



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA PRO VYTÁPĚNÍ A OHŘEV TV

UTILIZATION OF WASTE HEAT FOR HEATING AND HOT WATER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Master's thesis

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ DVOULETÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV KATOLICKÝ, Ph.D.

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Tomáš Dvouletý

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

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

### **Využití odpadního tepla pro vytápění a ohřev TV**

v anglickém jazyce:

### **Utilization of waste heat for heating and hot water**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude obsahovat výpočet spotřeby tepla pro vytápění a ohřev TV, návrh stroje pro vytápění umožňující využití odpadního tepla, včetně výkresové dokumentace a ekonomického zhodnocení.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout zařízení umožňující využití odpadního tepla z procesů v experimentálních laboratořích NETME pro vytápění a ohřev TV.

Seznam odborné literatury:

BAŠTA, KABELÉ: Otopné soustavy, Sešit projektanta 1, SPT 1998

BAŠTA: Výkresové dokumentace ve vytápění, Sešit projektanta č. 2, SPT 1999

ŠÍMA: Příprava teplé užitkové vody, Sešit projektanta 3, SPT 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 29.11.2010

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Cílem diplomové práce je navrhnout zařízení umožňující využití odpadního tepla pro vytápění a ohřev TV v NETME Centre v areálu FSI VUT v Brně. Nejdříve je uveden souhrn dostupných zdrojů odpadního tepla a zhodnocení jejich využitelnosti. Následuje návrh samotného zařízení pro využití odpadního tepla. Návrh obsahuje výpočet parametrů výměníků tepla a výběr konkrétních výměníků. Dále je proveden návrh potrubní sítě, pomocí které je vedena voda ohřívána ve výměnících do strojovny. Ve strojovně je umístěna akumuláční nádoba pro akumulaci získaného odpadního tepla. Tato akumuláční nádoba je napojena na okruh vytápění a odběr TV. Tímto způsobem je umožněno využití získaného odpadního tepla. Na závěr je na základě vypočteného množství získaného odpadního tepla, spotřeby tepla a nákladů provedeno ekonomické zhodnocení navrženého zařízení.

## **ABSTRACT**

The thesis aims to design a device for utilization of waste heat for heating and hot water in NETME Centre in area of FSI VUT in Brno. First of all there is summary of available sources of waste heat and evaluation of serviceability. Next there is design of a device for utilization of waste heat. Design includes calculation of heat exchangers and selection of particular heat exchangers. It also includes design of duct system which enables transportation of heated water from heat exchangers to machine room. In machine room is situated storage tank for accumulation of gained waste heat. This storage tank is connected to heating system and to consumption of hot water which enables utilization of waste heat. Finally there is economic evaluation based on amount of gained waste heat, consumption of heat and costs.



## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Odpadní teplo, vytápění, ohřev teplé vody, výměník tepla, spotřeba tepla, akumulární nádoba, zásobník TV, potrubní síť, tlakové ztráty, oběhové čerpadlo, tepelná izolace, tepelná ztráta, investiční a provozní náklady.

## **KEYWORDS**

Waste heat, heating, hot water, heat exchanger, heat consumption, storage tank, storage tank for hot water, duct system, pressure loss, circulatory pump, heat isolation, heat loss, capital and operating costs.





## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOULETÝ, T. *Využití odpadního tepla pro vytápění a ohřev TV*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 71 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D..



## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Využití odpadního tepla pro vytápění a ohřev TV vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

25. května 2012

.....  
Bc. Tomáš Dvouletý



## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Jaroslavovi Katolickému, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.



# Obsah

<b>1 ÚVOD</b> .....	<b>16</b>
<b>2 ROZBOR SITUACE V OBJEKTU</b> .....	<b>17</b>
2.1 STANOVENÍ SPOTŘEBY TEPLA V OBJEKTU.....	17
2.2 PŘEHLED TECHNOLOGIÍ PRODUKUJÍCÍ ODPADNÍ TEPLO.....	18
2.2.1 Umístění technologií.....	18
2.2.2 Konkrétní technologie produkující odpadní teplo.....	19
2.2.3 Současnosti provozu technologií.....	22
2.2.4 Posouzení využitelnosti zdrojů odpadního tepla.....	22
Odpadní teplo z Kalorimetrické laboratoře.....	22
Odpadní teplo z výpočetního clusteru.....	22
<b>3 NÁVRH ZPŮSOBU ZÍSKÁVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA</b> .....	<b>23</b>
3.1 ZÁKLADNÍ KONCEPT.....	23
3.2 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY.....	24
3.2.1 Všeobecné požadavky.....	24
3.2.2 Návrh výměníků v jednotlivých Laboratořích.....	24
3.2.3 Celkové množství získaného odpadního tepla.....	31
3.3 NÁVRH VEDENÍ POTRUBÍM OD VÝMĚNÍKŮ K AKUMULAČNÍ NÁDOBĚ.....	33
3.3.1 Z hlediska umístění v prostoru.....	33
3.3.2 Z hlediska samostatného, nebo společného vedení od jednotlivých výměníků.....	34
3.3.3 Směšovací výpočet.....	35
3.3.4 Návrh jednotlivých úseků potrubí.....	38
3.3.5 Výpočet tlakových ztrát.....	40
3.3.6 Návrh oběhového čerpadla.....	45
3.3.7 Zajištění požadovaného průtoku jednotlivými výměníky.....	46
3.3.8 Tepelná izolace potrubí.....	47
3.3.8 Výpočet tepelných ztrát v potrubí.....	49
3.4 NÁVRH AKUMULAČNÍ NÁDOBY.....	51
3.4.1 Stanovení křivky odběru tepla pro ohřev teplé vody.....	52
3.4.2 Stanovení křivky odběru tepla pro vytápění.....	53
3.4.3 Stanovení křivky dodávky tepla.....	54
3.4.4 Stanovení objemu akumulace.....	54
3.4.5 Výběr konkrétní akumulace.....	55
3.4.5 Schéma zapojení akumulace.....	56
<b>4 VYUŽITÍ ZÍSKÁVANÉHO ODPADNÍHO TEPLA</b> .....	<b>57</b>
4.1 VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA PRO VYTÁPĚNÍ.....	57
4.1.1 Popis původního návrhu.....	57
4.1.2 Popis navržených změn.....	57
4.2 VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA PRO OHŘEV TEPLÉ VODY.....	58
4.2.1 Popis původního návrhu.....	58
4.2.2 Návrh systému pro ohřev TV.....	58
<b>5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ</b> .....	<b>60</b>
5.1 DOSAŽITELNÉ ÚSPORY.....	60
5.1.1 Dosažitelné úspory pro ohřev TV.....	60
5.1.2 Dosažitelné úspory pro vytápění.....	61
5.1.3 Celkové dosažitelné úspory.....	63
5.2 NÁKLADY NA NAVRŽENÉ ŘEŠENÍ.....	64
5.3 NÁVRATNOST INVESTICE.....	64
<b>6. ZÁVĚR</b> .....	<b>66</b>
<b>7. POUŽITÁ LITERATURA</b> .....	<b>68</b>
<b>8. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ</b> .....	<b>70</b>
<b>9. SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>71</b>

## 1 Úvod

Předmětem zadání diplomové práce je navrhnout využití odpadního tepla pro nově vznikající objekt NETME Centre v areálu FSI VUT v Brně. Zkratka NETME znamená **NEw Technologies for Mechanical Engineering**. V překladu Centrum nových technologií pro strojírenství. Jak už vyplývá z názvu, cílem celého projektu je výzkum nových technologií a to s důrazem na využití výsledků v praxi.

Toto výzkumné centrum bude příležitostí pro rozšíření vědecké činnosti na VUT a zlepšení konkurenceschopnosti nejen regionálních firem.



*Obr. 1-1 Vizualizace NETME Centra[1]*

Ze zaměření výzkumu, který bude v NETME Centru prováděn, lze předpokládat, že v celém objektu bude k dispozici poměrně velké množství odpadního tepla. Vzhledem ke stále rostoucím cenám energií a současnému trendu úspor přírodních zdrojů je vhodné zvážit možnosti využití vznikajícího odpadního tepla.

Nejpřirozenějším způsobem, jakým lze toto teplo zužítkovat, je jeho využití pro vytápění. Lze takto docílit snížení nákladů na provoz budovy v zimním období. Ovšem v letních měsících by vznikající teplo zůstalo nevyužito. Proto se nabízí kombinace s ohřevem teplé vody, což umožní využívat odpadní teplo celoročně.

Samozřejmostí před realizací projektu podobného typu je ekonomické zhodnocení. A to s důrazem na výši počátečních investic a délku jejich návratnosti vzhledem k uspořeným provozním nákladům.



## 2 Rozbor situace v objektu

Pro budovu NETME Centra je již zpracován kompletní projekt vytápění. V tomto návrhu ovšem není řešeno využití odpadního tepla a vzhledem k pokročilé realizaci projektu není již možné provádět zásadní změny. Je tedy nezbytné vycházet z tohoto projektu a způsob využití odpadního tepla navrhovat obdobně jako v již zrealizovaných budovách.

### 2.1 Stanovení spotřeby tepla v objektu

V původním projektu vytápění[2] od firmy Kovoprojekta Brno a.s. byla již stanovena tepelná ztráta budovy dle ČSN EN 12831 a celková spotřeba tepla.

