) vata vzniká roztavením čediče a následným natažením této taveniny do vláken, do nichž se přidávají také další látky, které mají za úkol zlepšit vlastnosti výsledné vaty. Čedičová vata je nehořlavá a má lepší odolnost vůči vysokým teplotám (až 700 °C) než skelná vata. Její součinitel tepelné vodivosti se pohybuje v rozmezí od 0,035 W/mK do 0,045 W/mK, v závislosti na jejím přesném složení. [10] Oproti čedičové vatě je skelná vata poddajnější, to usnadňuje izolaci komplikovanějších tvarů potrubí. Odolává sice menším teplotám (450 °C), nicméně pro použití v horkovodech je zcela dostačující. Součinitel tepelné vodivosti skelné vaty se pohybuje od 0,030 W/mK do 0,045 W/mK a stejně jako vata čedičová je nehořlavá. [10] Druhou skupinou jsou izolace pěnové, za zmínku stojí především polyuretanová pěna (zkráceně PUR pěna), která je hojně používána v soustavách CZT. PUR pěna se může aplikovat nástřikem přímo na povrch, který chceme izolovat, nebo litím. V soustavách CZT se nejčastěji používají již předizolované trubky, kdy dochází k lití PUR pěny mezi trubku s médiem a plášťovou trubku už v průběhu výroby. Součinitel teplotní vodivosti se u této pěny pohybuje v rozmezí od 0,026 W/mK do 0,045 W/mK. Oproti minerálním vatám má PUR pěna výrazně nižší odolnost vůči vysokým teplotám (110 °C), v důsledku toho je využitelná pouze pro horkovody. Právě z důvodu nízké odolnosti PUR pěny vůči vysokým teplotám se v dnešní době setkáváme s kombinovanou izolací. Ta se používá zejména u parovodů, kde by samotná PUR pěna nevyhovovala, a skládá se z několika vrstev. První (vnitřní) vrstva je tvořena minerální vatou, která má vysokou teplotní odolnost, její tloušťka je pak navržena tak, aby na jejím vnějším okraji byla teplota dostatečně nízká pro použití PUR pěny. U potrubí sekundární sítě systému CZT bych volil jako nejvhodnější použití předizolovaných trubek s PUR pěnou.

Oproti izolaci je způsob uložení výrazně složitější na změnu u již existujících potrubí, kdy je zpravidla nutné se držet způsobu, jakým bylo potrubí vytvořeno původně. Potrubí může být vedeno pod zemí nebo na povrchu. U potrubí vedeného pod povrchem



se dříve používalo zejména uložení do kanálů, ty mohly být průlezné nebo neprůlezné. Speciálním typem kanálů jsou pak městské kolektory, ve kterých se kromě horkovodů či parovodů mohou nacházet i jiné inženýrské sítě. Společným prvkem těchto uložení je kanál (nejčastěji betonový), uvnitř kterého je potrubí umístěno, nedochází tak k přímému kontaktu se zeminou. Druhým způsobem, který se v dnešní době používá poměrně často, je uložení bezkanálové. Tento způsob je oproti pokládání potrubí do kanálů výrazně levnější a také samotná pokládka potrubí je jednodušší. Při bezkanálovém uložení potrubí se nejčastěji využívají předizolované trubky s PUR pěnou. Kromě typu uložení je také důležitá geometrická konfigurace potrubí. Mezi hlavní parametry patří například osová vzdálenost přívodní a vratné linie či hloubka uložení v zemi. V současnosti se již objevují i uložení, kdy přívodní a vratné potrubí je zaizolováno jako jeden celek za účelem snížení tepelných ztrát a zjednodušení pokládky potrubí. Potrubí mohou být také uložena nad zemí, zde rozlišujeme uložení pozemní a nadzemní. Pozemní potrubí je nejlevnějším řešením, protože potrubí bývá zpravidla položeno na nízkých betonových pilířích. Toto uložení není moc praktické ve městech, nicméně mimo ně jde stále o poměrně využívané řešení. Uložení nadzemní se používá zejména pro překonávání různých překážek, například cest, železnic nebo vodních toků.

U tlakových ztrát je největším problémem tření uvnitř potrubí, tomu je téměř nemožné předejít, protože drsnost potrubí je materiálová vlastnost vznikající při výrobě. Ekonomicky by bylo nevýhodné se jí manuálně snažit změnit dodatečným vyhlazením vnitřního povrchu trubek. Tlakovou ztrátu můžeme také snížit řízením oběhových čerpadel tak, aby nebyl průtok vody zbytečně vysoký. Minimalizovat se však dají ztráty místní, zejména pomocí volby správných uzavíracích armatur a použitím větších rádiů u oblouků a jiných tvarových prvků.

### **2.3.3. Měření a regulace v sítích CZT**

V každém teplotěnském okruhu je nutnost mít velký počet měřicích přístrojů. Výstupy z těchto měření slouží jednak ke kontrole správnosti fungování celého systému, ale také umožňují fungování v rámci okruhu výrazně optimalizovat či pozorovat, jakou reakci vyvolá změna v řízení. V rámci teplotěnských okruhů je nejčastější měření teplot jednotlivých médií a měření jejich průtoků. Doplnující mohou být například měření tlaků.

#### **2.3.3.1. Měření teploty**

Při měření teploty se rozlišují dvě hlavní skupiny měření, a to měření dotykové nebo měření bezdotykové.

Při kontaktním měření se senzor teploty musí dotýkat látky či objektu, jehož teplotu má měřit. Měření funguje na principu přenosu tepla mezi dvěma objekty. Vzhledem k nutnosti přímého kontaktu senzoru s látkou je možné tuto metodu použít všude, kde je přístup k měřenému objektu. Mezi výhody tohoto způsobu se řadí možnost vysoké citlivosti v důsledku malých vlivů okolního rušení, zároveň jsou měřidla použita touto



metodou snadno vyrobitelná. Nevýhodou může být poměrně malý rozsah měřené teploty nebo fakt, že rychlost měření je závislá na tepelné vodivosti pouzdra senzoru i povrchu měřeného objektu. V rámci dotykových senzorů pro měření teploty jsou dvě hlavní skupiny snímačů. První jsou snímače odporové, druhou pak snímače dilatační. [12]

Odporové snímače teploty využívají vlastnosti kovů a polovodičů, u kterých se el. odpor mění s teplotou. U kovů el. odpor se zvyšováním teploty stoupá ( $\alpha$  je kladné), u polovodičů, elektrolytů a uhlíků klesá ( $\alpha$  je záporné). V praxi se vyskytují tři hlavní typy odporových snímačů. První skupinou jsou kovové odporové snímače. Výhodou těchto snímačů je zejména vysoký rozsah měřitelných teplot, dále také dobrá linearita a časová stálost. Nejznámějším materiálem pro výrobu kovového snímače je platina. Nevýhodou je nízká citlivost v důsledku malého teplotního součinitele a pomalá reakce na změnu teploty. Kovové odporové snímače patří k nejpoužívanějším typům senzorů. Druhou skupinou jsou polovodičové senzory, ty jsou naopak velice citlivé, avšak mají horší stabilitu a nižší teplotní rozsah. Poslední skupinou jsou monokrystalické PN senzory, jejichž výhodou je vysoká citlivost, linearita a poměrně jednoduchá integrace do systémů spolupracujících s IO (internet věci). Z praktických zkušeností vyplývá, že pro měření v teplotních okruzích je nejvýhodnější použití kovových odporových teplotních snímačů. [13]

Dilatační senzory fungují na principu teplotní roztažnosti látek. Jejich základem je baňka naplněná kapalinou s dostatečně velkou objemovou roztažností. Na baňku je napojena kapilára, která je na konci zatavená, aby se kapalina nemohla odpařovat. Při změnách teploty se mění výška sloupce v kapiláře, která je podložena stupnicí. Vnější profil kapiláry je vytvarován tak, aby opticky rozšiřoval obraz sloupce a pozorování bylo snazší. Jako náplně se používají obarvené organické kapaliny a roztavené kovy. Dilatační senzory nejsou, dle mého názoru, ideální pro použití v průmyslu. [14]

Pokud situace neumožňuje použití kontaktních senzorů, je nutné využít senzory bezdotykové. Bezdotykové senzory se při měření nacházejí v určité vzdálenosti od snímaného objektu, v důsledku čehož nedochází k vzájemnému ovlivňování mezi senzorem a objektem. Pro měření se zde využívá jevu, kdy objekt o určité teplotě vyzařuje vlnovou délku infračerveného záření, ta je následně snímána senzorem a dále zpracovávána. Výhodami bezdotykového měření je rychlost měření, bezpečné měření vysokých teplot (do 3 000 °C), zanedbatelný vliv měřicí techniky na měřený objekt a absence nutnosti dotyku mezi objekty. Hlavní nevýhodou je možnost měření pouze povrchové teploty, jako další nevýhodou můžeme jmenovat nutnost přímého optického spojení objektů. Právě kvůli těmto nevýhodám nejde o příliš vhodný senzor pro měření teploty vody v potrubí.

### **2.3.3.2. Měření průtoku**

U měření průtoku rozlišujeme několik způsobů měření. Za zmínku stojí především měření pomocí rozdílu tlaků, měření pomocí rychlosti proudění či ultrazvukové měření.

Základem měření pomocí rozdílů tlaků je zákon zachování mechanické energie v tekutinách, který říká, že při stejných podmínkách s klesajícím tlakem stoupá rychlost. V rámci této skupiny se dále rozlišuje mnoho metod měření průtoků. Mezi nejdůležitější se řadí měření pomocí rychlostní sondy nebo průřezových měřidel, ta využívají škrticího orgánu umístěného do potrubí, který způsobuje zúžení průtočné plochy. Rozdíl statických tlaků před a za zúžením je závislý na průtoku. Právě průřezová měřidla byla donedávna jedním z nejpoužívanějších nástrojů pro měření průtoku.[15]

Druhým způsobem je měření rychlosti proudění, ze které je následně vypočítáván objemový průtok. Výhodou této metody je, že signál z výstupu průtokoměru je lineárně závislý na průtoku, na rozdíl od snímačů založených na měření rozdílu tlaků, kde je závislost kvadratická. Proto zde odpadají problémy s chybami u odmocňování. Příkladem tohoto způsobu jsou například turbínkové průtokoměry nebo vírové průtokoměry. [15]

Třetím a v dnešní době velmi rozšířeným způsobem měření průtoku jsou průtokoměry ultrazvukové. Tyto průtokoměry mohou buďto využívat Dopplerova jevu, nebo měří dobu průchodu ultrazvukového signálu. Vzhledem k tomu, že průtokoměry využívající Dopplerova jevu potřebují ke správnému fungování médium obsahující částice, které odrážejí zvuk a hodí se proto hlavně pro měření znečištěných tekutin, jsou vhodnější pro použití u čisté vody průtokoměry snímající dobu průchodu signálu. [15]

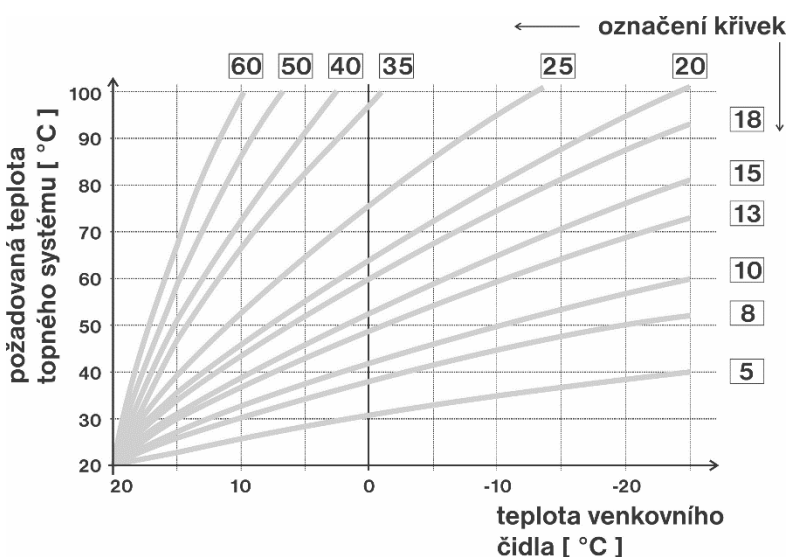
### **2.3.3.3. Regulace v sítích CZT**

Vzhledem k tomu, že spotřeba tepla v budovách napojených na systém CZT je proměnná s tím, jak se mění okolní podmínky, je nutné soustavy nějakým způsobem regulovat, tak aby byl vždy zajištěn dostatek tepla ve všech odběrových místech. V systému CZT je možné tepelný výkon jednotlivých soustav regulovat dvěma hlavními způsoby – kvalitativně, kvantitativně, případně jejich kombinací. Při kvalitativní regulaci dochází ke změně teploty vody, přičemž průtok je konstantní. Teplotu vody můžeme regulovat přímo na výstupu ze zdroje tepla nebo prostřednictvím směšovacích armatur. Kvantitativní regulace je úplným opakem, kdy dochází ke změně průtoku a teplota je konstantní. Tato regulace se nejčastěji provádí škrcením nebo rozdělením proudu. [16]

Aby bylo možné soustavu řídit, je nutné odhadnout, jaké budou tepelné požadavky objektů v různých podmínkách. Existují proto různé regulační přístupy. Regulovat lze například pomocí vnitřní teploty vzduchu, venkovní teploty vzduchu nebo podle zátěže.

Regulace podle vnitřní teploty vzduchu probíhá takovým způsobem, že uvnitř místnosti je snímána teplota, ta je porovnávána s referenční hodnotou a posílána do řídicí jednotky. Na základě odchylky mezi teplotou v místnosti a vnější teplotou dochází ke zvýšení či snížení teploty otopné vody. Tento přístup je v dnešní době praktikován například v běžných termostatech.[16]

Regulace na základě vnější teploty je tzv. ekvitermní regulace. Tato regulace funguje na základě ekvitermních křivek. Ekvitermní neboli topná křivka (obrázek 5) je křivka, která ukazuje, jaká musí být teplota otopné vody při dané venkovní teplotě, aby bylo dosaženo požadované pokojové teploty. Na rozdíl od regulace dle vnitřní teploty je zde vše řízeno podle teploty venkovní. Na základě hodnoty venkovní teploty a ze známosti ekvitermní křivky je vypočítávána teplota otopné vody, regulátor poté zajišťuje, aby na výstupu ze zdroje tepla byla tato hodnota splněna. V současné době jsou již dostupné i složitější regulace na bázi ekvitermní křivky, jde například o ekvitermní řízení s vlivem vnitřní teploty nebo ekvitermní řízení s vlivem zátěže. [17] [16]



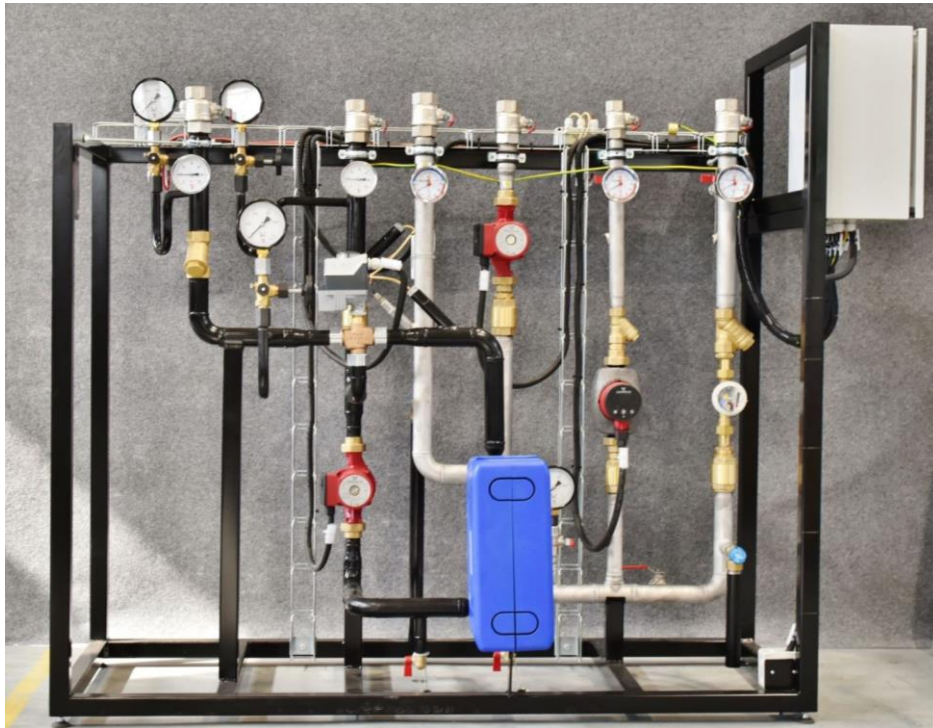
Obrázek 5 Příklad ekvitermních křivek [17]

Dalším z možných typů regulace je regulace podle zátěže. Tato regulace se obejde bez jakéhokoliv měření teploty a její řešení vychází z křivky zátěže či křivky potřeby tepla. Ty ukazují závislost mezi teplotou vody, zátěží soustavy a požadovanou teplotou v místnosti. Výhodou tohoto typu regulace je velmi rychlá odezva systému a nezávislost na dalších čidlech. [16]

#### 2.3.4. Výměňiková stanice

Výměňikové stanice jsou velmi důležitou součástí soustav centrálního zásobování teplem, protože právě v nich dochází k předání tepla mezi dvěma okruhy, například mezi okruhem primárním a okruhem sekundárním. Hlavní součástí, bez které by výměňiková stanice nemohla fungovat, je samotný tepelný výměňik, případně více výměňiků, pokud to konkrétní použití vyžaduje. Další nedílnou součástí výměňikové stanice je čerpadlo, které zajišťuje proudění teplotnosného média v okruhu, na základě průtoku čerpadlem může docházet také k regulaci či řízení daného okruhu. Výměňikové stanice jsou také vybaveny velkým množstvím měřicích prvků, které poskytují důležité informace týkající se fungování výměňikové stanice. Posledním elementárním prvkem výměňikových stanic

jsou ventily, pomocí kterých může dojít k uzavření, případně vypuštění celého okruhu. Příklad výměňkové stanice s jedním výměníkem (obrázek 6). [18]



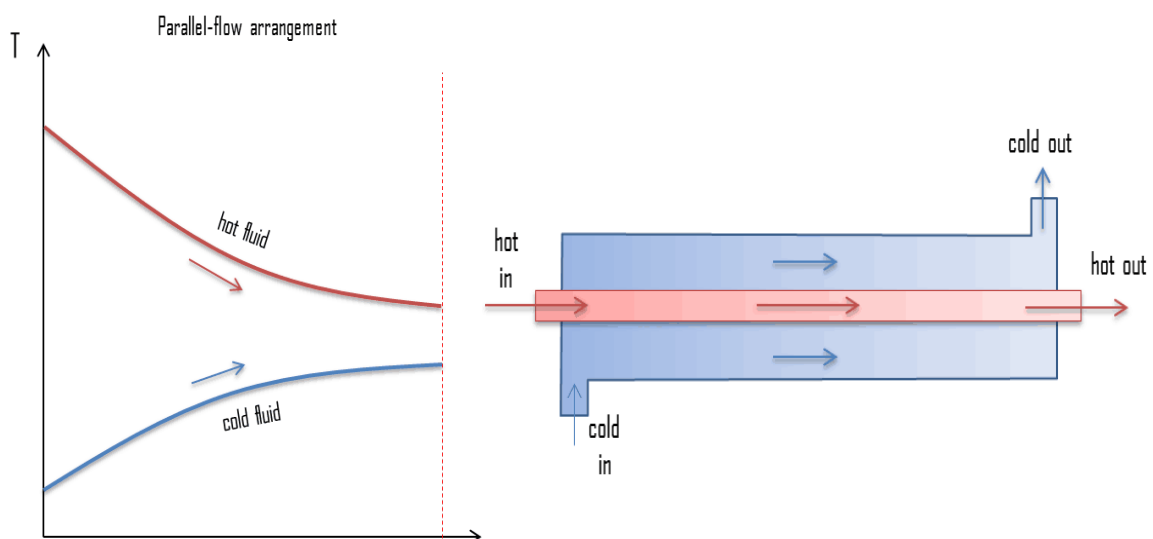
Obrázek 6 Výměňková stanice [18]

### 2.3.5. Typy výměníků

Samotné výměníky tepla lze dělit mnoha způsoby. Vzhledem ke konkrétnímu využití tepelného výměníku jsem se zaměřil na výměníky rekuperační, jako hlavní dvě dělení jsem využil dělení dle směru proudění a dělení dle samotné konstrukce výměníku.

#### 2.3.5.1. Dělení podle proudění

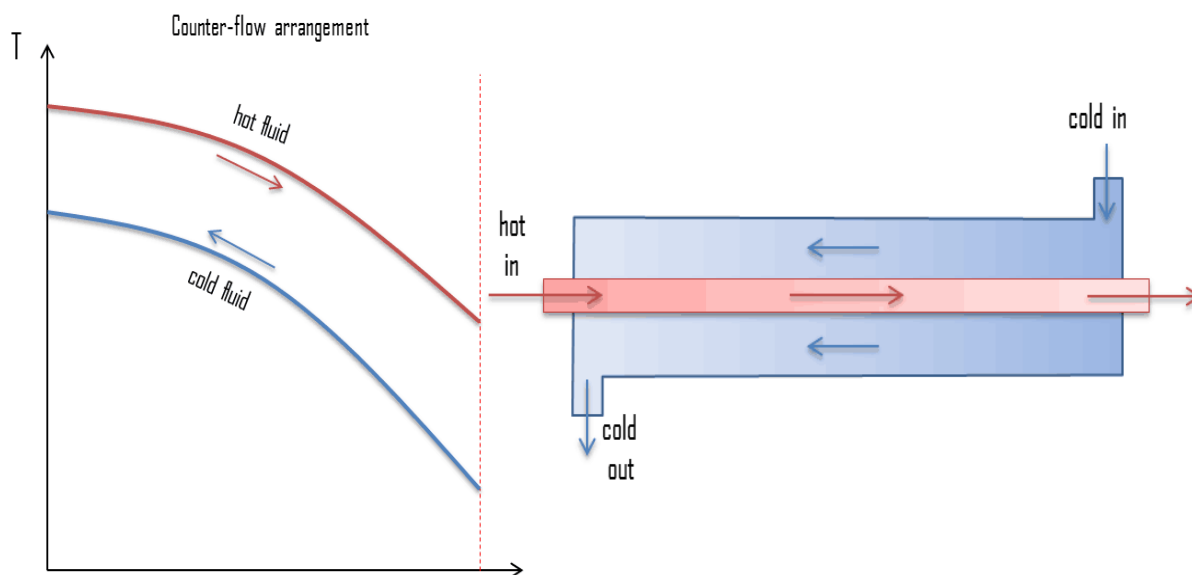
V souproudých výměnících proudí obě média ve stejném směru, toto zapojení je výhodné v okamžiku, kdy je požadováno, aby obě média měla na výstupu podobné



Obrázek 7 Schéma zapojení a průběhu teplot u souproudého výměníku [19]

teploty. Nevýhody spočívají ve výrazně nižších účinnostech přenosu tepla, než mají výměníky protiproudé, zároveň vznikají na vstupech velmi vysoké teplotní rozdíly, jak je vidět na obrázku (obrázek 7). [19]

Jak již vyplývá z názvu, protiproudé výměníky jsou přesným opakem souproudých výměníků. Jednotlivá média proudí proti sobě, a tím dokáže teplejší kapalina ohřát studenější téměř na úroveň vstupní. V důsledku vysokého množství tepla odevzdaného pro ohřátí studeného média, blíží se na výstupu z výměníku teplota teplého média teplotě média studeného na vstupu (obrázek 8).

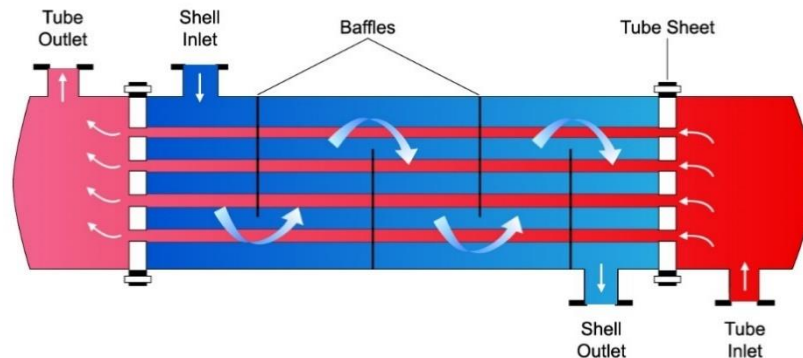


Obrázek 8 Schéma zapojení a průběhu teplot u protiproudého výměníku [19]

### 2.3.5.2. Dělení podle konstrukce

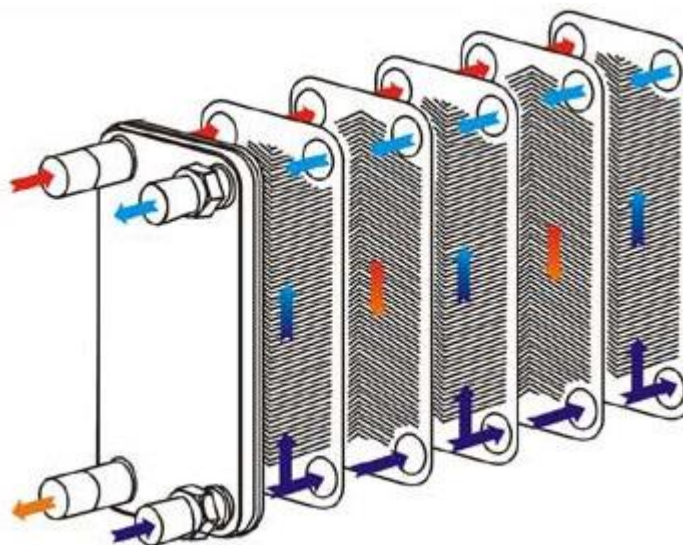
Základním typem výměníků tepla jsou výměníky trubkové. Tento typ výměníků se skládá z většího množství trubek a pláště. Jedna tekutina proudí uvnitř trubek, zatímco druhá proudí vně, uvnitř pláště obklopujícího trubky (obrázek 9). Nevýhodou této konstrukce je poměrně malá velikost teplosměnné plochy a z toho plynoucí velké rozměry jednotlivých výměníků. Do prostoru mezi trubkami bývají umísťovány zvláštní přepážky, které nutí obtékající kapalinu měnit směr, a zvyšují tak účinnost styku mezi médii.