Při výpočtu byly použity pro jednotlivé stavební konstrukce následující hodnoty součinitelů prostupu tepla –  $U$  ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ),

• stěna obvodová	$U_{\max} = 0,30 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
• střecha	$U_{\max} = 0,24 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
• podlaha přilehlá k zemině	$U_{\max} = 0,45 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
• strop a podlaha ke garáži	$U_{\max} = 0,24 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
• okna	$U_{\max} = 1,30 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$
• světlíky	$U_{\max} = 1,30 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$

a dle umístění objektu tyto parametry:

• návrhová teplota venkovního vzduchu	- 15°C
• nadmožská výška	227 m n.m.
• teplotní oblast	2
• zatížení větrem v krajině	zvýšené
• poloha budovy	chráněná
• počet topných dnů	236
• střední venkovní teplota v topném období	4,2°C
• průměrná vnitřní výpočtová teplota	19°C
• předpokládaná noční teplota	16°C
• předpokládaná doba plného vytápění	16 hod/den

Z výše uvedených parametrů byla stanovena celková energetická spotřeba stavby:

Budova D5 – NeTME Centre, max. hodinová potřeba tepla :

• pro vytápění - tepelná ztráta vstupem tepla	157 kW
- tepelná ztráta větráním	144 kW
• pro vzduchotechniku (započtena rekuperace)	357 kW
• pro ohřev teplé vody	<u>80 kW</u>
• <b>CELKEM</b>	<b>738 kW</b>

Roční výpočtová spotřeba tepla na vytápění 1 864 GJ

Roční výpočtová spotřeba tepla na ohřev TV 137 GJ

## 2.2 Přehled technologií produkující odpadní teplo

### 2.2.1 Umístění technologií

Největší počet technologií, které produkují odpadní teplo je umístěn v laboratořích v 1.NP NETME Centra:

- Lab.107 Laboratoř energeticky náročného procesu
- Lab.109 Kalorimetrická laboratoř
- Lab.110 Laboratoř zpracování BRO
- Lab.117 Laboratoř obnovitelných a alternativních zdrojů energie
- Lab.118 Laboratoř tepelných oběhů

Dále je v 1.NP umístěna strojovna(místnost 119) a také sklady, sociální zařízení a další pomocné místnosti z hlediska produkce odpadního tepla nevýznamné.

Základní přehled o rozmístění laboratoří, v nichž vzniká odpadní teplo v 1.NP, lze získat z obr. 2.1-1. Zaznačeny jsou červenou barvou a strojovna žlutou barvou.



Obr.2.2-1 Místa vzniku odpadního tepla

Do 2.NP zasahují dvě laboratoře z 1.NP a to Lab.107 Laboratoř energeticky náročného procesu a také Lab.109 Kalorimetrická laboratoř. V ostatních prostorech 2.NP se v současné době nepředpokládá použití technologií, které by produkovaly využitelné odpadní teplo.

3.NP bude využíváno především pro parkování osobních automobilů. Umístěn zde bude výpočetní cluster, což je jediná technologie produkující odpadní teplo v tomto patře.

Ve 4. NP jsou umístěny kancelářské prostory, laboratoře a další prostory ve kterých se nepředpokládá vznik odpadního tepla.

## 2.2.2 Konkrétní technologie produkující odpadní teplo

### Technologie umístěné v Laboratoři energeticky náročného procesu

#### *Vsádkové pračky*

Předpokládá se umístění tří vsádkových praček s různou velikostí a to pro množství prádla 40kg, 80kg a 145kg. Odpadní teplo zde bude možné získat z kondenzátu odváděného z vsádkových praček. Parametry kondenzátu jsou:

- maximální teplota kondenzátu:  
100 °C,
- maximální průtok kondenzátu pro 40 kg, 80 kg a 145 kg prádla:  
126 kg/h, 192 kg/h a 456 kg/h.

#### *Kompaktní sušičky*

Dále zde budou umístěny dvě kompaktní parní sušičky s kapacitou 36 kg a 50 kg prádla a jedna kompaktní plynová sušička s kapacitou 50 kg. Z parních sušiček bude možné využívat teplo kondenzátu i teplo obsažené v odtahovém vzduchu:

- maximální teplota kondenzátu:  
160 °C,
- maximální průtok kondenzátu pro 36 kg a 50 kg prádla:  
216 kg/h a 282 kg/h,
- maximální teplota odtahového vzduchu:  
150 °C,
- maximální průtok odtahového vzduchu pro 36 kg a 50 kg prádla:  
6500 kg/h a 7750 kg/h,
- průměrný průtok odtahového vzduchu pro 36 kg a 50 kg prádla:  
2000 kg/h a 2375 kg/h.

U plynové sušičky bude možné využívat teplo odtahového vzduchu a spalin:

- maximální teplota odtahového vzduchu a spalin:  
150 °C,
- maximální průtok odtahového vzduchu a spalin:  
7750 kg/h.
- průměrný průtok odtahového vzduchu:  
2375 kg/h.

#### *Žehliče – rovné prádlo*

Pro žehlení rovného prádla bude použit jeden parní a jeden plynový žehlič. U parního bude možné využívat tepla obsaženého v kondenzátu a u plynového tepla ve spalinách:

- maximální teplota kondenzátu:  
195 °C,
- maximální průtok kondenzátu:  
210 kg/h,
- maximální teplota spalin:  
300 °C,
- maximální průtok spalin při teplotě 300 °C:  
360 kg/h.

#### *Žehliče – tvarové prádlo*

Pro žehlení tvarového prádla bude sloužit žehlící lis, z kterého bude odváděn kondenzát o parametrech:

- maximální teplota kondenzátu:  
160 °C,
- maximální průtok kondenzátu:  
60 kg/h.

Tab. 2.2-1 Maximální hodnoty teplot a průtoků

Technologie		Teplota kondenzátu	Průtok kondenzátu	Teplota vzduchu/spalin	Průtok vzduchu/spalin
Pračka	40 kg	100 °C	126 kg/h	-	-
	80 kg	100 °C	192 kg/h	-	-
	145 kg	100 °C	456 kg/h	-	-
Parní sušička	36 kg	160 °C	216 kg/h	150 °C	6500 kg/h
	50 kg	160 °C	282 kg/h	150 °C	7750 kg/h
Plynová sušička	50 kg	-	-	150 °C	7750 kg/h
Parní žehlič		195 °C	210 kg/h	-	-
Plynový žehlič		-	-	300 °C	360 kg/h
Žehlící lis		160 °C	60 kg/h	-	-

*Předpokládaný režim provozu*

Protože se předpokládá využití prádelny i pro komerční praní, bude provozní režim prádelny velmi závislý na množství zakázek a tedy značně proměnlivý. Přesto lze očekávat provoz minimálně ve dvou pracovních dnech za týden a maximálně ve čtyřech pracovních dnech za týden.

**Technologie umístěné v Kalorimetrické laboratoři**

Tato laboratoř bude sloužit pro zkoušky dopravních prostředků. Při provádění zkoušek lze průměrně očekávat vznik odpadního tepla v rozmezí 20-40 kW a to o teplotní hladině 20 °C.

*Předpokládaný režim provozu*

Budou se provádět dva druhy zkoušek krátkodobé a dlouhodobé. Krátkodobé zkoušky budou trvat maximálně 7 dní a dlouhodobé budou v rozsahu 7-25 dní. Během obou typů zkoušek bude nepřetržitý provoz. V průběhu roku se předpokládá provedení dvou dlouhodobých testů a deseti krátkodobých testů.

**Technologie umístěné v Laboratoři zpracování BRO**

V této laboratoři bude umístěna technologie pro odsolování mořské vody. Vznikající kondenzát bude o parametrech:

- maximální teplota kondenzátu:  
195 °C,
- maximální průtok kondenzátu:  
1500 kg/h.

**Technologie umístěné v Laboratoři obnovitelných a alternativních zdrojů energie**

Laboratoř bude sloužit k experimentům zaměřeným na spalování biomasy. K tomuto účelu bude sloužit kotel na spalování biomasy o výkonu 200 kW. Využívat bude možné teplo vzniklé při spalování a to pro ohřev vody, jako při běžném provozu.

*Předpokládaný režim provozu*

Kotel na spalování biomasy bude v provozu 5-8 dní v měsíci.

**Technologie umístěné v Laboratoři tepelných oběhů**

Nainstalován zde bude stand parního motoru, který bude generovat 400 kW tepla v páře o teplotě 130-140 °C.

*Předpokládaný režim provozu*

Parní motor bude v provozu 10-15 dní v měsíci.

### **Technologie umístěné v 3.NP – výpočetní cluster**

V současné době se předpokládá umístění výpočetního clusteru. Vznikající teplo bude přibližně o velikosti 20 kW a teplotní hladině přibližně 50°C.

*Předpokládaný režim provozu*

Výpočetní cluster bude provozován nepřetržitě.

### **2.2.3 Současnosti provozu technologií**

Jak je zřejmé z předcházející kapitoly technologie umístěné v NETME Centru budou z velké části využívány pro výzkumné účely a proto nebudou provozovány kontinuálně ani v předem daném režimu. Přesné stanovení současnosti provozu výše uvedených technologií je v současné době nemožné. Pro účely výpočtů budou voleny hodnoty současností zejména na základě předpokládaného režimu provozu popsaného v předcházející kapitole.

### **2.2.4 Posouzení využitelnosti zdrojů odpadního tepla**

Většina zdrojů odpadního tepla umožňuje jeho další využití. V případě odpadního tepla vznikajícího v kalorimetrické laboratoři a ve výpočetním clusteru je využití komplikovanější a je třeba posoudit zda bude využíváno i toto teplo.

#### **Odpadní teplo z Kalorimetrické laboratoře**

Zde vznikající teplo je nízkopotenciální a proto jediným způsobem, jak tohoto tepla využít je tepelné čerpadlo. S jeho využitím je možné získávat teplo o dostatečné teplotě pro další použití. Z principu činnosti tepelného čerpadla ovšem vyplývá, že je nutné dodávat další energii ve formě elektřiny. Tato elektrická energie přitom tvoří přibližně 30 - 40 % získané tepelné energie.[3] V porovnání, s jinými zdroji odpadního tepla v NETME Centru, budou tedy provozní náklady na využívání tepla z tohoto zdroje znatelně větší.