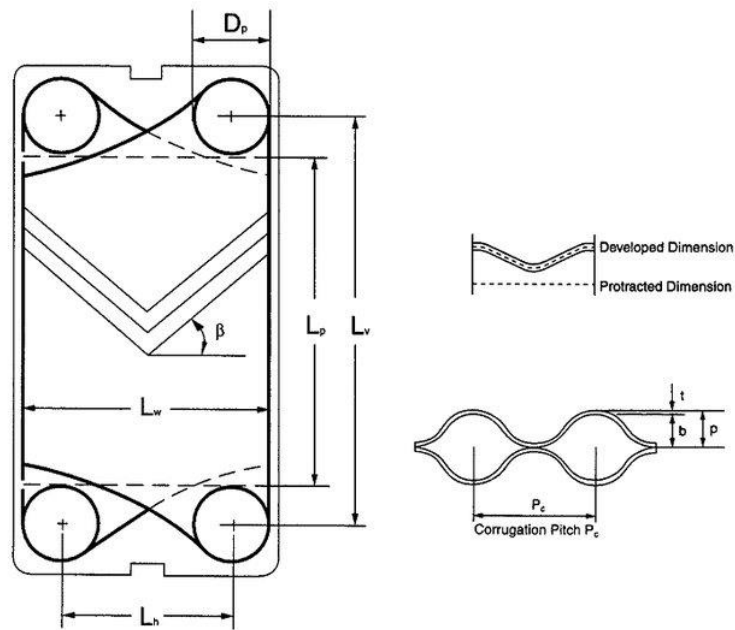
Obrázek 9 Schéma fungování trubkového výměníku [20]

Deskové výměníky jsou dalším často užívaným typem výměníků. Jejich hlavní výhoda oproti jiným typům výměníků spočívá v konstrukci umožňující velmi vysoké hodnoty celkové teplosměnné plochy při zachování malých vnějších rozměrů (obrázek 10). Deskové výměníky se nejčastěji používají pro aplikace, kde dochází k výměně tepla mezi dvěma okruhy vody. [21]



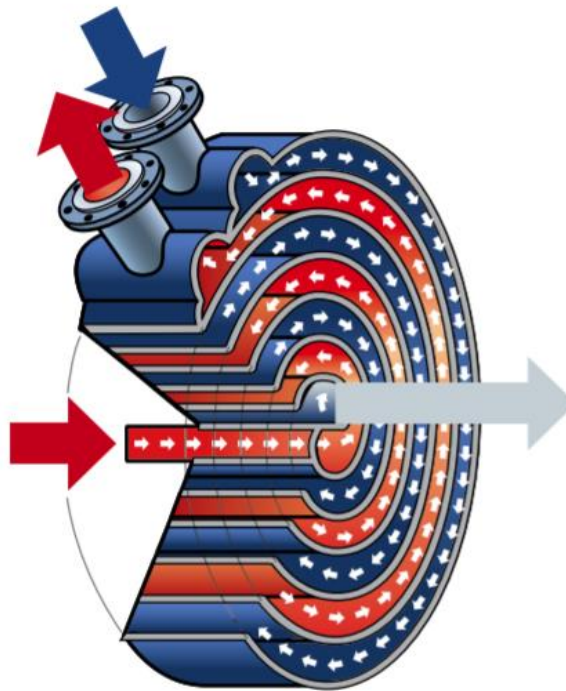
Obrázek 10 Schéma fungování deskového výměníku [22]

Deskové výměníky se skládají z velkého množství desek, ty obsahují samotné kanálky pro proudění média (obrázek 11). Vzhledem k uspořádání je možné u deskových výměníků dosáhnout téměř dokonalého protiproudého zapojení. [21]



Obrázek 11 Vnitřní uspořádání deskového výměníku [23]

Spirálové výměníky tepla jsou složeny z dvou kruhových jednotek, ty obsahují dva koncentrické spirálové průtokové kanály. Zatímco jedna kapalina vstupuje do středu a proudí směrem k obvodu, druhá kapalina vstupuje v obvodovém plášti a proudí do jeho středu (obrázek 12). Výhody této konstrukce spočívají zejména v samočisticí funkci, díky které nedochází k zanášení kanálek. Další výhodou je vysoká tepelná účinnost v porovnání s trubkovými výměníky. [24]



Obrázek 12 Schéma fungování spirálového výměníku [24]

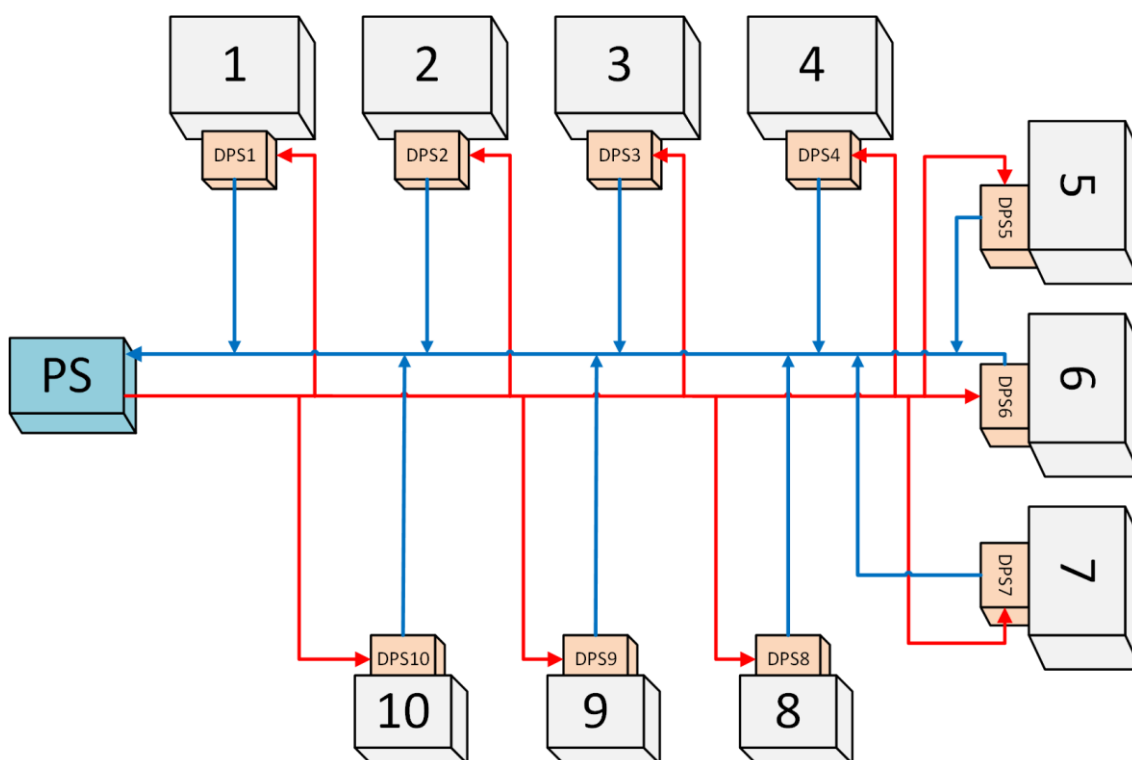
### 3. Praktická část

#### 3.1. Tvorba schématu

Na samém začátku tvorby modelu bylo nutné vypracovat schéma. Úkolem tohoto schématu bylo určit jednotlivé části teplotního okruhu, kde se nachází a jakým způsobem dochází k jejich vzájemnému propojení. V této práci jde o schéma mnou zvoleného sekundárního teplotního okruhu. Jako přibližnou předlohu jsem zvolil sídliště Mír ve Strakonici, o kterém vím, že je napojeno na soustavu CZT. Na tomto sídlišti byly již dříve prováděny projekty v rámci Centra pokročilých technologií PTTE, díky kterým jsou ze sídliště dostupná data o fungování celé soustavy. Stejně jako toto sídliště obsahuje i modelové sídliště v mém schématu 10 budov. Schéma následně sloužilo jako předloha, na jejímž základě byly do modelu doplňovány jednotlivé části.

##### 3.1.1. Vytvoření schématu

Základem schématu byly samotné budovy, těch jsem zvolil celkem 10. Budovy 1–7 reprezentovaly bytové domy, budovy 8–9 představovaly menší nebytové prostory. Každá z budov měla přiřazenu vlastní DPS neboli domovní předávací stanici. Celá soustava byla propojena schématickým znázorněním přívodního a vratného potrubí. Toto potrubí mělo svůj počátek v předávací stanici, která zajišťovala přenos tepla mezi primárním a sekundárním okruhem. Navržené základní schéma viz obrázek níže (obrázek 13).



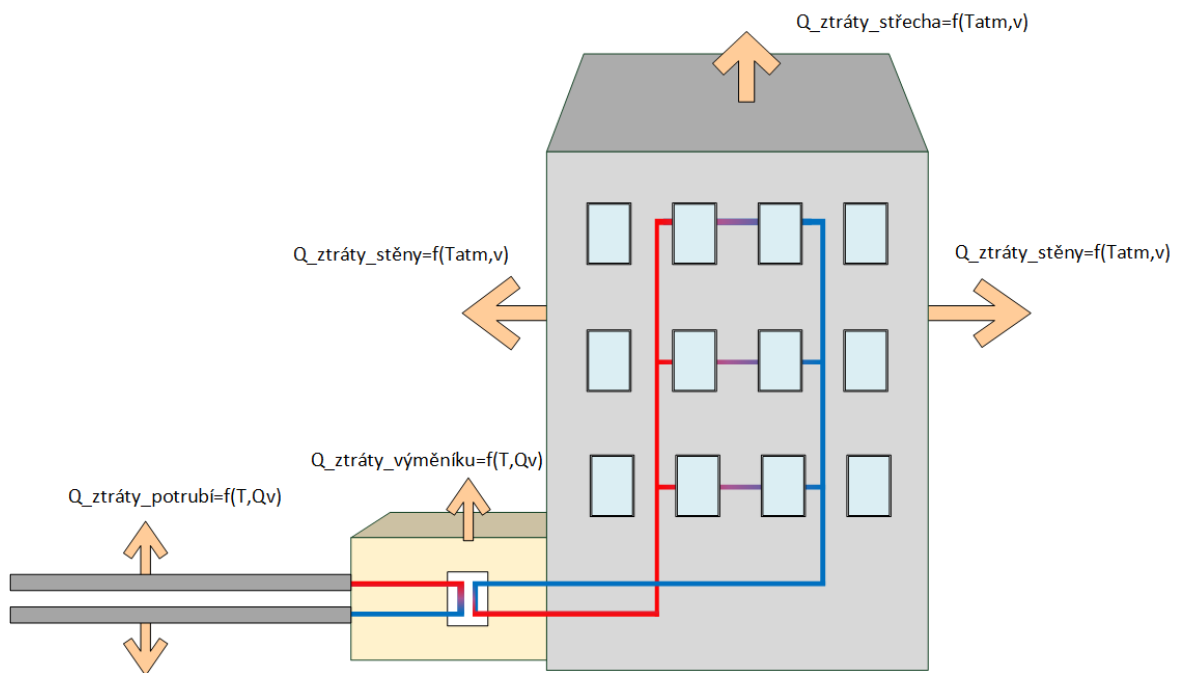
Obrázek 13 Schéma teplotního okruhu





### 3.1.3. Schéma tepelných ztrát

Posledním důležitým faktorem, který jsem musel rozhodnout před tvorbou modelu, bylo, jaké ztráty mě zajímají, případně jaké mohu zanedbat. Ztráty v okruhu mohou být rozděleny do dvou skupin. První skupinou jsou ztráty závislé na teplotě a množství vody protékající potrubím. Do této skupiny je nutné zařadit tepelné ztráty vznikající v přívodním potrubí a tepelné ztráty vznikající ve výměníku. Právě tyto ztráty mě následně nejvíce zajímaly s ohledem na vyhodnocování řízení celé soustavy. Druhou skupinou jsou ztráty budovy, ty byly v modelu závislé na rychlosti větru a zejména pak na teplotě venkovního vzduchu. Celkový souhrn tepelných ztrát, se kterými jsem v modelu pracoval, viz schéma níže (obrázek 15).



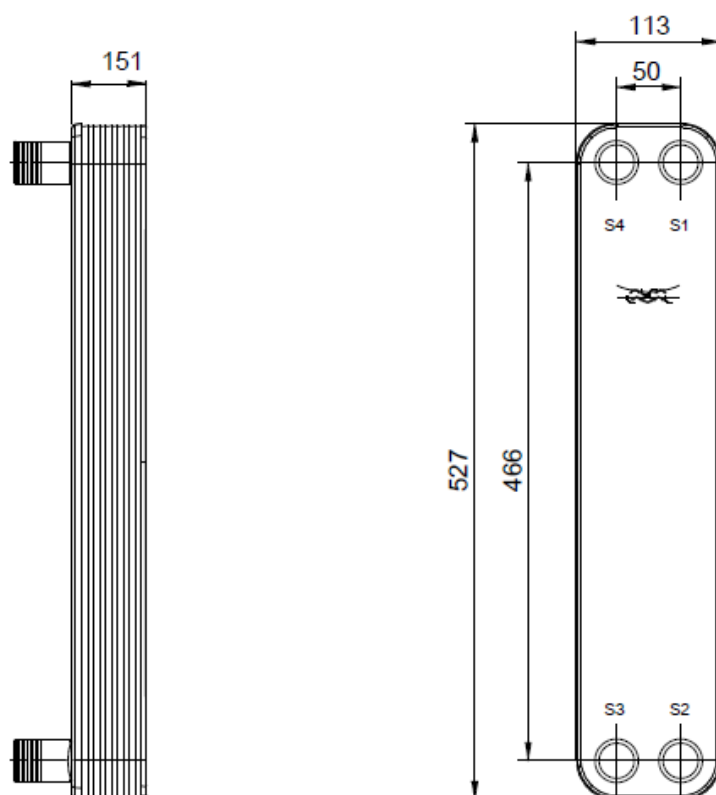
Obrázek 15 Schéma tepelných ztrát

### 3.2. Výpočet výměníků

První částí modelu, na kterou jsem se zaměřil, byly výměníky tepla. Volba a následné ověření výkonu výměníku výpočtem představovalo důležitý faktor pro tvorbu modelu, a to z toho důvodu, že bylo důležité znát přesné hodnoty geometrie výměníku a zároveň si ověřit, v jakých oblastech proudění výměník v běžném provozu funguje.

#### 3.2.1. Volba výměníku

Zvolil jsem pájený deskový výměník od firmy Alfa Laval, konkrétně typ CB60-40H (obrázek 16). Vybral jsem ho zejména proto, že díky své geometrii (typ kanálu H) může být určen jak pro ohřev vody do okruhu ústředního topení, tak pro přípravu teplé vody. Tento výměník má následující vnější rozměry.



Obrázek 16 Rozměry výměníku [25]

Tabulka 2 Parametry vybraného výměníku

délka	$A = 151 \text{ mm}$
šířka	$B = 113 \text{ mm}$
výška	$C = 527 \text{ mm}$
mezera mezi deskami	$d = 2 \text{ mm}$
tloušťka stěny desky	$t_d = 0,5 \text{ mm}$
počet desek	$n = 50 \text{ mm}$
celková teplosměnná plocha	$S_c = 2,66 \text{ m}^2$
průměr vstupního potrubí	$d_1 = 40 \text{ mm}$
průměr výstupního potrubí	$d_2 = 30 \text{ mm}$

Vnitřní geometrie výměníku vycházela ze zvoleného typu kanálu a velikosti výměníku.

Celkový počet desek v tomto výměníku jsem vybral tak, aby dosáhl požadovaného výkonu a zároveň šlo o konfiguraci nabízenou výrobcem. Pro tento výpočet jsem zvolil teploty vody na vstupu a výstupu, ke kterým může docházet při největším zatížení výměníku. Tím jsem ověřil, zda je výkon výměníku dostatečný.

$$T_{1a} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}; T_{2a} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; T_{1b} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}; T_{2b} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.2.2. Kontrolní výpočet výměníku

V rámci kontrolního výpočtu výměníku jsem se zaměřil zejména na dvě části. První byla výpočet tepelného výkonu při přenosu tepla mezi jednotlivými médii. Druhou pak přenos tepla do okolního vzduchu neboli ztráty. K výpočtu jsem využil vzorce pro prostup tepla stěnou, základem tohoto výpočtu bylo určení součinitele přestupu tepla.