Také množství odpadního tepla z této laboratoře vzhledem k ostatním laboratořím je poměrně malé. Počáteční investice do tepelného čerpadla je větší než v ostatních případech, kdy jsou použity výměníky. Z těchto důvodů nebude teplo vznikající v Kalorimetrické laboratoři žádným způsobem využíváno.

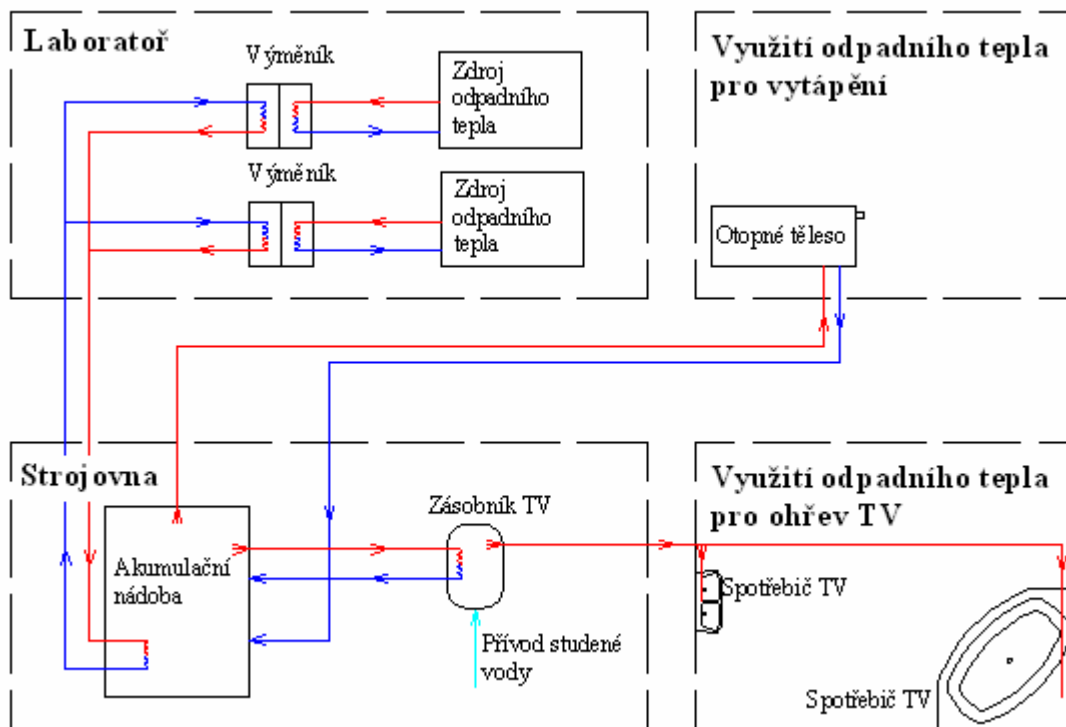
#### **Odpadní teplo z výpočetního clusteru**

Specifikum technologie je její nepřetržitý provoz a také nutnost chlazením udržovat přesně požadované a stálé parametry teploty a vlhkosti, bez ohledu na další využití odpadního tepla. Vznikající teplo je opět o nižší teplotní hladině, než ostatní technologie. Další značnou nevýhodou je umístění výpočetního clusteru až ve 3.np. a tedy větší vzdálenost než u ostatních technologií. Proto nebude teplo z výpočetního clusteru nijak využíváno.

### 3 Návrh způsobu získávání odpadního tepla

#### 3.1 Základní koncept

Základní princip pro využití odpadního tepla bude spočívat v ohřívání vody pomocí výměníků umístěných v blízkosti jednotlivých zdrojů odpadního tepla. Ohřátá voda bude vedena potrubní sítí do strojovny. Ve strojovně umístěné akumulční nádobě bude docházet k akumulaci tepla a poté k jeho dalšímu využití.



Obr. 3.1-1 Základní princip využití odpadního tepla

Jak je zřejmé z obr. 3.1-1 využití odpadního tepla bude ve dvou základních aplikacích a to pro vytápění a ohřev teplé vody.

### 3.2 Tepelné výměníky

Nejdříve je nutné stanovit počet a rozmístění výměníků v jednotlivých laboratořích a požadavky na základní parametry výměníků apod. Poté bude proveden návrhový výpočet na základě parametrů zdrojů odpadního tepla uvedených v kapitole 2.2.

#### 3.2.1 Všeobecné požadavky

Na studené straně výměníků, tj. ohřívaná strana, bude jako teplosměnná látka použita voda a na teplé straně, tj. ochlazovaná strana, je teplosměnná látka dána výstupem z technologií. Z toho vyplývá, že použité výměníky budou typu kapalina-kapalina, voda-vodní pára, voda-spaliny.

Z dalších, požadavků jako jsou malé rozměry, malá tlaková ztráta, cena, vysoká spolehlivost, přenesený výkon atd., je možné zvolit jako nejvhodnější deskové kompaktní výměníky v protiproudém provedení.

##### *Tepelná izolace*

Aby nedocházelo tepelným ztrátám a zabránilo se případnému popálení osob o výměník, bude nutné použít tepelnou izolaci. Většina výrobců umožňuje zvolit vhodnou izolaci jako součást dodávky výměníků.

#### 3.2.2 Návrh výměníků v jednotlivých Laboratořích

Dostupná data o technologiích uvedená v kapitole 2.2.2 jsou maximální případně předpokládané hodnoty a od budoucího režimu provozu se můžou v některých případech do značné míry lišit. Lze však předpokládat krátkodobé dosahování maximálních hodnot a proto bude návrh výměníků pro maximální i předpokládané provozní hodnoty.

Jak již bylo uvedeno provozní hodnoty nejsou známe, proto bude výpočet proveden ve třech variantách. Varianta A předpokládá vyšší průměrné hodnoty, naopak varianta C počítá s nízkými průměrnými hodnotami a varianta B se pohybuje přibližně uprostřed. Konkrétní hodnoty pro jednotlivé varianty budou vždy uvedeny při dosazování do výpočtů. Tato volba variant by měla být dostatečná pro pokrytí různých režimů provozu technologií.

Pro návrh výměníků, a následné výpočty výstupních parametrů, bude použit program CAIRO 3.4.0 [4] určený pro návrhové výpočty výměníků. Výhodou při použití tohoto programu je, vzhledem k počtu variant vstupních dat, urychlení a usnadnění výpočtu. Ale zejména to, že umožňuje ze vstupních dat navrhnout vhodný výměník z nabídky společnosti SECESPOL-CZ s.r.o., případně udávané parametry využít pro návrh výměníku od jiného dodavatele.



### Výměníky v Laboratoři energeticky náročného procesu

Jak bylo již popsáno v kapitole 2.2.2 obsahuje tato laboratoř poměrně velké množství různých technologií a je tedy nutné navrhnout počet a rozmístění výměníků.

První varianta je umístění jednoho výměníku a svedení tepla od všech technologií k tomuto výměníku. Zásadní nevýhoda tohoto řešení spočívá ve velkých rozměrech výměníku, a také by nebylo možné využít teplo odtahového vzduchu. Vzhledem k velké rozloze laboratoře (513m<sup>2</sup>), není vhodné vedení potrubí od všech technologií na jedno místo. Z výše uvedených příčin není toto řešení realizovatelné.

Mnohem výhodnější je použít více výměníků v těsné blízkosti technologií. Navíc je možné použít společné výměníky pro zdroje odpadního tepla umístěné blízko sebe a o podobné nebo stejné teplotní hladině a tím snížit počet výměníků.

Navrženy byly následující výměníky:

- Výměník č.1 typu voda-voda společný pro tři vsádkové pračky.
- Výměník č.2 typu voda-voda společný pro dvě parní sušičky a žehlící lis.
- Výměník č.3 typu voda-odtahový vzduch pro parní sušičku.
- 2x Výměník č.4 typu voda- odtahový vzduch pro parní a plynovou sušičku.
- Výměník č.5 typu voda-voda pro parní žehlič.
- Výměník č.6 typu voda- odtahový vzduch pro plynový žehlič.