#### 3.2.2.1. Součinitel přestupu tepla

Vzhledem k tomu, že každá kapalina má jiné vlastnosti a proudí ve výměníku rozdílnými rychlostmi, bylo nutné vypočítat jednotlivé součinitele přestupu tepla a na jejich základě spočítat celkový součinitel prostupu tepla. Vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla je následující (rovnice 16). [7]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{tek}}{L_{char}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (16)$$

Je zřejmé, že součinitel přestupu tepla je závislý na Nusseltově čísle, charakteristickém rozměru a měrné tepelné vodivosti kapaliny. Pro výpočet Nusseltova čísla bylo nutné nejprve vypočítat číslo Reynoldsovo a dohledat nebo vypočítat (rovnice 18) číslo Prandtlovo. Reynoldsovo číslo jsem počítal jako podíl součinu rychlosti kapaliny a hydraulického průměru ku kinematické viskozitě (rovnice 17). Hydraulický průměr byl v případě deskového výměníku roven dvojnásobku velikosti mezery mezi deskami (rovnice 19).

$$Re = \frac{c \cdot d_h}{\nu} \quad (17)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad (18)$$

$$d_h = 2d \quad (19)$$

$$Re_1 = \frac{1,2 \cdot 0,004}{0,517 \cdot 10^{-6}} = 8\,633; Pr_1 = 3,27$$

$$Re_2 = \frac{1,5 \cdot 0,004}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 10\,791; Pr_2 = 3,54$$

Na základě známosti těchto dvou podobnostních čísel jsem počítal číslo Nusseltovo (rovnice 20, 21). [26] Dvě rovnice jsem použil, protože první Reynoldsovo číslo mi vyšlo spíše v přechodné oblasti ( $2100 < Re < 10000$ ). Výpočtem Reynoldsových čísel jsem zároveň ověřil, že se výměník nepohybuje v oblasti laminárního proudění, což by

znamenal nevhodnější podmínky pro přenos tepla i částečné samočištění kanálků výměníku turbulentními proudy.

$$Nu_1 = 0,116 \cdot \left( Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left( 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \quad (20)$$

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (21)$$

$$Nu_1 = 0,116 \cdot \left( 8\,633^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot 3,27^{\frac{1}{3}} \cdot \left( 1 + \left( \frac{0,004}{0,527} \right)^{\frac{2}{3}} \right) = 52,9$$

$$Nu_2 = 0,023 \cdot 10\,791^{0.8} \cdot 3,54^{0.4} = 64$$

Vypočtené hodnoty Nusseltových čísel jsem následně dosadil do vztahu pro výpočet součinitele přenosu tepla (rovnice 16).

$$\alpha_1 = \frac{52,9 \cdot 0,652}{0,004} = 8\,622 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_2 = \frac{64 \cdot 0,647}{0,004} = 10\,352 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

### 3.2.2.2. Přenos tepla ve výměníku

Přenos tepla mezi teplou a studenou vodou jsem počítal jako prostup tepla stěnou. Celkový výkon výměníku jsem počítal jako součin celkového součinitele prostupu tepla, celkové teplosměnné plochy a teplotního spádu (rovnice 22). Celkový součinitel prostupu tepla jsem počítal z již známých hodnot součinitelů přestupu tepla a známé hodnoty součinitele přestupu tepla desky výměníku (rovnice 23).

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S_c = k \cdot S \cdot \Delta T \quad (22)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (23)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8\,622} + \frac{0,0005}{15} + \frac{1}{10\,352}} = 4\,066 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Vzhledem k tomu, že jde o výměník protiproudý a teplota se ve výměníku mění, bylo nutné počítat se středním logaritmickým spádem. Ten měl pro protiproudý výměník následující tvar (rovnice 24).

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (24)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{5 - 20}{\ln \frac{5}{20}} = 10,8$$

V momentě, kdy jsem vypočítal všechny potřebné hodnoty, dosadil jsem je do vztahu pro výpočet celkového výkonu (rovnice 22).

$$\dot{Q} = 4\,066 \cdot 2,66 \cdot 10,8 = 116\,808 W \approx 116 kW$$

Výsledný výkon byl dostačující. Ověřil jsem si, že je možné takovýto typ výměníku použít v domovních předávacích stanicích a zvolenou geometrii využít k přenesení výměníku do mého modelu.

### 3.2.2.3. Tepelné ztráty výměníku

Součástí výpočtu by měl být i výpočet ztrát výměníku do okolí. Při výpočtu úniku tepla do okolí jsem musel počítat také s izolační vrstvou, která se nachází na vnější straně výměníku. Výsledný vzorec součinitele prostupu tepla vypadal následujícím způsobem (rovnice 25). Důležitá byla také znalost hodnot měrné tepelné vodivosti, a to jak pro stěnu výměníku, tak pro izolaci. Tepelné ztráty jsem počítal pro hodnotu vnější teploty 15 °C, protože si myslím, že může jít o teplotu ve výměníkové stanici.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (25)$$

*tloušťka vnější stěny  $\delta_s = 5 \text{ mm}$ ; tloušťka izolace  $\delta_i = 15 \text{ mm}$*

$$\lambda_s = 15 \frac{W}{m \cdot K}; \lambda_i = 0,04 \frac{W}{m \cdot K}$$

Součinitel přestupu tepla vzduchu jsem zjistil opět pomocí podobnostních čísel. V tomto případě jsem využil čísla Prandtlova a Grashofova a z nich následně spočítal číslo Nusseltovo. Grashofovo číslo jsem počítal jak pro svislou stranu výměníku, tak pro vodorovnou plochu (rovnice 26, 27). [27]

$$Gr_1 = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot C^3}{v^2} \quad (26)$$

$$Gr_2 = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot A^3}{v^2} \quad (27)$$

$$Gr_1 = \frac{3,65 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,527^3}{(14,2 \cdot 10^{-6})^2} = 2,5 \cdot 10^8; Pr = 0,72$$

$$Gr_2 = \frac{3,65 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,151^3}{(14,2 \cdot 10^{-6})^2} = 6,1 \cdot 10^6$$

$$Gr_1 \cdot Pr = 1,8 \cdot 10^8$$

$$Gr_2 \cdot Pr = 4,4 \cdot 10^6$$

Vztah pro výpočet Nusseltova čísla bývá různý, pro hodnotu mých součinů čísel Prandtlova a Grashofova vztahy vypadaly následovně (rovnice 28, 29). [23] Po vypočtení Nusseltova čísla jsem opět dosadil do rovnice pro základní vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla (rovnice 16) a počítal součinitele přestupu tepla na svislých a vodorovných stěnách. Následně už jsem pouze dosadil do vztahu pro celkový součinitel prostupu tepla stěnou.

$$Nu_{sv} = 0,135 \cdot (Gr_1 \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

$$Nu_{vod} = 0,54 \cdot (Gr_1 \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (29)$$

$$Nu_{sv} = 0,135 \cdot (1,8 \cdot 10^8)^{\frac{1}{3}} = 77,2$$

$$Nu_{vod} = 0,54 \cdot (4,4 \cdot 10^6)^{\frac{1}{4}} = 24,7$$

$$\alpha_{vzduch_{sv}} = \frac{77,2 \cdot 2,49}{0,527} = 364,7 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{vzduch_{vod}} = \frac{24,7 \cdot 2,49}{0,151} = 407,3 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k_{sv} = \frac{1}{\frac{1}{10352} + \frac{0,005}{15} + \frac{0,015}{0,04} + \frac{1}{364,7}} = 2,64 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k_{sv} = \frac{1}{\frac{1}{10352} + \frac{0,005}{15} + \frac{0,015}{0,04} + \frac{1}{407,3}} = 2,64 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Díky znalosti součinitele celkového prostupu tepla jsem jej dosadil do vzorce pro celkový tepelný tok stěnou (rovnice 22). Celková teplosměnná plocha byla v tomto případě rovna povrchu výměníku, jelikož mi oba součinitelé vyšli velmi podobné, tepelný tok jsem již počítal dohromady.

$$S_c = 2 \cdot (151 \cdot 113) + 2 \cdot (151 \cdot 527) + 2 \cdot (113 \cdot 527) = 312\,382 \text{ mm}^2 = 0,312382 \text{ m}^2 \quad (30)$$

$$\dot{Q} = 2,64 \cdot 0,312 \cdot 60 = 49,5 \text{ W} \quad (31)$$

Ačkoliv byly tepelné ztráty výměníku malé v porovnání s přenosným teplem, bylo dobré je znát a počítat s tím, že k nim dochází.

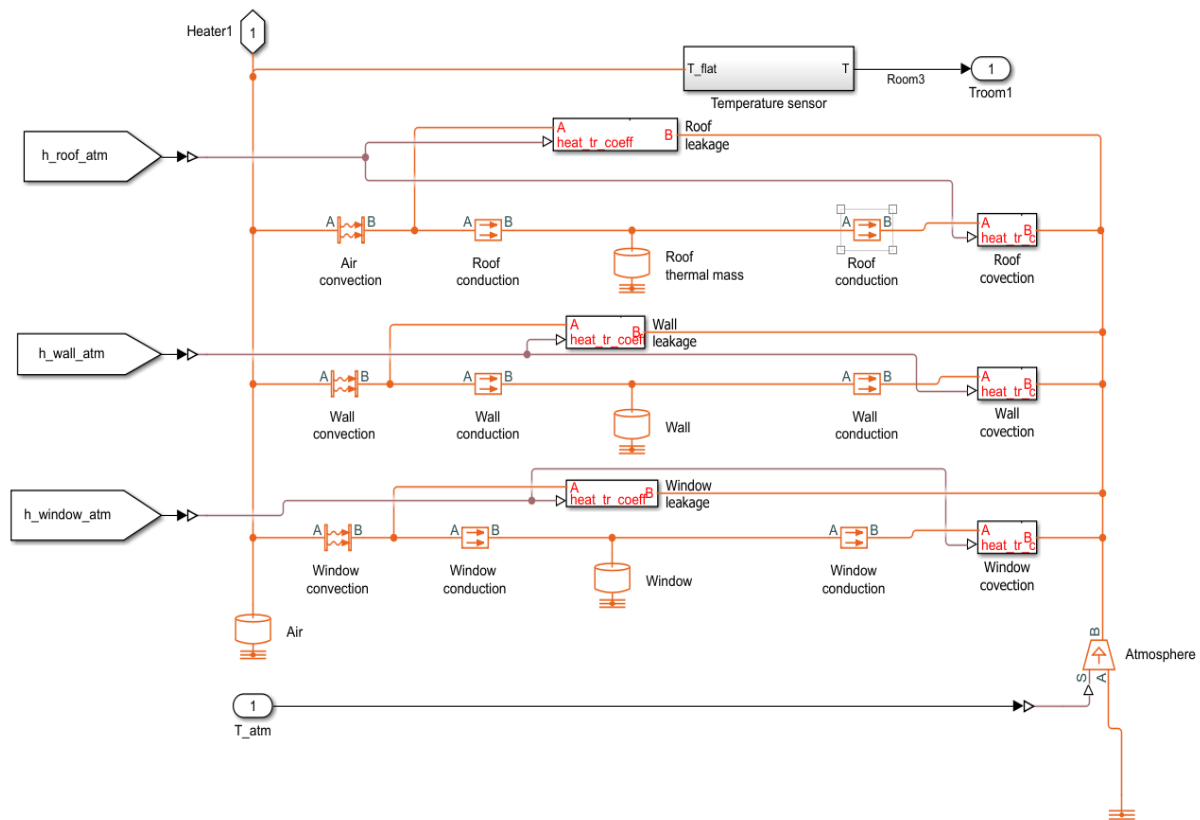
### 3.3. Tvorba modelu

Jako prostředí pro tvorbu modelu jsem použil program Matlab, konkrétně jeho rozšíření Simscape. Toto rozšíření programu Matlab umožňuje vytvářet modely systémů v prostředí Simulink, zároveň je možné výstupy ze simulací následně zpracovávat přímo v Matlabu. Při tvorbě modelu jsem se rozhodl postupovat od jednotlivých částí, které jsem následně spojil do jednoho okruhu.

#### 3.3.1. Tvorba modelu budovy

První částí modelu, který jsem vytvořil, byla budova. Jednotlivé budovy v rámci modelu se od sebe téměř nelišily, díky tomu jsem mohl pro všechny použít stejný model. Rozdílly byly zejména v různých hodnotách rozměrů budov. Hlavním úkolem modelu budov bylo simulovat rozdílnou tepelnou náročnost v závislosti na venkovních podmínkách. Za základ tohoto modelu jsem použil vzorový dům, který je přímo vymodelovaný v Matlabu, tento model jsem dále přizpůsobil a změnil parametry dle mých potřeb. [24] Zatímco v realitě jsou tepelné ztráty budovy závislé na velkém množství faktorů, pro zjednodušení jsem v modelu počítal pouze se závislostí na venkovní teplotě a rychlosti větru. Právě díky zohlednění závislosti na rychlosti větru jsem do modelu přidal blok pro proudění tepla mezi prvky domu a atmosférou, který umožnil měnit součinitel přestupu tepla v průběhu simulace. [29]

Mým hlavním úkolem v tomto modelu bylo zjednodušení přestupu tepla z vnitřní části budovy do okolního vzduchu. Z tohoto důvodu v práci zanedbávám například ztrátu větráním a celkový výpočet je zjednodušený oproti normě ČSN 73 0540, která se zabývá tepelnými ztrátami budov. V rámci modelu jsem celkový tepelný tok rozdělil do tří částí. Jde o ztráty střechou, okny a zdmi. Budovu jsem rozčlenil na jednotlivá, mírně odlišná, patra. Ztráty tepla střechou jsem zapracoval pouze do modelu posledního patra (obrázek 17). Tepelné ztráty jsem modeloval pomocí přenosu tepla prouděním a vedením mezi stěnou a vzduchem uvnitř budovy, stejný postup jsem aplikoval také na vnější stěně budovy. Do modelu jsem zapracoval i úniky tepla jednotlivými částmi, ke kterým dochází u starších panelových domů zejména v oblasti oken. Model každého patra byl opatřen také senzory teploty. Údaje z nich byly dále zpracovávány, sloužily k monitorování a následně k řízení celé soustavy.