Ze zvoleného ochlazení teplotního média  $\Delta t$  na teplé straně výměníku a ze známých maximálních průtoků  $\dot{m}$  (viz. tab. 3.1) je možné stanovit maximální výkon přenášený jednotlivými výměníky na základě rovnice tepelné bilance:

$$Q_{\max} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t \quad (3.2-1)$$

$\dot{m}$  hmotnostní průtok výměníkem [kg/h]

$c$  měrná tepelná kapacita  $c=4,18$  kJ/kgK pro vodu,  $c=1,01$  kJ/kgK pro vzduch

$\Delta t$  ochlazení teplotního média ve výměníku [°C]

Tab. 3.2-1 Maximální přenášený výkon

	$m'$ [kg/h]	$\Delta t$ [°C]	$Q_{\max}$ [kW]
Výměník č.1	774	40	35,95
Výměník č.2	558	90	58,31
Výměník č.3	6500	35	63,83
Výměník č.4	7750	35	76,10
Výměník č.5	210	110	26,82
Výměník č.6	360	150	14,14

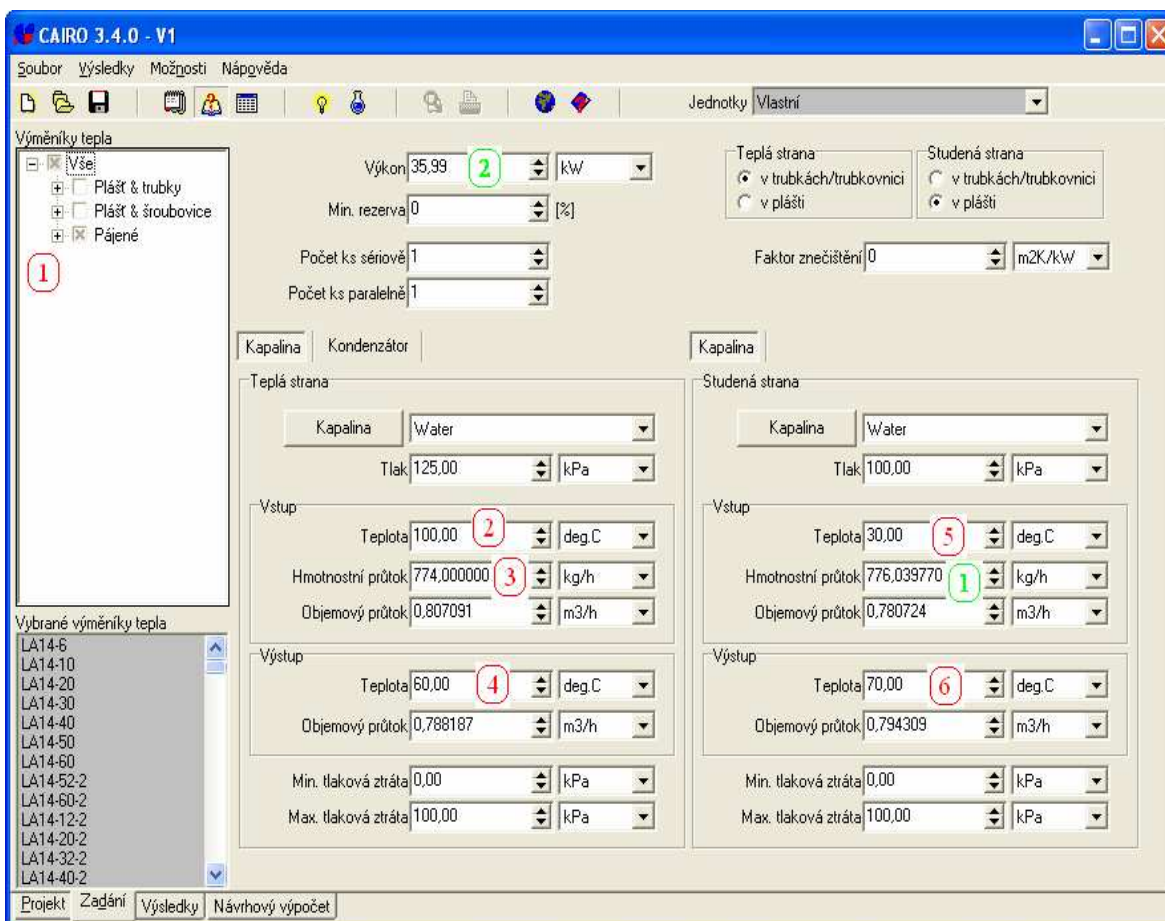
V tabulce 3.2-1 jsou uvedeny maximální výkony, které budou při provozu dosahovány pouze krátkodobě, přesto výměníky musí být schopné přenášet výkony, alespoň blízcí se uvedeným.

Jak již bylo uvedeno výše, výpočet bude prováděn s využitím programu CAIRO 3.4.0. Tento program umožňuje výpočet výměníků typu kapalina-kapalina a vodní pára kapalina. Podrobný postup při zadávání dat a práci s programem bude uveden při výpočtu výměníku č.1 a u dalších výměníků již bude uveden stručnější souhrn vstupních a výstupních dat.

V programu je třeba nejdříve vybrat výměníky, pro které bude výpočet proveden (v obr. 3.2-1 označeno číslicí 1). Pro daný účel jsou nevhodnější pájené výměníky. Dále je možné omezit výběr na jednotlivé produktové řady, ale toho v tomto případě nebylo využito.

Nyní je již možné zadávat vstupní data vycházející z tab. 2.2-1 a tab. 3.2-1. U teplé strany výměníku je na vstupu zadávána teplota(2) a hmotnostní průtok(3). Na výstupu pak pouze teplota(4). U studené strany výměníku jsou zadávány teploty na vstupu(5) a na výstupu(6). Teplota na vstupu je uvažována 30 °C a na výstupu volena pro zvlášť pro každý výpočet.

Program provádí, podle vstupních, dat přepočítá hmotnostního průtoku(1) na studené straně výměníku a výkonu(2). U výkonu jsou drobné odchylky v porovnání s tab. 3.2-1, kde byla uvažována měrná tepelná kapacita vody jako konstantní, kdežto program ji počítá jako funkci teploty.



Obr. 3.2-1 Zadávání vstupních dat v programu CAIRO

Po přepnutí na záložku výsledky jsou zobrazeny další vypočtené údaje, ale hlavně je možné zvolit nejvhodnější výměník ze těch co splňují zadané požadavky (v obr. 3.2-2 označeno číslicí 1). Tato volba je prováděna především s ohledem na parametr rezerva (2), který určuje o kolik procent je navržený výměník předimenzován. Výměník je volen tak, aby byl tento parametr co nejmenší a to z důvodu, že výpočet je prováděn pro maximální hodnoty. V tomto případě je tedy nejvhodnější výměník s typovým označením LA14-20.

The screenshot shows the CAIRO 3.4.0 - V1 software interface. The main window is titled 'Kontrolní výpočet' (Control Calculation). On the left, there is a list of heat exchanger models, with 'LA14-20' selected. The main area contains several input fields and calculated values:

- Výkon:** 35,99 kW
- Rezerva:** 6 %
- Počet ks sériově:** 1
- Počet ks paralelně:** 1
- Teplosměnná plocha:** 0,3 m<sup>2</sup>
- LMTD:** 30,00 deg.K
- Faktor znečištění:** 0 m<sup>2</sup>/kW
- k čistý:** 4786,66 W/m<sup>2</sup>K
- k znečištěný:** 4510,15 W/m<sup>2</sup>K

The interface is divided into two main sections: 'Teplá strana' (Hot side) and 'Studená strana' (Cold side). Each section has input fields for 'Vstup' (Inlet) and 'Výstup' (Outlet) parameters, including temperature, mass flow rate, and volumetric flow rate. The 'Vypočet. tlak. ztráta' (Calculated pressure loss) is also shown for both sides.

Obr. 3.2-2 Výsledky a volba výměníku v programu CAIRO

Prakticky shodným postupem je třeba provést výpočet pro všechny výměníky a také jednotlivé varianty. Pouze u výměníků 3 a 4 jsou známy předpokládané průměrné hodnoty. Tyto budou dosazeny do varianty B a pro varianty A resp. C budou uvažovány hodnoty mírně vyšší resp. nižší. U ostatních výměníků bude volen hmotnostní průtok pro variantu A na úrovni cca 60 % maximální hodnoty, u varianty B cca 50 % a u varianty C cca 40 %. U vstupních teplot nelze předpokládat tak výrazné rozdíly a proto jsou voleny v blízkosti maximální hodnoty se zachováním rozdělení u varianty A nejvyšší a u varianty C nejnižší.

Program CAIRO neumožňuje výpočet jiných typů výměníků než kapalina-kapalina a vodní pára-kapalina. Proto jsou parametry výměníků jiných typů počítány dosazením do vztahu 3.2-1 a po zadání takto vypočtených parametrů do programu CAIRO je možné navrhnout vhodný výměník.

Souhrn nejdůležitějších hodnot, zadávaných i vypočtených, pro všechny výměníky a jednotlivé varianty je uveden v tab. 3.2-2. Součástí tabulky je také navržený typ výměníku.

### **Výměníky v Laboratoři zpracování BRO**

V Laboratoři zpracování BRO bude provozována pouze jedna technologie umožňující využití odpadního tepla a proto bude postačující umístění jednoho výměníku (výměník č.7) typu voda-voda. Metodika výpočtu je shodná jako u Laboratoře energeticky náročného procesu včetně rozdělení do jednotlivých variant. Výsledky a konkrétní navržený výměník jsou opět uvedeny v tab. 3.2-2.

### **Výměníky v Laboratoři obnovitelných a alternativních zdrojů energie**

Umístěn zde bude kotel pro spalování biomasy o výkonu 200 kW, jehož součástí je výměník pro ohřev vody. Není tedy třeba navrhovat další externí výměník, ale pro potřeby dalšího textu bude označován jako výměník č.8.

Předpokládá se možnost regulace teploty topné vody a pro výpočty v tab. 3.2-2 je uvažována 85°C. Další předpoklad je, že kotel bude provozován při maximálním výkonu a proto jsou výpočty provedeny pouze pro jednu variantu.

### **Výměníky v Laboratoři tepelných oběhů**

V Laboratoři tepelných oběhů se bude využívat teplo obsažené ve vodní páře. Umístěn zde budou dva paralelně řazené výměníky (výměník č.9), které budou plnit funkci kondenzátorů. Je možné i použití jednoho výměníku, ale při výběru z produktů společnosti SECESPOL-CZ, by byl tento výměník značně předimenzovaný a proto je vhodnější použít dva menší výměníky.

U této laboratoře se předpokládá častější dosahování maximálních hodnot, než u zbylých laboratoří a proto jsou tyto hodnoty použity pro variantu A. Ve variantě B je uvažováno s 75 % maximálního výkonu a ve variantě C s 50 %.

Výpočet podle údajů uvedených v kap. 3.2.3 je opět proveden v programu CAIRO a výsledky jsou uvedeny v tab. 3.2-2.

Tab. 3.2-2 Navržené výměníky a jejich parametry

Číslo výměníku	Varianta	Teplá strana			Studená strana			Výkon	Navržený výměník
		$\dot{m}_H$ [kg/h]	$t_{Hin}$ [°C]	$t_{Hout}$ [°C]	$\dot{m}_C$ [kg/h]	$t_{Cin}$ [°C]	$t_{Cout}$ [°C]	$Q$ [kW]	
1	max	774	100	60	776	30	70	35,99	LA14-20
	A	464	95	55	489	30	68	21,56	LA14-20
	B	387	90	50	456	30	64	17,97	LA14-20
	C	310	85	45	413	30	60	14,38	LA14-20
2	max	558	160	70	926	30	85	59,06	LA14-30
	A	335	150	65	576	30	80	33,38	LA14-30
	B	279	140	60	438	30	75	22,87	LA14-20
	C	223	130	55	420	30	70	19,50	LA14-20
3	max	6500	150	115	999	30	85	63,83	LA22-30
	A	2500	145	110	423	30	80	24,55	LA22-10
	B	2000	140	105	376	30	75	19,64	LA22-6
	C	1500	135	100	317	30	70	14,73	LA22-6
4	max	7750	150	115	1192	30	85	76,10	LA22-40
	A	2925	145	110	495	30	80	28,72	LA22-10
	B	2375	140	105	446	30	75	23,32	LA22-10
	C	1825	135	100	386	30	70	17,92	LA22-6
5	max	210	195	85	432	30	85	27,55	LA14-6
	A	126	185	80	271	30	80	15,70	LA14-6
	B	105	175	75	238	30	75	12,41	LA14-6
	C	84	165	70	203	30	70	9,40	LA14-6
6	max	360	300	150	261	30	80	15,15	LA14-20
	A	216	285	140	168	30	75	8,79	LA14-10
	B	180	270	130	152	30	70	7,07	LA14-6
	C	144	255	120	134	30	65	5,45	LA14-6
7	max	1500	195	85	2828	30	90	196,76	LA14-30
	A	900	180	85	1459	30	90	101,48	LA14-30
	B	750	165	80	1180	30	85	75,25	LA14-20
	C	600	150	75	912	30	80	52,86	LA14-20
8	-	-	-	-	3137	30	85	200	-
9	A	603	135	80	5750	30	90	400	S OX
	B	603	135	80	4312	30	90	300	S OX
	C	603	135	80	2875	30	90	200	S OX

Bližší technické parametry jednotlivých navržených výměníků jsou uvedeny v katalogových listech výrobce. [5]

### 3.2.3 Celkové množství získaného odpadního tepla

Technologie ze kterých je získáváno odpadní teplo nebudou v provozu nepřetržitě a je proto nutné stanovit celkové množství získaného tepla na základě dat o předpokládané době provozu, které byly uvedeny v kapitole 2.3.2.

Stanovení celkového množství získaného tepla bude provedeno pro kalendářní měsíc.

Protože jsou vstupní hodnoty pro jednotlivé laboratoře rozdílné, bude výpočet proveden pro každou laboratoř odděleně a celkového množství získaného tepla je dáno součtem těchto dílčích výsledků. Výpočet tedy bude prováděn podle vztahu:

$$Q_c = \sum (c \cdot Q_{tech} \cdot n \cdot D)_i \text{ [kWh]} \quad (3.2-2)$$

$Q_c$	<i>celkového množství získaného tepla [kWh]</i>
$Q_{tech}$	<i>teplo získávané z technologií [kW]</i>
$c$	<i>součinitel současnosti provozu [-]</i>
$D$	<i>počet dnů v měsíci, kdy budou technologie v provozu [-]</i>
$n$	<i>doba provozu technologií za den [h]</i>

#### Teplo získané v Laboratoři energeticky náročného procesu

Hodnotu  $Q_{tech}$  určíme součtem tepla získaného z výměníků č.1 až č.6 (viz tab. 3.2-2), které jsou umístěny v této laboratoři. Dále nejsou přesně známé hodnoty součinitele současnosti provozu ani počet dnů v měsíci, kdy budou technologie v provozu, proto použijeme opět rozdělení do tři varianty, čímž dosáhneme pokrytí předpokládaného rozsahu hodnot. Konkrétní dosazované hodnoty pro jednotlivé varianty a výsledky po jejich dosazení do vztahu 3.2-2 tedy jsou:

Varianta A	Varianta B	Varianta C
$D = 15$	$D = 11$	$D = 7$
$c = 0,75$	$c = 0,7$	$c = 0,65$
$Q_{tech} = 132,7 \text{ kW}$	$Q_{tech} = 103,28 \text{ kW}$	$Q_{tech} = 81,38 \text{ kW}$
$n = 7,5$	$n = 7,5$	$n = 7,5$
<b><math>Q_{cA1} = 11\,197 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{cB1} = 5\,964 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{cC1} = 2\,777 \text{ kWh}</math></b>

#### Teplo získané v Laboratoři zpracování BRO

Protože je zde umístěn pouze jeden výměník, velikost  $Q_{tech}$  odpovídá příslušné hodnotě pro výměník č.7 v tab. 3.2-2. Protože je teplo získáváno pouze z jedné technologie, není uvažován součinitel současnosti provozu a předpokládaná doba provozu je opět ve třech variantách.

Varianta A	Varianta B	Varianta C
$D = 9$	$D = 6$	$D = 3$
$Q_{tech} = 101,48 \text{ kW}$	$Q_{tech} = 75,25 \text{ kW}$	$Q_{tech} = 52,86 \text{ kW}$
$n = 6,5$	$n = 6$	$n = 5,5$
<b><math>Q_{cA2} = 5\,937 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{cB2} = 2\,709 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{cC2} = 872 \text{ kWh}</math></b>

**Teplo získané v Laboratoři obnovitelných a alternativních zdrojů energie**

Také v této laboratoři bude pouze jeden zdroj tepla, kterým bude kotel na spalování biomasy. Hodnota  $Q_{\text{tech}}$  je dána výkonem kotle a doba provozu se bude pohybovat v rozmezí 5-8 dní v měsíci.

Varianta A	Varianta B	Varianta C
$D = 8$	$D = 6,5$	$D = 5$
$Q_{\text{tech}} = 200 \text{ kW}$	$Q_{\text{tech}} = 200 \text{ kW}$	$Q_{\text{tech}} = 200 \text{ kW}$
$n = 14$	$n = 12$	$n = 10$
<b><math>Q_{\text{cA3}} = 22\,400 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cB3}} = 15\,600 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cC3}} = 10\,000 \text{ kWh}</math></b>

**Teplo získané v Laboratoři tepelných oběhů**

Velikost  $Q_{\text{tech}}$  opět získáme z tab. 3.2-2, tentokrát pro výměník č.9 a předpokládaná doba provozu 5-11 dní je znovu rozdělena do jednotlivých variant.

Varianta A	Varianta B	Varianta C
$D = 11$	$D = 8$	$D = 5$
$Q_{\text{tech}} = 400 \text{ kW}$	$Q_{\text{tech}} = 300 \text{ kW}$	$Q_{\text{tech}} = 200 \text{ kW}$
$n = 6$	$n = 5,5$	$n = 5$
<b><math>Q_{\text{cA4}} = 26\,400 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cB4}} = 13\,200 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cC4}} = 5\,000 \text{ kWh}</math></b>

**Celkové získané teplo**

Jak již bylo uvedeno určíme ho podle vztahu 3.2-2 a jeho hodnoty pro jednotlivé varianty jsou:

Varianta A	Varianta B	Varianta C
<b><math>Q_{\text{cA}} = 65\,933 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cB}} = 37\,473 \text{ kWh}</math></b>	<b><math>Q_{\text{cC}} = 18\,649 \text{ kWh}</math></b>



### 3.3 Návrh vedení potrubím od výměníků k akumulční nádobě

#### 3.3.1 Z hlediska umístění v prostoru

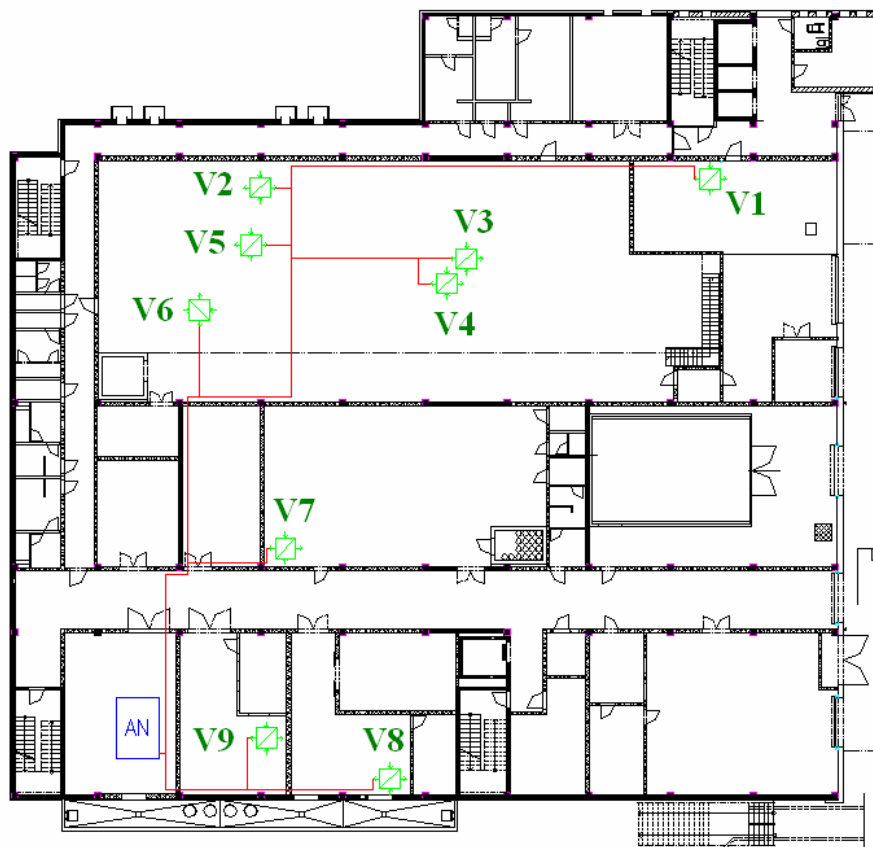
Protože některé laboratoře zasahují do dvou poschodí a jiné naopak pouze do jednoho, vedení potrubí pod stropem je poměrně komplikované. Další možností je vést potrubí při stěnách u podlahy. Oba tyto způsoby mají několik společných nevýhod. Zvětšují, příčinou velké rozlohy jednotlivých laboratoří, potřebnou délku potrubí. Další nevýhody jsou problematické vedení potrubí od technologií umístěných uprostřed laboratoří, prostorové nároky a horší estetický dojem.