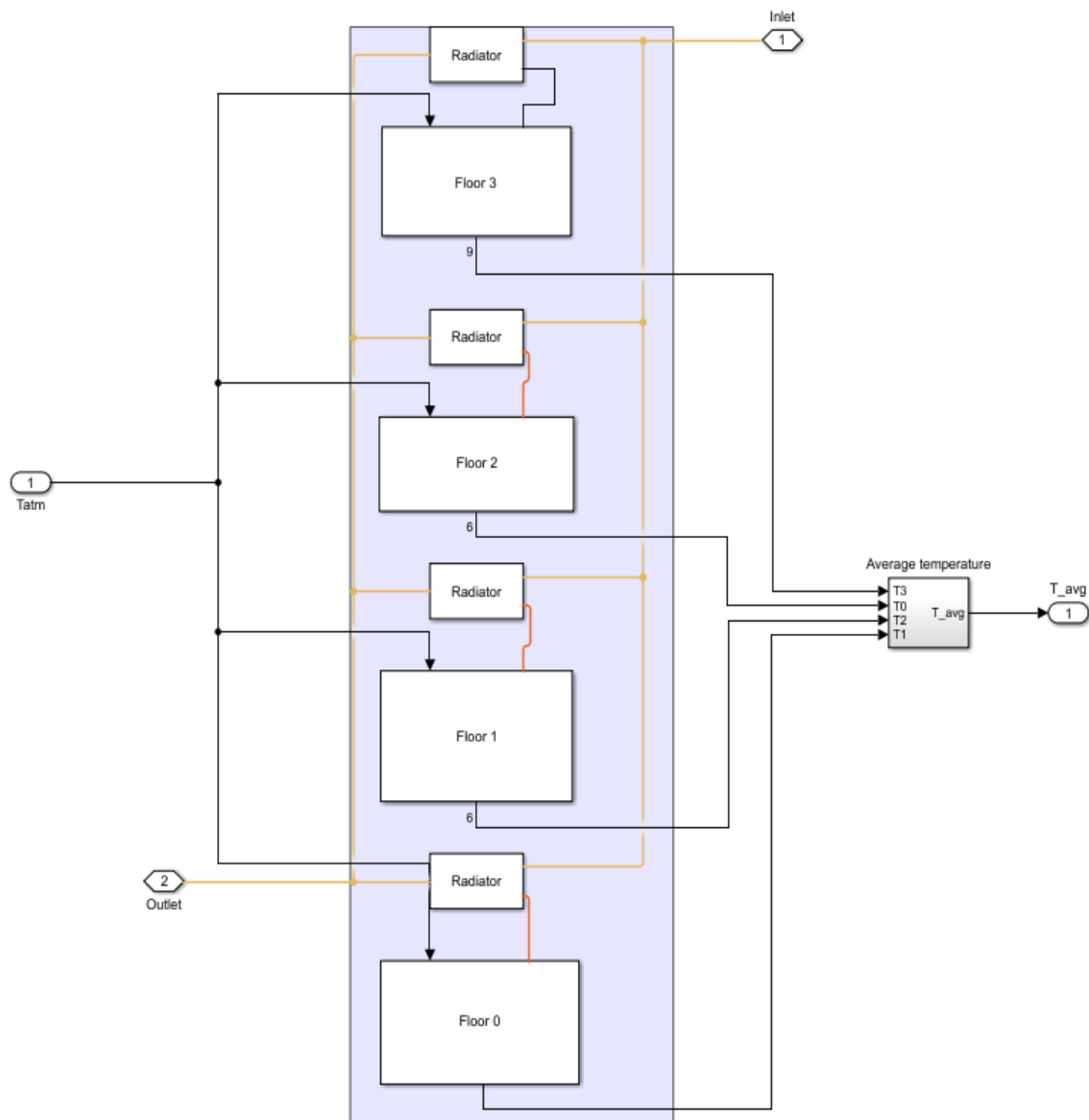


Obrázek 17 Model nejvyššího patra budovy

Budovy 1–7 jsem zvolil jako 4 patrové budovy o délce 25 m, výšce 14 m a šířce 10 m. Budovy 8–10 byly naopak modelovány jako nízké budovy obsahující pouze přízemí. Základní vlastnosti všech budov jsem bral za stejné, tloušťka zdi byla 200 mm, zdi byly betonové, bez přídavné izolace, okna byla silná 50 mm. Střecha byla u všech objektů uvažována jako plochá. Součinitel přestupu tepla na vnější straně jsem aproximoval dle následujícího vztahu (rovnice 32). [30] Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně stěny jsem uvažoval jako konstantu.

$$\alpha_{vnějši} = 12 - 1,16 \cdot v_{vitr} + 11,6 \cdot \sqrt{v_{vitr}} \quad (32)$$

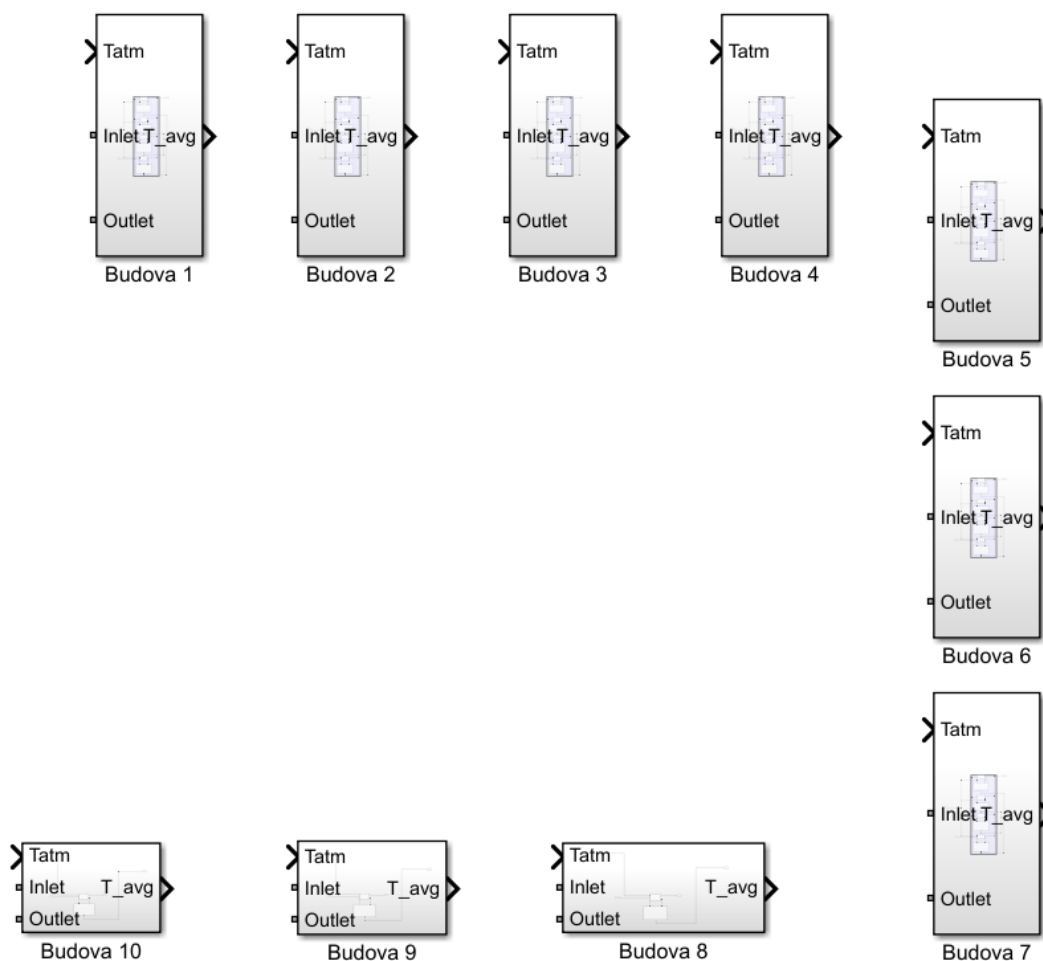




Obrázek 18 Schéma modelu budov 1-7

Na obrázku výše (obrázek 18) je vidět příklad modelu budov 1–7. Budova má přízemí a 3 patra. V rámci jednotlivých pater jsou modely ztrát, ke každému patru je připojen model topení, to jsem v modelu použil k předávání tepla z proudící vody do vzduchu uvnitř budovy. Toto zapojení jsem využil zejména k zjednodušení úpravy jednotlivých částí a oddělení části s proudící vodou od části bez vody.

Poslední fází, související s modely budov, bylo umístění jednotlivých budov do celkového modelu soustavy (obrázek 19). Při umístění budov 1–10 jsem se řídil schématem, které jsem navrhnul dříve (obrázek 13). V tomto momentě byly modely všech budov připraveny na připojení do soustavy.

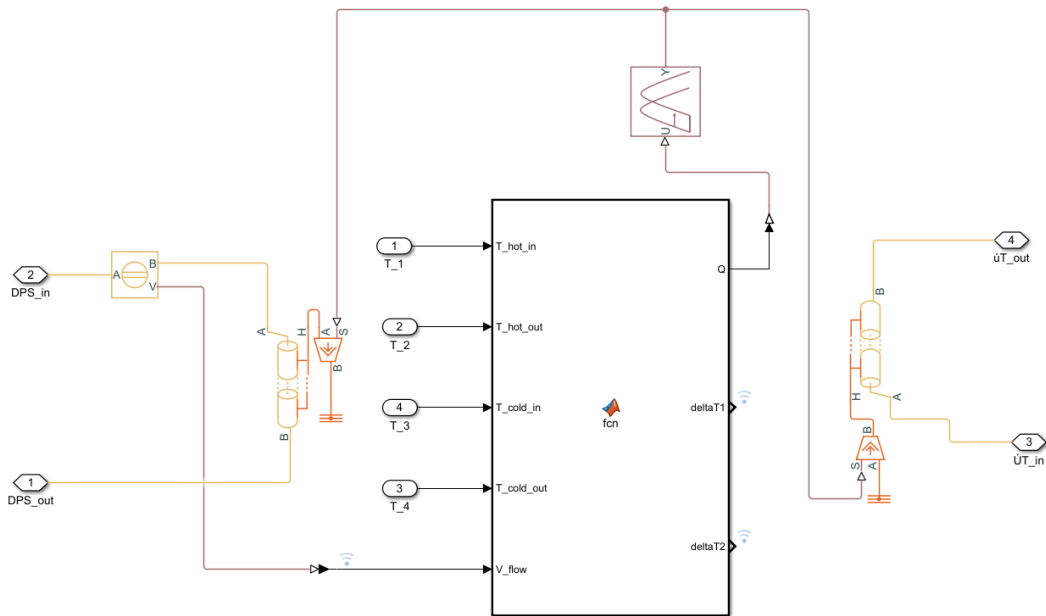


Obrázek 19 Model obsahující všechny budovy

### 3.3.2. Tvorba modelu domovní předávací stanice

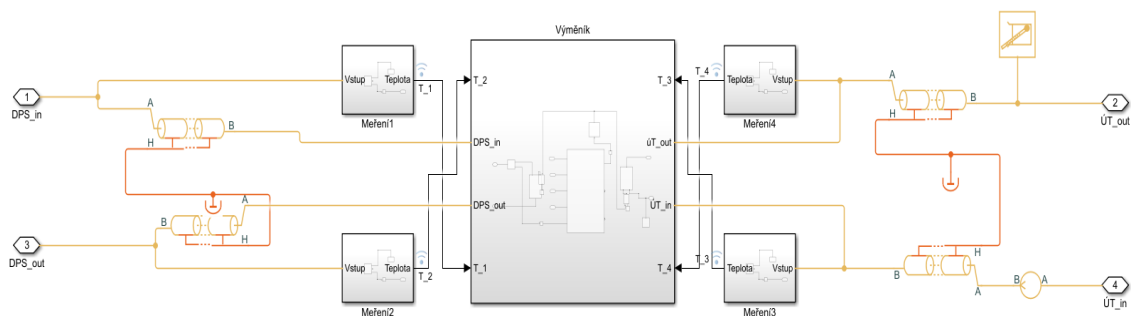
Každá z budov měla mít svoji domovní předávací stanici neboli DPS. Vzhledem k tomu, že jednotlivé DPS se od sebe lišily pouze detaily, jako například velikostí výměníku, vystačil jsem si s jedním univerzálním modelem, který jsem použil u všech budov. Hlavním úkolem modelu DPS bylo zprostředkovat předávku tepla mezi kapalinou proudící z předávací stanice do jednotlivých domovních oběhů ústředního topení.

Základem modelu DPS byl výměník, ten jsem se rozhodl zpracovat následujícím způsobem (obrázek 20). Základ, tedy výpočet přestupu tepla ve výměníku, byl počítán pomocí skriptu v Matlabu. Ten vycházel z výpočtu výměníku v této práci a byl vypracován jako funkce jednotlivých teplot a objemového průtoku. V rámci samotného skriptu jsem definoval geometrii výměníku, ta byla tím jediným, co jsem následně měnil pro různé budovy. Konkrétně došlo ke změně počtu desek, kdy výměníky v domovních předávacích stanicích 8–10, které náležely menším budovám, měly menší počet desek než výměníky pro bytové domy, a to z toho důvodu, aby nebyly zbytečně naddimenzovány. Dále jsem do modelu výměníku umístil trubky, ve kterých docházelo k odeírání či dodávání tepla, dle výpočtu ve skriptu. Poslední součástí modelu výměníku byl senzor objemového průtoku, ten jsem umístil, aby mohla být z průtoku doložit rychlost proudící kapaliny.