Druhým způsobem je vedení potrubí v podlaze. Jsou tak odstraněny nevýhody předchozích řešení. Avšak při ukládání potrubí až po realizaci stavby bude nutné provést rekonstrukci podlahových ploch.

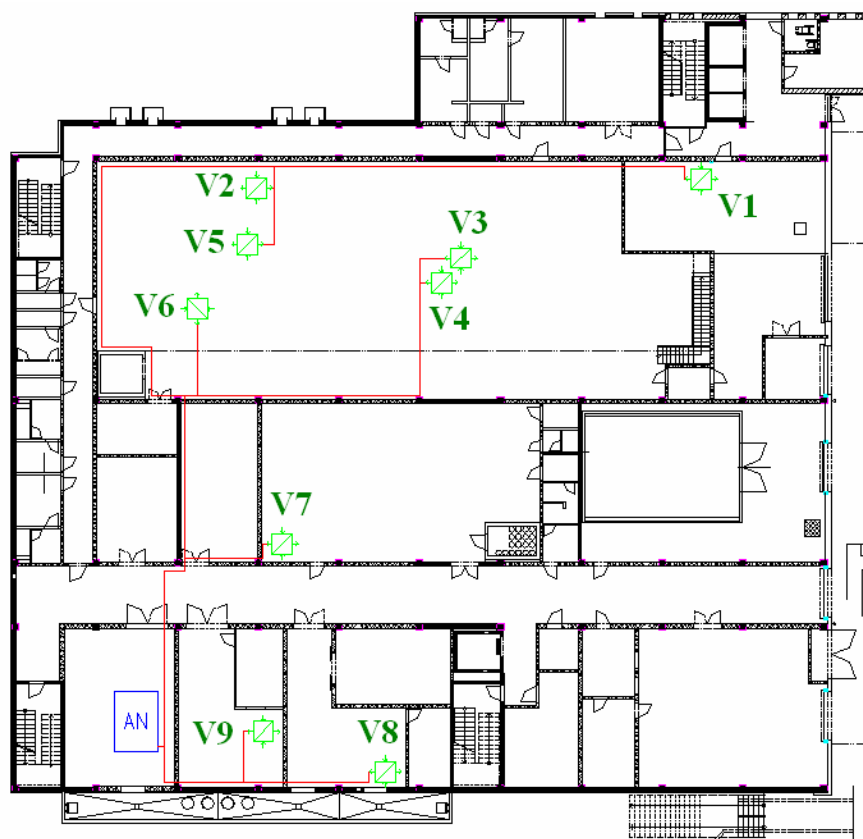
*Porovnání obou variant:*

Pro porovnání obou variant je důležité stanovit rozdíl v délce potrubí. Ten činí přibližně 20m. Lze tedy říct, že náklady na uložení potrubí do prostor podlahy budou výrazně vyšší, než jaká je úspora plynoucí z kratšího vedení potrubí a ani další výhody tohoto řešení nevyvažují nutnost rekonstrukce podlahových ploch.

Bude tedy využita varianta s vedením potrubí podél stěn.



Obr. 3.3-1 Schema vedení potrubí v podlaze (Pozn. V1 = výměník č.1 apod.)



Obr. 3.3-2 Schéma vedení potrubí u stěn (Pozn. V1 = výměník č.1 apod.)

### 3.3.2 Z hlediska samostatného, nebo společného vedení od jednotlivých výměníků

Spojením všech potrubí vedených od jednotlivých výměníků by došlo k určitému znehodnocení získaného tepla o vyšších teplotních hladinách. Ideální proto je oddělené vedení jednotlivých potrubí. V daném případě však jsou teplotní rozdíly malé. Lze očekávat, že jen výjimečně bude rozdíl teplot při míšení větší než  $\Delta t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , jak vyplývá z tabulky 3.2-2. Naopak oddělené vedení jednotlivých potrubí je značně nevýhodné z důvodu velké vzdálenosti mezi místy vzniku odpadního tepla a strojovnou a s tím spojené navýšení investičních nákladů.

Další značnou nevýhodou jsou prostorové nároky. Při odděleném vedení vody od jednotlivých výměníků, by se nacházelo někdy pět až šest potrubí v těsné blízkosti a jejich umístění v prostorách laboratoře by bylo značně komplikované až nemožné. Návrh tedy počítá s vedením jednoho potrubí, kterým bude vedena ohřátá voda od všech výměníků a druhého potrubí, kterým bude přiváděna studená voda.

### 3.3.3 Směšovací výpočet

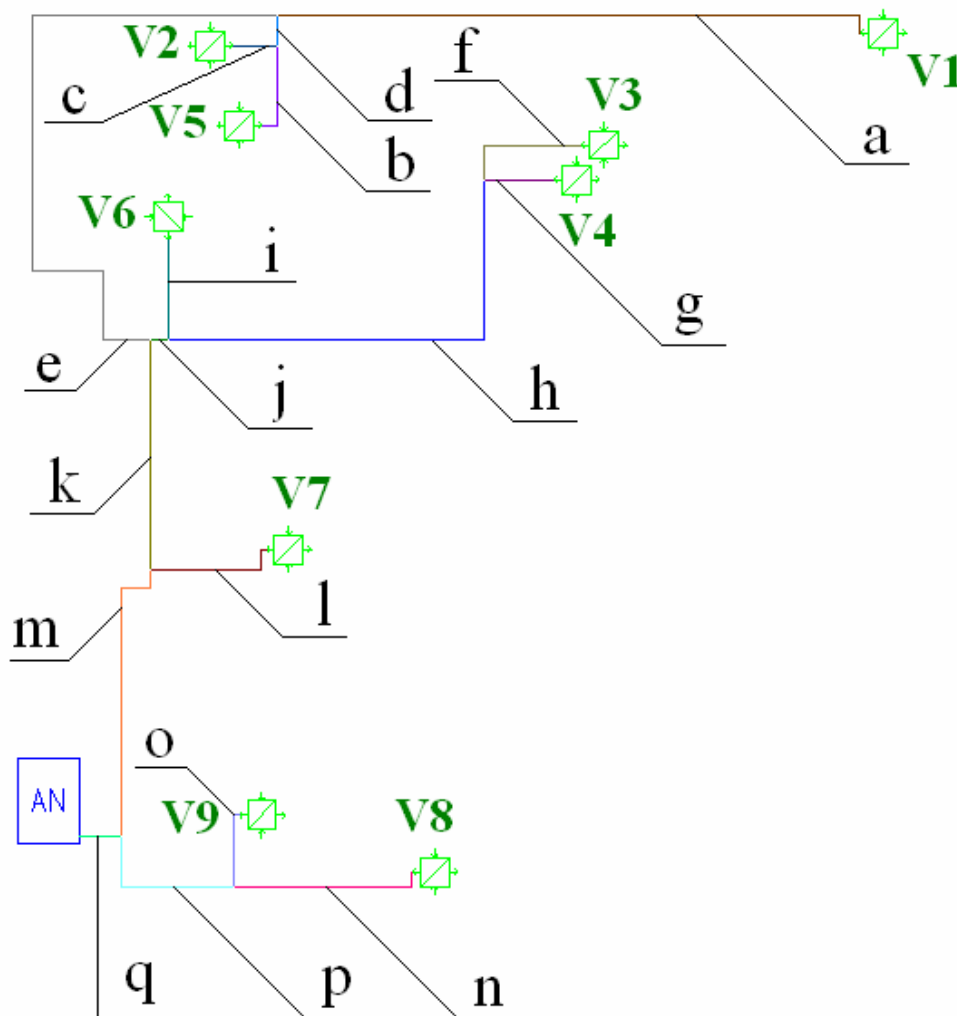
Protože bylo v předcházející kapitole navrženo společné potrubí pro všechny výměníky je třeba určit parametry vody po smísení. Toto bude provedeno pomocí směšovací rovnice:

$$\dot{m}_s \cdot t_s = \sum \dot{m}_i \cdot t_i \quad (3.3-1)$$

$\dot{m}_s, \dot{m}_i$  hmotnostní tok po smísení resp. v jednotlivých úsecích [kg/h]  
 $t_s, t_i$  teplota po smísení resp. v jednotlivých úsecích [°C]

Je možné do této rovnice dosadit všechny vstupní data najednou a získat tak výsledné hodnoty, ale pro lepší popsání situace bude výpočet prováděn postupně, tak aby odpovídal reálné situaci.