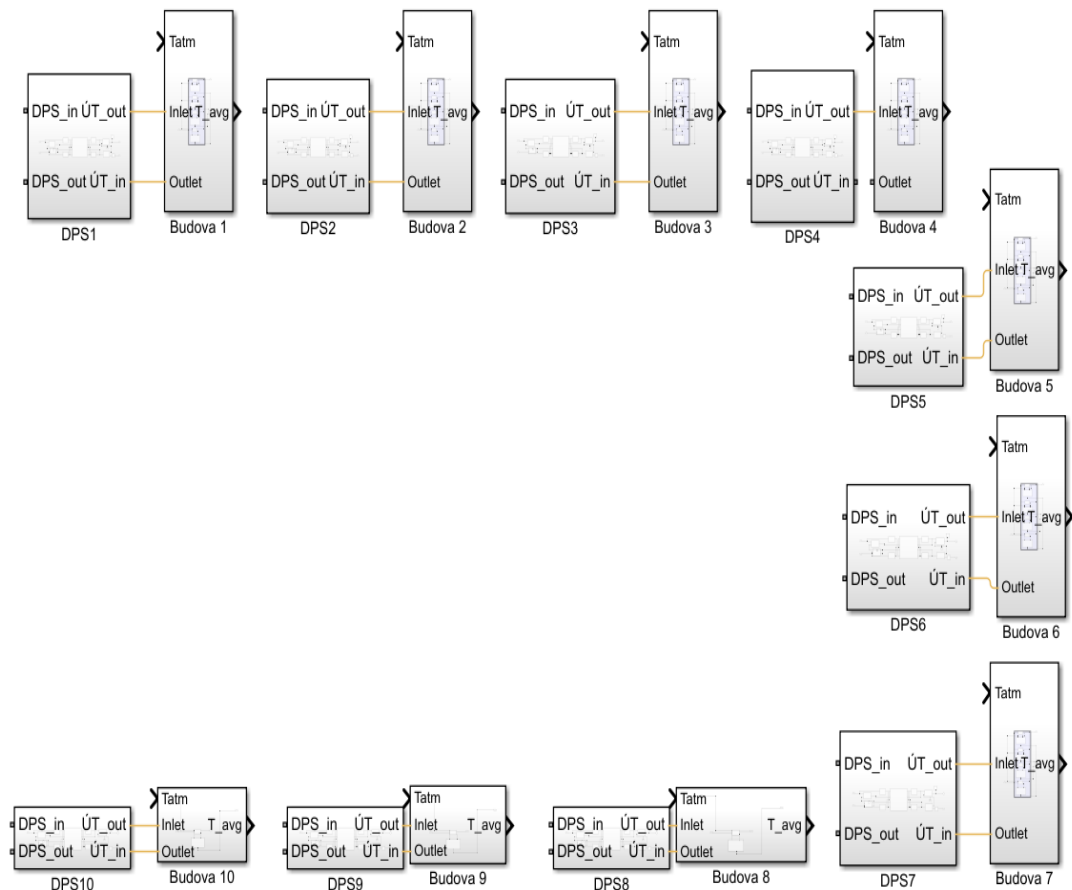
Obrázek 20 Model výměníku

Kromě výměníku jsem použil v modelu DPS (obrázek 21) regulovatelný zdroj objemového toku, ten mi dal možnost měnit v průběhu jednotlivých simulací hodnoty průtoků na straně okruhu protékajícího domem. Tato součást nahradila čerpadlo – nutnou součást výměníkových stanic. Dále jsem do modelu vložil senzory pro měření teplot. Jednotlivé teploty byly měřeny přesně na místech, kde byly naznačeny ve schématu (obrázek 14). Posledním článkem modelu DPS bylo přívodní a vratné potrubí.



Obrázek 21 Celkový model DPS

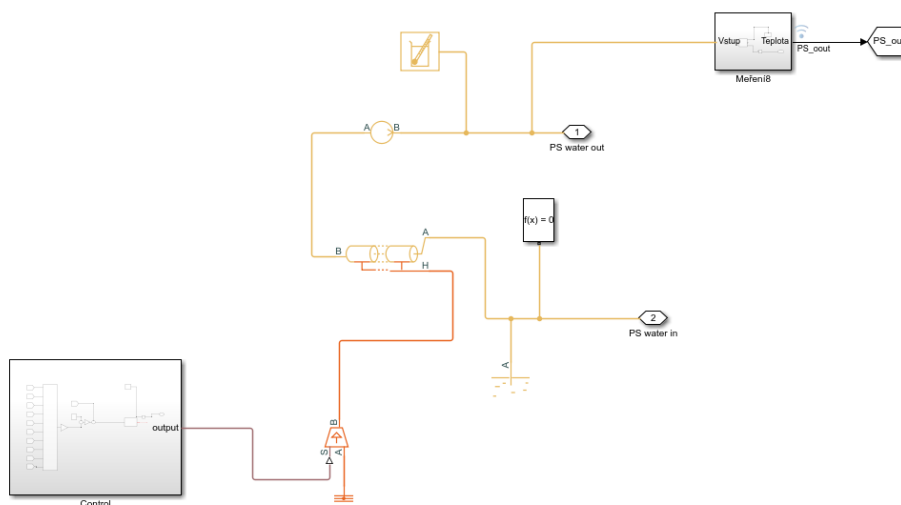
Takto sestrojený model DPS jsem přidal do již existujícího modelu k budovám 1–10. Obrázek doplněného modelu viz níže (obrázek 22). Dalším krokem bylo spojit v soustavě jednotlivé části dohromady a umístit do okruhu model předávací stanice, která sloužila k simulaci předávky tepla mezi primárním okruhem z teplárny a sekundárním okruhem, zajišťujícím rozvedení teplé vody do jednotlivých domovních předávacích stanic.



Obrázek 22 Model soustavy doplněný o DPS

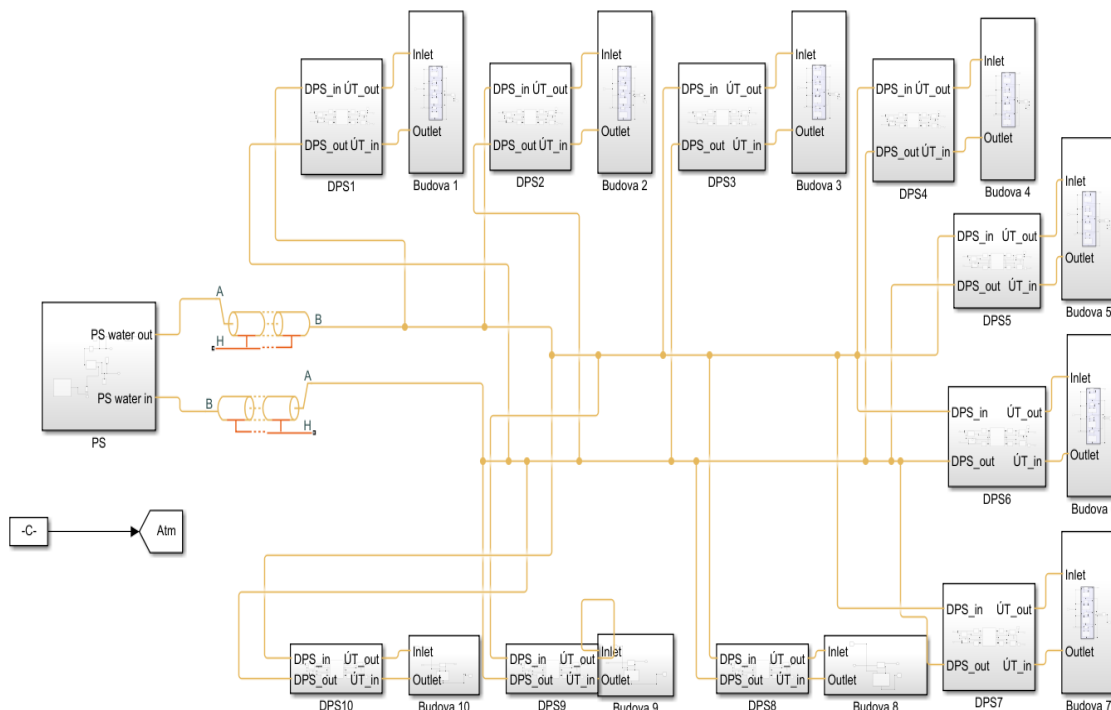
### 3.3.3. Tvorba modelu okruhu

Posledním článkem vytvoření modelu bylo spojení jednotlivých částí do jednoho funkčního celku a doplnění předávací stanice do modelu. Model předávací stanice (obrázek 23) byl určen k dodávání tepla do celého sekundárního okruhu. Zatímco v praxi by teplo bylo dodáváno pomocí výměníku mezi primárním a sekundárním okruhem, v mém modelu jsem zvolil přístup pomocí umístění regulovatelného zdroje tepla. Tento přístup mi umožnil lépe měnit parametry na vstupu do sekundárního okruhu.



Obrázek 23 Model předávací stanice

Celkové schéma se nachází na obrázku níže (obrázek 24). Je v něm obsaženo všech deset budov, k nim náležejících DPS a jedné PS. Zároveň jsem zde použil dva bloky potrubí, které simulují společnou část potrubí před rozdělením k jednotlivým budovám. Všechny bloky jsou propojeny a model soustavy je tak kompletně uzavřen.

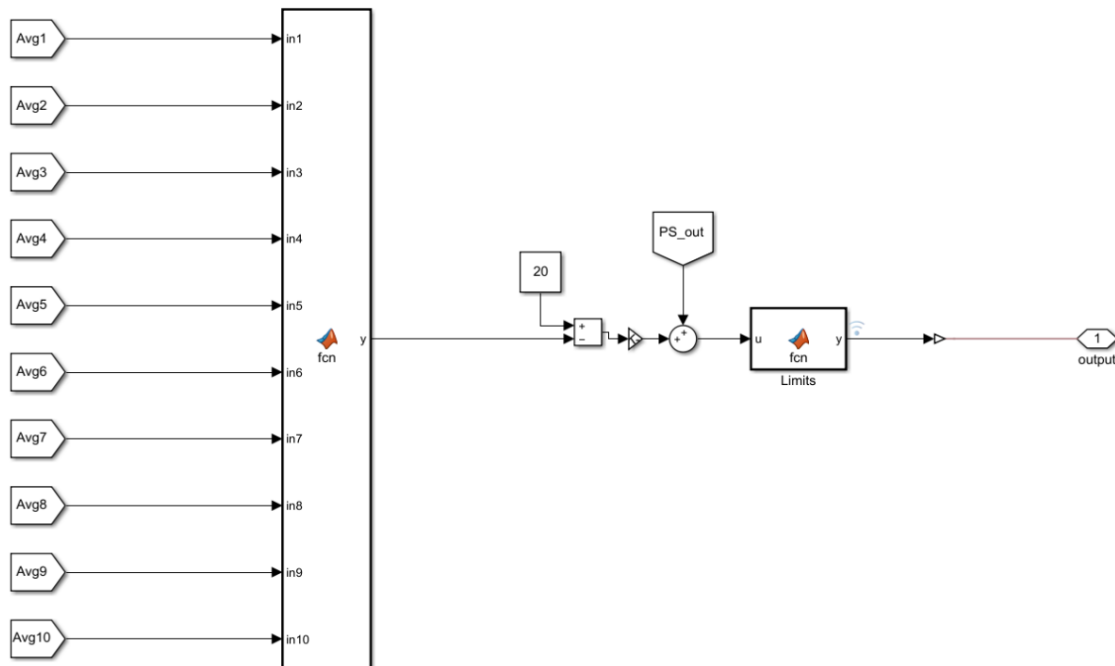


Obrázek 24 Model kompletní soustavy

### 3.3.3.1. Řízení okruhu

Řízení okruhu probíhalo na základě teplot v budovách. Jako referenční hodnotu teploty jsem zvolil teplotu 20 °C, ta byla porovnáвана s teplotami v budovách. Na základě tohoto srovnání bylo do okruhu dodáváno více či méně tepla. Hlavním cílem mnou zvolených řídicích mechanismů bylo, aby za každých podmínek teploty v žádné z budov neklesly pod 20 °C. Abych takovouto soustavu mohl řídit, zaměřil jsem se zejména na dva parametry.

Prvním parametrem byla teplota vody na výstupu z předávací stanice. Čím vyšší byla tato teplota, tím vyšší byly i teploty, se kterými pracovaly jednotlivé výměníky v domovních předávacích stanicích. Nejjednodušším způsobem řízení (obrázek 25) byla tedy pouze regulace teploty vody na výstupu z PS. Základem tohoto řízení bylo zpracování teplot z jednotlivých budov, kdy došlo k nalezení minima. Minimální teplota byla poté porovnáвана s referenční hodnotou 20 °C, na základě výsledku porovnání byla zvýšena či snížena hodnota teploty vycházející z předávací stanice. Na závěr jsem ještě ověřil, zda se požadovaná hodnota nachází ve smysluplné oblasti. V tomto případě hlavně horní a dolní hranice teplot. Tento způsob regulace soustavy se nazývá kvalitativní. Právě tento způsob jsem se nakonec rozhodl využít v mých simulacích.



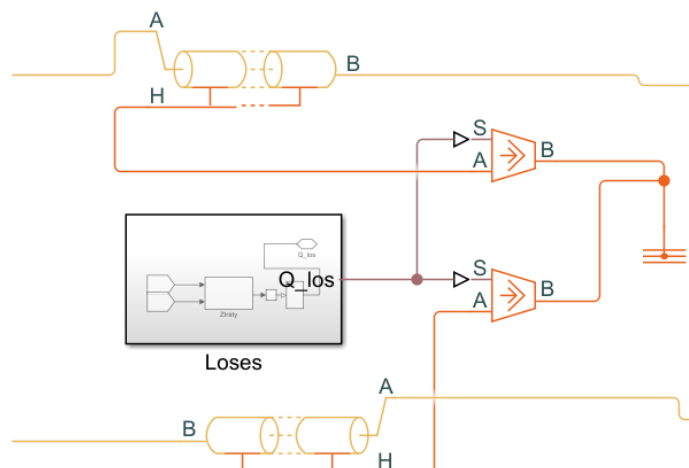
Obrázek 25 Řízení pomocí regulace teploty

Druhým parametrem, na který jsem se zaměřil, byl objemový průtok vody v sekundárním okruhu. Ten byl důležitý z toho důvodu, že v případě, kdy bylo potřeba dodat více tepla do jednotlivých budov, mohlo být postačující pouhé zvýšení průtoku vody o stejné teplotě spíše než její ohřev. Jednoduché řízení, ovlivňující pouze průtok, bylo téměř stejné s řízením teploty. Jediným rozdílem bylo, že došlo ke korekci hodnot objemového průtoku, nikoliv teploty. Toto řízení se nazývá kvantitativní.

Každý z těchto mechanismů má své výhody a nevýhody. Zatímco při řízení zaměřujícím se pouze na teplotu mohou v soustavě vznikat zbytečně vysoké tepelné ztráty, u průtoku naopak může jít o velmi vysoké tlakové ztráty. Ideální by tedy bylo řídit obě veličiny najednou, tak aby ani jeden typ ztrát nedosahoval extrému.

### 3.3.3.2. Zobrazení ztrát okruhu

Na základě schématu ztrát v okruhu (obrázek 15) jsem do modelu doplnil ztráty, které v modelu nejsou zahrnuty. Jde o ztráty jednotlivých potrubí a také ztráty jednotlivých výměníků. Tepelné ztráty jsem zapracoval přímo do modelu (obrázek 26), a to jak k potrubí, tak do skriptu pro výměník. Takto ztvárněné tepelné ztráty byly důležité zejména z důvodu přímého ovlivnění teplot v jednotlivých místech okruhu.

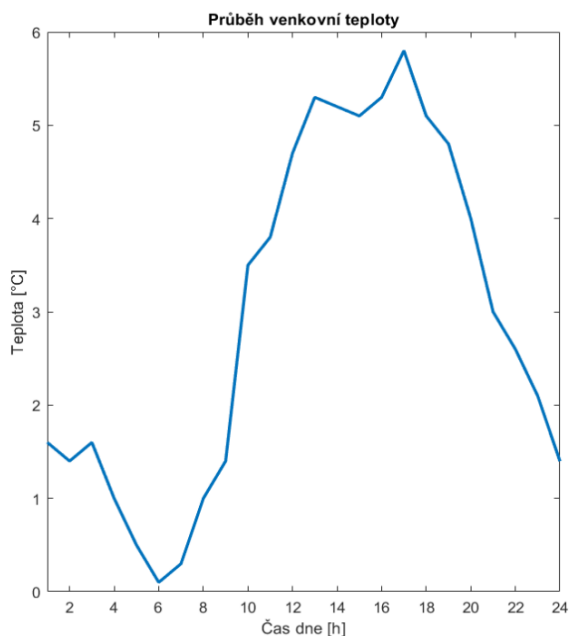


Obrázek 26 Tepelné ztráty potrubí v modelu

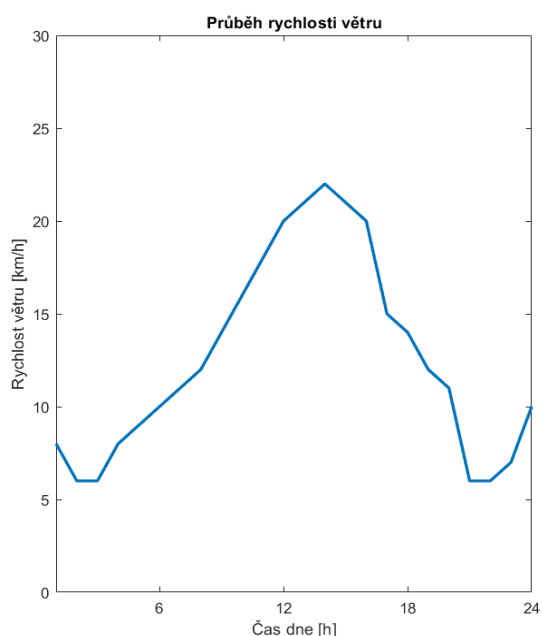
Tlakové ztráty byly vypočítávány v rámci jednotlivých simulací pro jednotlivé úseky potrubí. Vzhledem k větší délce potrubí jsem zanedbával ztráty místní a dále se zabýval pouze ztrátami třecími. Co se týče tohoto typu ztrát, zvolil jsem cestu odečítání tlaků z modelu, díky tomuto přístupu jsem nemusel vypracovávat další skript pro výpočet těchto ztrát. K tlakovým ztrátám potrubí bylo nutné ještě přičíst tlakovou ztrátu jednotlivých výměníků. Ty jsem aproximoval na základě informací od výrobce, který udává maximální hodnotu tlakové ztráty výměníku 50 kPa. Vzhledem k tomu, že výměníky nejsou používány s maximálním počtem desek, uvažoval jsem u výměníku pro panelové budovy ztrátu 40 kPa, zatímco pro tři menší budovy 20 kPa.

### 3.4. Provedení modelových simulací

Modelové simulace jsem prováděl vždy pro časový úsek (jeden den), ve kterém docházelo ke změnám vnějších parametrů, abych mohl pozorovat, jak je soustava schopná na takovéto změny reagovat. Tyto změny jsem prováděl na dvou vnějších parametrech, které již byly obsaženy v modelu. Šlo o teplotu atmosféry a rychlost větru.



Obrázek 27 Průběh venkovní teploty

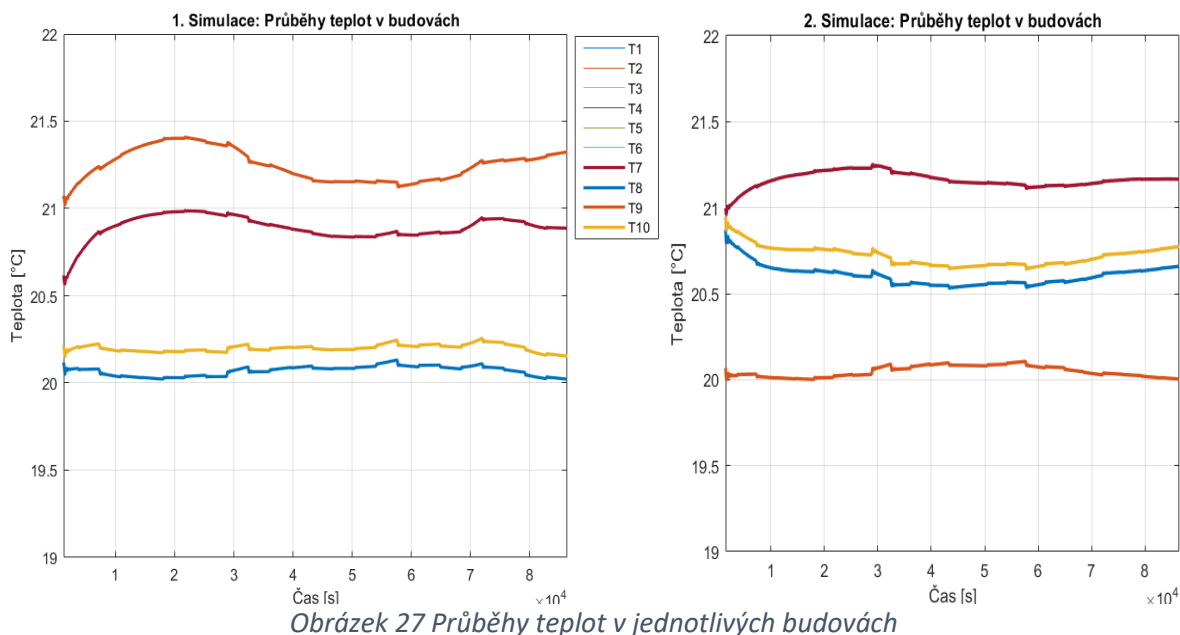


Obrázek 28 Průběh rychlosti větru

Simulaci jsem prováděl pro dvě modelové situace. Teplotu jsem zvolil v obou simulacích stejnou, vybral jsem si náhodný den, kdy teplota v průběhu dne stoupá k 6 °C a v noci opět klesá k 1 °C (obrázek 27). Rozdíl mezi simulacemi byl v rychlosti větru. Zatímco v první simulaci se rychlost větru v průběhu dne měnila (obrázek 28), tak jak je tomu v reálu, ve druhé simulaci jsem zvolil rychlost větru konstantní. Průběhy teplot v jednotlivých budovách pro první simulaci viz obrázek vlevo (obrázek 29).

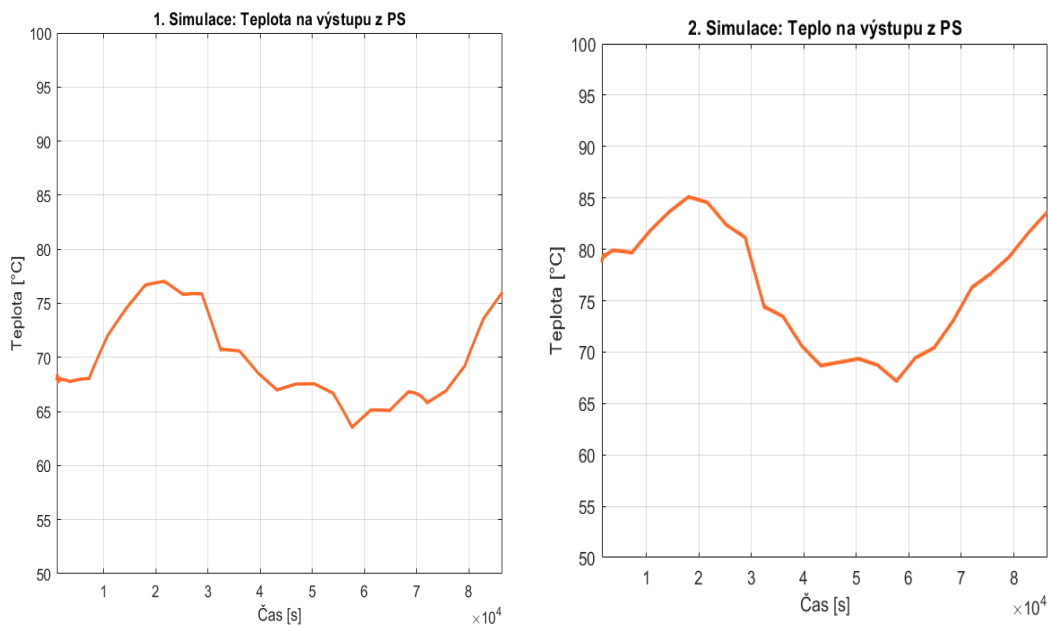
Ve druhé simulaci jsem zvolil konstantní rychlost větru  $v=20$  km/h, tato hodnota přibližně odpovídá maximu dne. Výsledné průběhy teplot v budovách viz obrázek vpravo (obrázek 29). Při porovnání s první situací je vidět, že zvýšená rychlost větru měla největší dopad na tepelné ztráty v budově číslo 9, která byla v druhé simulaci nejchladnější.





Pokud porovnávám pouze teploty jednotlivých budov, není zřetelné to, jak se zvýšila celková spotřeba tepla v soustavě v závislosti na rychlosti větru. Proto je dobré podívat se také na teplotu vody na výstupu z předávací stanice (obrázek 30). Zde je dobře vidět, že v případě, kdy byl vítr uvažován jako konstanta o velikosti 20 km/h, putovala do soustavy voda výrazně teplejší, než tomu bylo v případě první simulace, kdy se rychlost větru měnila v průběhu dne.

### 3.5. Ekonomické zhodnocení



Hlavní motivací pro jakoukoliv optimalizaci procesů v oblasti teplárenství je vždy ekonomická stránka věci. Je jedno, zda se snažíme snížit tepelné nebo místní ztráty na

cestě ke koncovému uživateli, nebo naopak snížit ztráty samotných budov, tak abychom snížili celkové množství tepla potřebné k vytápění daného objektu. Tato opatření děláme, abychom šetřili energii, což v důsledku může přinést snížené náklady na provoz nebo třeba menší dopad na životní prostředí. Domnívám se proto, že je důležité na závěr porovnat ekonomickou stránku obou výše zmíněných způsobů řízení teploty okruhu. Pro ekonomické porovnání řízení, které bere v potaz měnící se rychlost větru, s řízením, které uvažuje rychlost větru jako konstantu, jsem využil dvě simulace provedené v předchozí kapitole.

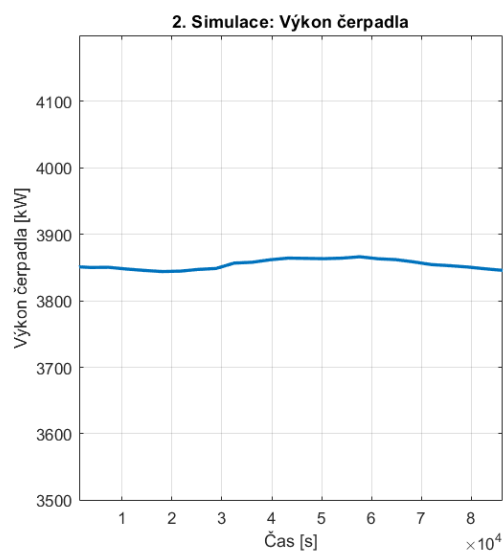
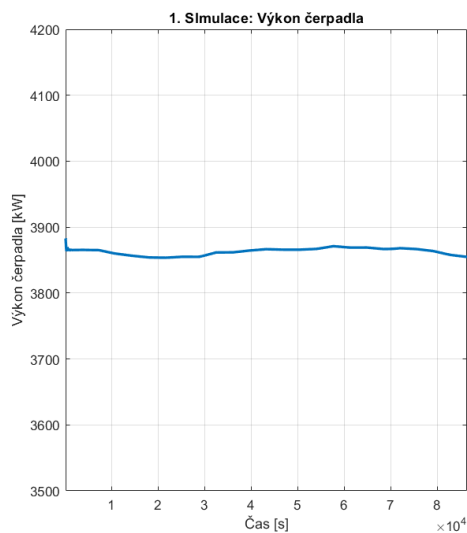
V rámci ekonomického zhodnocení simulací jsem se zabýval výhradně denními provozními náklady, nikoliv náklady na stavbu sítí či náklady na dodatečné systémy měření a regulace. V rámci denních provozních nákladů mě zajímaly zejména dvě věci: náklady na provoz čerpadla a náklady na ohřev vody. V první řadě jsem se zabýval náklady na ohřev vody, zde byla hlavním faktorem cena tepla vyráběného v teplárně, které slouží k ohřevu vody, a množství celkového tepla potřebného k ohřevu vody. To jsem zjistil ze znalosti množství vody a teploty vody, dle následující rovnice (rovnice 33).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (33)$$

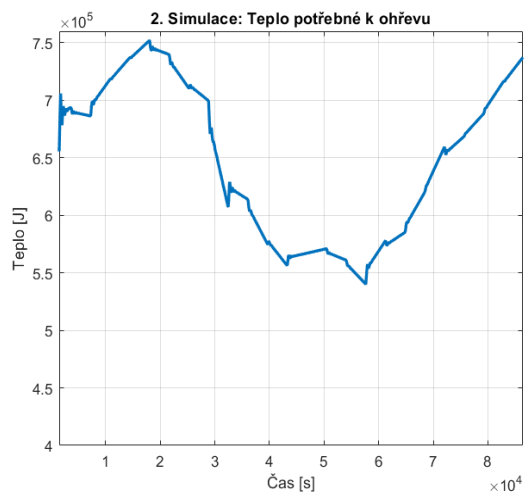
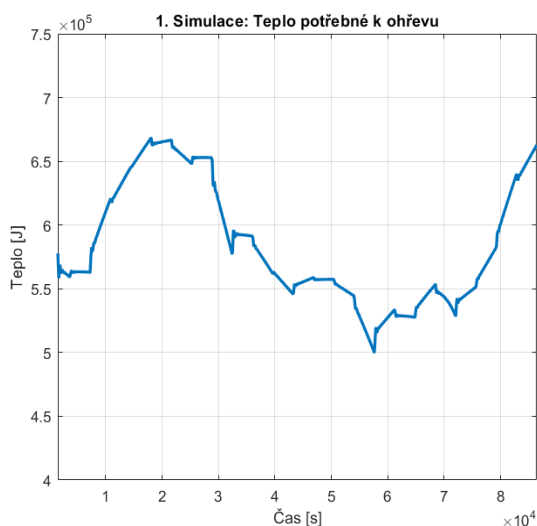
U druhé části, nákladů na straně čerpadla, mě zajímala především cena za elektrickou energii, kterou čerpadlo spotřebovává na čerpání vody do okruhu. Pro výpočet výkonu čerpadla jsem využil následující vzorec (rovnice 34). [31] Hodnoty tlakového rozdílu na čerpadle jsem zjistil z modelu a hodnota objemového průtoku byla známá po celou dobu simulace, protože je to jedna z řízených veličin.