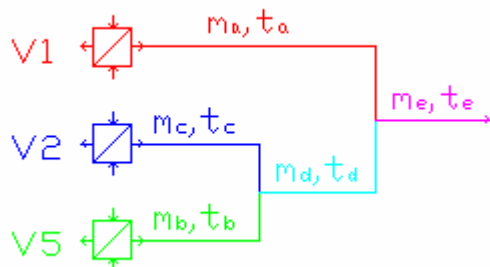
Pro potřeby výpočtu bude používáno označení jednotlivých úseků patrné ze schématu na obr. 3.3-3. Ve schématu je zakresleno pouze potrubí, kterým je vedena ohřátá voda od výměníků do kotlony. Úseky přívodního potrubí budou označovány odpovídajícím velkým písmenem.



Obr. 3.3-3 Označení jednotlivých úseků potrubí

### Výpočet jednotlivých úseků

Výpočet bude proveden pro všechny tři varianty dosazením příslušných vstupních parametrů (viz. pomocné schémata 3.3-4 až 3.3-7) do vztahu (3.3-1).



Obr. 3.3-4 Schéma pro výpočet 1

#### Varianta A

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_a = 489 \text{ kg/h} & t_a = 68 \text{ °C} \\ m_b = 271 \text{ kg/h} & t_b = 80 \text{ °C} \\ m_c = 576 \text{ kg/h} & t_c = 80 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_d = 847 \text{ kg/h} & t_d = 80 \text{ °C} \\ m_e = 1336 \text{ kg/h} & t_e = 75,6 \text{ °C} \end{array}$$

#### Varianta B

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_a = 456 \text{ kg/h} & t_a = 64 \text{ °C} \\ m_b = 238 \text{ kg/h} & t_b = 75 \text{ °C} \\ m_c = 438 \text{ kg/h} & t_c = 75 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_d = 676 \text{ kg/h} & t_d = 75 \text{ °C} \\ m_e = 1132 \text{ kg/h} & t_e = 70,6 \text{ °C} \end{array}$$

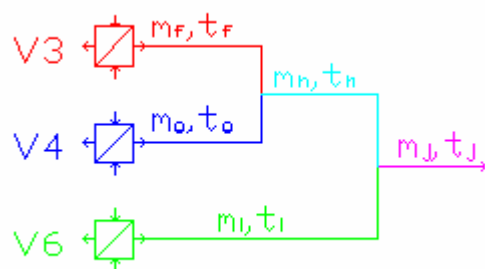
#### Varianta C

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_a = 413 \text{ kg/h} & t_a = 60 \text{ °C} \\ m_b = 203 \text{ kg/h} & t_b = 70 \text{ °C} \\ m_c = 420 \text{ kg/h} & t_c = 70 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_d = 623 \text{ kg/h} & t_d = 70 \text{ °C} \\ m_e = 1036 \text{ kg/h} & t_e = 66 \text{ °C} \end{array}$$



Obr. 3.3-5 Schéma pro výpočet 2

#### Varianta A

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_f = 423 \text{ kg/h} & t_f = 80 \text{ °C} \\ m_g = 495 \text{ kg/h} & t_g = 80 \text{ °C} \\ m_i = 168 \text{ kg/h} & t_i = 75 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_h = 918 \text{ kg/h} & t_h = 80 \text{ °C} \\ m_j = 1086 \text{ kg/h} & t_j = 79,2 \text{ °C} \end{array}$$

#### Varianta B

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_f = 376 \text{ kg/h} & t_f = 75 \text{ °C} \\ m_g = 446 \text{ kg/h} & t_g = 75 \text{ °C} \\ m_i = 152 \text{ kg/h} & t_i = 70 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_h = 822 \text{ kg/h} & t_h = 75 \text{ °C} \\ m_j = 974 \text{ kg/h} & t_j = 74,2 \text{ °C} \end{array}$$

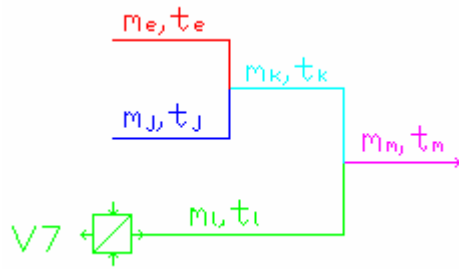
#### Varianta C

Známé parametry:

$$\begin{array}{ll} m_f = 317 \text{ kg/h} & t_f = 70 \text{ °C} \\ m_g = 386 \text{ kg/h} & t_g = 70 \text{ °C} \\ m_i = 134 \text{ kg/h} & t_i = 65 \text{ °C} \end{array}$$

Vypočtené parametry:

$$\begin{array}{ll} m_h = 703 \text{ kg/h} & t_h = 70 \text{ °C} \\ m_j = 837 \text{ kg/h} & t_j = 69,2 \text{ °C} \end{array}$$



Obr. 3.3-6 Schéma pro výpočet 3

**Variata A***Znamé parametry:*

$$\begin{aligned} m_e &= 1336 \text{ kg/h} & t_e &= 75,6 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_j &= 1086 \text{ kg/h} & t_j &= 79,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_l &= 1459 \text{ kg/h} & t_l &= 75 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

$$\begin{aligned} m_k &= 2422 \text{ kg/h} & t_k &= 77,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_m &= 3881 \text{ kg/h} & t_m &= 76,4 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

**Variata B***Znamé parametry:*

$$\begin{aligned} m_e &= 1132 \text{ kg/h} & t_e &= 75,6 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_j &= 974 \text{ kg/h} & t_j &= 74,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_l &= 1180 \text{ kg/h} & t_l &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

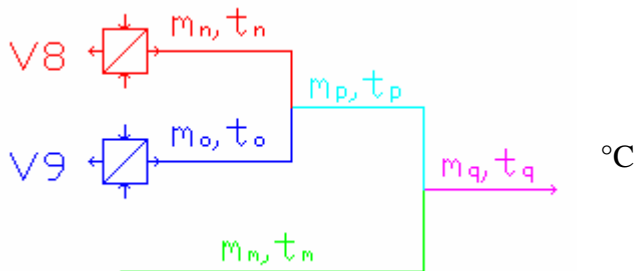
$$\begin{aligned} m_k &= 2106 \text{ kg/h} & t_k &= 72,3 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_m &= 3286 \text{ kg/h} & t_m &= 71,4 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

**Variata C***Znamé parametry:*

$$\begin{aligned} m_e &= 1036 \text{ kg/h} & t_e &= 66 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_j &= 837 \text{ kg/h} & t_j &= 69,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_l &= 912 \text{ kg/h} & t_l &= 65 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

$$\begin{aligned} m_k &= 1873 \text{ kg/h} & t_k &= 67,4 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_m &= 2785 \text{ kg/h} & t_m &= 66,6 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$



Obr. 3.3-7 Schéma pro výpočet 4

**Variata A***Znamé parametry:*

$$m_m = 3881 \text{ kg/h} \quad t_m = 76,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} m_n &= 3137 \text{ kg/h} & t_n &= 85 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_o &= 5750 \text{ kg/h} & t_o &= 90 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

$$\begin{aligned} m_p &= 8887 \text{ kg/h} & t_p &= 88,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_q &= 12768 \text{ kg/h} & t_q &= 84,6 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

**Variata B***Znamé parametry:*

$$\begin{aligned} m_m &= 3286 \text{ kg/h} & t_m &= 71,4 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_n &= 3137 \text{ kg/h} & t_n &= 85 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_o &= 4312 \text{ kg/h} & t_o &= 90 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

$$\begin{aligned} m_p &= 7449 \text{ kg/h} & t_p &= 87,9 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_q &= 10735 \text{ kg/h} & t_q &= 82,9 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

**Variata C***Znamé parametry:*

$$\begin{aligned} m_m &= 2785 \text{ kg/h} & t_m &= 66,6 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_n &= 3137 \text{ kg/h} & t_n &= 85 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_o &= 2875 \text{ kg/h} & t_o &= 90 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

*Vypočtené parametry:*

$$\begin{aligned} m_p &= 6012 \text{ kg/h} & t_p &= 87,4 \text{ }^\circ\text{C} \\ m_q &= 8797 \text{ kg/h} & t_q &= 80,8 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Výpočet předpokládá současnost provozu technologií rovnu jedné a to z důvodu využitelnosti výsledků pro návrh dimenzí potrubí. Přehled vypočtených i dříve známých parametrů je uveden v tabulce 3.3-1.

Tab. 3.3-1 Hmotnostní průtok a teplota vody v jednotlivých úsecích potrubí

Úsek	m [kg/h]			T [°C]		
	A	B	C	A	B	C
a	489	456	413	68	64	60
b	271	238	203	80	75	70
c	576	438	420	80	75	70
d	847	676	623	80	75	70
e	1 336	1 132	1 036	75,6	70,6	66
f	423	376	317	80	75	70
g	495	446	386	80	75	70
h	918	822	703	80	75	70
i	168	152	134	75	70	65
j	1 086	974	837	79,2	74,2	69,2
k	2 422	2 106	1 873	77,2	72,3	67,4
l	1 459	1 180	912	75	70	65
m	3 881	3 286	2 785	76,4	71,4	66,6
n	3 137	3 137	3 137	85	85	85
o	5 750	4 312	2 875	90	90	90
p	8 887	7 449	6 012	88,2	87,9	87,4
q	12 768	10 735	8 797	84,6	82,9	80,8

### 3.3.4 Návrh jednotlivých úseků potrubí

#### Volba materiálu potrubí

Protože pro různé materiály existují rozdílné rozměrové řady, je nutné před rozměrovým návrhem provést volbu materiálu.

V současné době nejpoužívanějším materiálem, pro trubkové rozvody vytápění, teplé vody apod., je měď. Mezi výhody mědi patří univerzálnost použití, mechanické a fyzikální vlastnosti, dlouhá životnost a možnost recyklace atd. Proto bude potrubí navrženo z mědi.