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (34)$$

V momentě, kdy je znám požadovaný elektrický výkon čerpadla (obrázek 31) a tepelný výkon nutný k ohřevu vody (obrázek 32), jsou posledním chybějícím faktorem ceny jednotlivých energií. Vzhledem k tomu, že průtok čerpadlem byl v obou simulacích stejný, jsou i náklady na provoz čerpadla velmi podobné. Cena tepelné energie pocházející z plynové turbíny se aktuálně pohybuje okolo 650 Kč/GJ a cena elektrické energie okolo 5 Kč/KWh v případě, že je zařízení napájeno ze sítě. [32] [33]



Obrázek 291 Porovnání výkonů čerpadla v obou simulacích



Obrázek 32 Porovnání tepla dodávaného do soustavy

U první simulace mi vyšlo, že za celý den se na ohřev vody spotřebuje 57,1 GJ, z toho poté vycházejí denní náklady na ohřev vody přibližně na 37 177 Kč. V případě elektrické energie čerpadlo pracovalo s výkonem zhruba 3,85 kW, z toho vyplývají náklady cca 417 Kč/den. V druhé simulaci došlo v důsledku působení větru k výraznému navýšení obou nákladů, což je způsobeno zejména většími tepelnými ztrátami budov. Na ohřev vody v případě druhé simulace bylo potřeba 62,8 GJ, celkové denní náklady na ohřev vody pro vytápění byly 40 813 Kč a na elektrickou energii 460 Kč. Celkové denní náklady v případě řízení na základě venkovní teploty a rychlosti větru jsou 37 594 Kč, zatímco provozní náklady při řízení pouze v závislosti na venkovní teplotě jsou 41 273 Kč. Jde tedy o rozdíl téměř 10 %, což je dle mého názoru znatelné snížení nákladů, zvláště pokud přihlédneme k faktu, že potřebné systémy měření a regulace v rámci systémů CZT budou pro oba tyto způsoby stejné.

## 4. Závěr

V rámci bakalářské práce jsem se zabýval systémem centrálního zásobování teplem. Úkolem teoretické části této práce bylo zejména představení základních principů a možností systémů distribuce tepla. Dále jsem se věnoval měření důležitých veličin, kdy jsem porovnal výhody a nevýhody různých metod. Domnívám se, že co se týče měření teploty v potrubí, nejvhodnější je využití odporových snímačů, a to zejména díky nízké ceně a zcela dostačujícím vlastnostem.

Po představení základů teplotnictví jsem se věnoval již přímo konkrétnímu systému centrálního zásobování teplem. Popsal jsem, jakým způsobem tento systém funguje, zároveň jsem provedl srovnání s konvenčními metodami vytápění. Hlavními výhodami využití systému CZT je především bezpečnost a jednoduchost užívání pro koncového uživatele. Nevýhody spočívají především ve větších tepelných ztrátách, ačkoliv ty jsou u novějších dvoutrubkových soustav výrazně nižší než u starších čtyřtrubkových, a větší počáteční investici.

V praktické části bylo mým úkolem vytvoření modelu sekundární soustavy systému CZT simulujícího vytápění budov. Jako prostředí pro tvorbu modelu jsem zvolil Matlab Simscape. V první řadě jsem se zabýval tím, jaké výměníky mohou být používány v domovních předávacích stanicích. Za vhodný jsem určil deskový výměník typu CB60-40H od firmy Alfa Laval. Následně jsem provedl výpočet, abych ověřil, zda bude výměník v dané konfiguraci splňovat maximální výkon. Tento výpočet jsem poté použil jako základ modelu výměníku v jednotlivých DPS. Do modelu jsem přidal jednotlivé části okruhu, budovy, domovní předávací stanice a hlavní předávací stanici. Jednotlivé části jsem propojil a vytvořil funkční model soustavy.

Poslední částí mé práce bylo ekonomické zhodnocení fungování takovéto soustavy. V této části jsem se věnoval dvěma hlavními složkám nákladů na provoz teplotárenské sítě: náklady na ohřev vody a náklady na provoz čerpadla, které umožňuje proudění vody v okruhu. V rámci ekonomického zhodnocení jsem porovnal, jak můžeme snížit náklady v důsledku zahrnutí rychlosti větru jako jedné z proměnných řídicího algoritmu.

Myslím si, že jsem v rámci bakalářské práce splnil zadání a vytvořil jsem zjednodušený model teplotárenské sítě, na základě kterého mohu predikovat její chování v různých situacích. Zároveň je mi zřejmé, že mnou vytvořený model je úplným základem, chování teplotárenských soustav je totiž v reálu podstatně komplexnějším problémem. Jak jsem však ověřil, je schopný základních predikcí chování soustavy při známé hodnotě vnějších podmínek. Tu v dnešní době dokážeme zjistit například pomocí hodinové předpovědi počasí, která se dá v krátkodobých horizontech považovat za velmi přesnou.

## Seznam použité literatury

- [1] VAVŘIČKA, Roman. *Příprava teplé vody* [online]. In: . s. 1-12 [cit. 2020-12-18]. Dostupné z: [http://users.fs.cvut.cz/roman.vavricka/ZTI/NEW/004\\_TV\\_1.pdf](http://users.fs.cvut.cz/roman.vavricka/ZTI/NEW/004_TV_1.pdf)
- [2] DUFKA, Jaroslav. Ohřev vody, aneb příprava teplé vody. In: *TZB info* [online]. [cit. 2020-12-18]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/17781-ohrev-vody-aneb-priprava-teple-vody-iii-dil>
- [3] Teplárenství - Dodávka energie. In: *Moje energie* [online]. 2009 [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <http://www.mojeenergie.cz/cz/teplarenstvi-dodavka-energie>
- [4] *Teoretická část Vytápění* [online]. [cit. 2020-12-18]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/170/04.html>
- [5] SLÁMA, Pavel. Analýza termodynamických jevů v potrubních sítích II. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/12846-analyza-termodynamickych-jevu-v-potrubnich-sitich>
- [6] Trubky: katalog. In: *Isoplus* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://www.isoplus.cz/fileadmin/data/downloads/documents/czech/trubky.pdf>
- [7] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2865-8.
- [8] JELÍNEK, Ondřej, Aleš RUBINA a Petr BLASINSKI. Akustika a protihluková opatření ve vzduchotechnice. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/10319-akustika-a-protihlukova-opatreni-ve-vzduchotechnice>
- [9] MÍSTNÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY. In: *IPotrubí* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://www.ipotrubí.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>
- [10] Minerální izolace. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-23]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tepelne-izolace/298-mineralni-izolace>
- [11] Izolace PUR, PIR a fenolická pěna. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-23]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tepelne-izolace/299-izolace-pur-pir-a-fenolicka-pena>
- [12] MAREŠ, Luděk. Teplota a její měření. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/mereni-a-regulace/3115-teplota-a-jeji-mereni>
- [13] Odporové snímače, termistory a polovodičové snímače. In: *ZCU* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://ttp.zcu.cz/en/laboratories/thermal-fields/wiki/contact-measurement/sensors>

- [14] Snímače teploty. In: *ELUC* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/959>
- [15] Měření průtoku a proteklého množství. In: *VŠCHT* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/ucebnice/mrt/F4/F4k45-prut.htm#k456>
- [16] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-010-2808-9.
- [17] Vysvětlení pojmů regulace. In: *Electrobock* [online]. [cit. 2021-07-23]. Dostupné z: <https://www.elektrobock.cz/vysvetleni-pojmu-regulace/c117>
- [18] Výměňiková stanice. In: *ESL* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://www.esl.cz/vyмениkova-stanice>
- [19] Types of Heat Exchangers: Classification of Heat Exchangers. In: *Nuclear Power* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/heat-transfer/heat-exchangers/types-of-heat-exchangers/>
- [20] Shell and Tube. In: *Elgincoolingsystems* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://elgincoolingsystems.com/product-ranges/shell-and-tube/>
- [21] What are the different types of heat exchanger?. In: *HEATexDESIGNS* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <http://www.heatexdesign.com/faqs/what-are-the-different-types-of-heat-exchanger/>
- [22] PÁJENÉ VÝMĚŇÍKY. In: *G-mar* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/pajene-vyмениky/>
- [23] UNVERDI, Murat a Yasar ISLAMOGLU. Characteristics of heat transfer and pressure drop in a chevron-type plate heat exchanger with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluids. In: *Thermal Science* [online]. 2017, , s. 2379-2391 [cit. 2021-07-13]. ISSN 0354-9836. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI151110097U
- [24] Energy recovery with compact heat exchangers. In: *Alfa Laval* [online]. [cit. 2021-07-14]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/industries/energy/crude-oil-refinery/energy-recovery-with-compact-plate-heat-exchangers-ppi00468en.pdf>
- [25] Alfa Laval – CB60-40 H. In: *ESL* [online]. [cit. 2020-12-18]. Dostupné z: <https://www.esl.cz/deskovy-vyмениk-cb-60-kanal-h>
- [26] Sdílení tepla prouděním. In: *UCHI VŠCHT* [online]. [cit. 2021-07-15]. Dostupné z: <https://uchi.vscht.cz/files/uzel/53360/0011~~MzRQ8Pb3C3P1dnYFAA.pdf?redirected>
- [27] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla: určeno pro posluchače vys. škol a pro tepelné techniky*. 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1953. Řada theoretické literatury.
- [28] House Heating System. In: *MathWorks* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/ug/house-heating-system.html>
- [29] PEREIRA, Ricardo. Variable Convective Heat Transfer Coefficient. In: *MathWorks* [online]. [cit. 2021-07-16]. Dostupné z:

<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/39512-variable-convective-heat-transfer-coefficient>

- [30] Convective Heat Transfer. In: *Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d\\_430.html](https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d_430.html)
- [31] VALENTA, Vladimír. Výhody čerpadel s řízenými otáčkami v tepelných soustavách. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/9273-rizeni-okrskovych-tepelnych-soustav>
- [32] Předběžné ceny tepla. In: *Eru* [online]. [cit. 2021-07-13]. Dostupné z: [https://www.eru.cz/documents/10540/462926/Predbezne\\_ceny\\_tepla\\_2020+%e2%80%93%20web.pdf/250d7db3-db97-49c3-b819-1e92af8665d8](https://www.eru.cz/documents/10540/462926/Predbezne_ceny_tepla_2020+%e2%80%93%20web.pdf/250d7db3-db97-49c3-b819-1e92af8665d8)
- [33] Ceny elektrické energie 2021. In: *TZB info* [online]. [cit. 2021-07-16]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/14-prehled-cen-elektricke-energie#d02>

## Seznam obrázků

Obrázek 1 Schéma fungování soustavy CZT [4] .....	10
Obrázek 2 Schéma uložení potrubí v zemi .....	12
Obrázek 3 Schéma proudnic při laminárním proudění [8] .....	14
Obrázek 4 Schéma proudnic při turbulentním proudění [8] .....	14
Obrázek 5 Příklad ekvitermních křivek [17] .....	19
Obrázek 6 Výměníková stanice [18] .....	20
Obrázek 7 Schéma zapojení a průběhu teplot u souproudého výměníku [19] .....	20
Obrázek 8 Schéma zapojení a průběhu teplot u protiproudého výměníku [19] .....	21
Obrázek 9 Schéma fungování trubkového výměníku [20] .....	22
Obrázek 10 Schéma fungování deskového výměníku [22] .....	22
Obrázek 11 Vnitřní uspořádání deskového výměníku [23] .....	23
Obrázek 12 Schéma fungování spirálového výměníku [24] .....	23
Obrázek 13 Schéma teplotního okruhu .....	24
Obrázek 14 Schéma okruhu doplněné o místa měření .....	25
Obrázek 15 Schéma tepelných ztrát .....	26
Obrázek 16 Rozměry výměníku [25] .....	27
Obrázek 17 Model nejvyššího patra budovy .....	32
Obrázek 18 Schéma modelu budov 1-7 .....	33
Obrázek 19 Model obsahující všechny budovy .....	34
Obrázek 20 Model výměníku .....	35
Obrázek 21 Celkový model DPS .....	35
Obrázek 22 Model soustavy doplněný o DPS .....	36
Obrázek 23 Model předávací stanice .....	36
Obrázek 24 Model kompletní soustavy .....	37
Obrázek 25 Řízení pomocí regulace teploty .....	38
Obrázek 26 Tepelné ztráty potrubí v modelu .....	39
Obrázek 27 Průběh venkovní teploty .....	40
Obrázek 28 Průběh rychlosti větru .....	40
Obrázek 29 Průběhy teplot v jednotlivých budovách .....	41
Obrázek 30 Průběhy teploty na výstupu z PS .....	41
Obrázek 31 Porovnání výkonů čerpadla v obou simulacích .....	43
Obrázek 32 Porovnání tepla dodávaného do soustavy .....	43

## Seznam tabulek

Tabulka 1 Tepelné ztráty pro různé průměry potrubí .....	13
Tabulka 2 Parametry vybraného výměníku .....	27