#### Rozměrový návrh jednotlivých úseků potrubí

Návrh průměrů potrubí bude vycházet z hodnot průtoků vody a z střední rychlosti proudění v potrubí. Pro měděné potrubí je udávána maximální střední rychlost proudění 2 m/s a v případě, že nemá být překročena požadovaná hladina zvuku 1,5 m/s. [6] Pro účely návrhu bude za maximální možnou rychlost považována hodnota 1,5 m/s.

Pro výpočet střední rychlosti proudění v potrubí bude použit vztah:

$$w_s = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} [m/s] \quad (3.3-2)$$

$\dot{m}$  hmotnostní průtok vody potrubím [kg/s]  
 $\rho$  hustota vody [kg/m<sup>3</sup>]  
 $S$  vnitřní průřez potrubí [m<sup>2</sup>]

Do vztahu 3.3-2 jsou za hmotnostní průtok vody dosazovány hodnoty odpovídající variantě A (viz. tab. 3.3-1), protože v této variantě je hmotnostní průtok vody nejvyšší a tedy i střední rychlost proudění bude nejvyšší. Dále je pro účely návrhového výpočtu uvažována současnost provozu technologií 1, aby byli zaručeny příznivé akustické poměry. Lze totiž předpokládat krátkodobé dosahování hodnot současností blížící se 1.

*Příklad návrhu průměru potrubí pro úsek a:*

Navržený průměr: DN 18x1

Kontrolní výpočet:

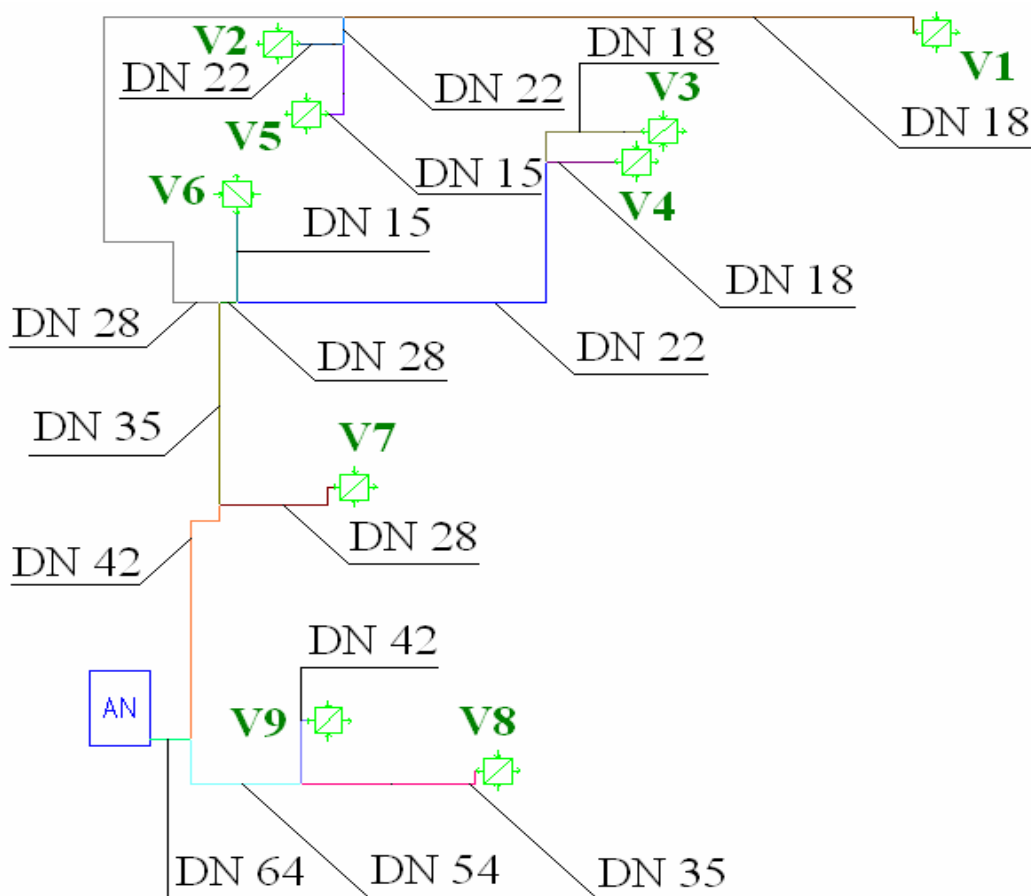
$$w_s = \frac{4 \cdot 0,1356}{979 \cdot \pi \cdot 0,016^2} = 0,69 \leq 1,5 [m/s] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Obdobným způsobem byly navrženy průměry i ve zbývajících úsecích a jejich souhrn včetně vypočtených středních rychlostí proudění je uveden v tab. 3.3-2.

*Tab. 3.3-2 Navržené průměry potrubí*

Označení úseku	Navržený průměr	Rychlost proudění
a	DN 18x1	0,69
b	DN 15x1	0,58
c	DN 22x1	0,52
d	DN 22x1	0,77
e	DN 28x1	0,72
f	DN 18x1	0,60
g	DN 18x1	0,70
h	DN 22x1	0,84
i	DN 15x1	0,36
j	DN 28x1	0,58
k	DN 35x1,5	0,86
l	DN 28x1	0,78
m	DN 42x1,5	0,93
n	DN 35x1,5	1,12
o	DN 42x1,5	1,39
p	DN 54x2	1,30
q	DN 64x2	1,29

Pro větší přehlednost byly navržené průměry zaznačeny také v obr. 3.3-8.



Obr. 3.3-8 Navržené průměry potrubí

### 3.3.5 Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty se skládají z tlakových ztrát při průtoku vody výměníky, místních tlakových ztrát (kolena, změna průměrů, armatury apod.) a tlakových ztrát třením.

Pro účely výpočtu bude použito označení jednotlivých úseků potrubí ve shodě s obr. 3.3-3. Data vstupující do výpočtu jsou použita z varianty A, protože v této variantě budou tlakové ztráty největší. Konkrétní hodnoty jsou patrné z předcházejících oddílů této kapitoly.



**Výpočet tlakových ztrát třením**

Výpočet tlakových ztrát třením v potrubí je prováděn podle vztahu:

$$\Delta p_{zT} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot l [Pa] \quad (3.3-3)$$

$p_{zT}$	<i>tlaková ztráta třením [Pa]</i>
$\lambda$	<i>součinitel tření [-]</i>
$d$	<i>vnitřní průměr potrubí [m]</i>
$\rho$	<i>hustota vody <math>\rho = \rho(t)</math> [kg/m<sup>3</sup>]</i>
$w$	<i>rychlost proudění kapaliny v potrubí [m/s]</i>
$l$	<i>délka potrubí [m]</i>

Výpočet součinitele tření  $\lambda$  se liší v závislosti na druhu proudění v potrubí. Rozhodující kritérium je Reynoldsovo číslo  $Re$ :

a) laminární proudění  $Re \leq 2320$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.3-4)[7]$$

b) přechodová oblast  $2320 < Re < 4000$

$$\lambda = \lambda_{2320} + \frac{\lambda_{4000} - \lambda_{2320}}{4000 - 2320} \cdot (Re - 2320) \quad (3.3-5)[7]$$

c) turbulentní proudění  $Re \geq 4000$

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 \cdot d} \right) \quad (3.3-6 - \text{Colebrookova rovnice})[7]$$

$k$  *absolutní hydraulická drsnost potrubí [m]*

**Příklad výpočtu tlakových ztrát třením pro úsek a:**

Nejdříve je třeba stanovit Reynoldsovo číslo ze vztahu:

$$R_e = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (3.3-7)$$

Pro kinematickou viskozitu platí v rozsahu 0 – 100 °C vztah:

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2} [\text{m}^2/\text{s}] \quad (3.3-8)$$

Dosazením příslušných hodnot do vztahů 3.3-7 a 3.3-8 pak dostáváme:

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot 68 + 0,000221 \cdot 68^2} = 4,15 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$R_e = \frac{0,69 \cdot 0,016}{4,14 \cdot 10^{-7}} = 26605$$

Protože platí  $R_e = 26605 \geq 4000$  použijeme pro další výpočet vztah 3.3-6.

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log\left(\frac{2,51}{26605 \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{0,0063}{3,72 \cdot 0,016}\right)$$

Z této rovnice lze použitím vhodné numerické metody s dostatečnou přesností vypočítat součinitel tření  $\lambda = 0,025142$

Pro dosazení do vztahu 3.3-3 zbývá již jen určit hustotu vody pro danou teplotu vody:

$$\begin{aligned} \rho &= 1000 - (t - 4) \cdot [0,097 + 0,0036 \cdot (t - 4)] [\text{kg}/\text{m}^3] \\ \rho &= 1000 - (68 - 4) \cdot [0,097 + 0,0036 \cdot (68 - 4)] = 979 [\text{kg}/\text{m}^3] \end{aligned} \quad (3.3-9)$$

A po finálním dosazení dostaneme hodnotu tlakové ztráty třením v úseku a:

$$\Delta p_{zT} = \frac{0,025142}{0,016} \cdot \frac{0,69^2}{2} \cdot 979 \cdot 28 = 10255 [\text{Pa}]$$

Analogickým způsobem provedeme výpočet i pro ostatní úseky a výsledky jsou shrnuty v tabulce 3.3-3

Tab. 3.3-3 Tlakové ztráty třením

Úsek	Vstupní veličiny					Výstupní veličiny
	d [m]	l [m]	w [m/s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Re [-]	$\Delta p_{ZT}$ [Pa]
a	16	28	0,69	979	26 605 > 4000	<b>10 255</b>
b	13	3	0,58	972	21 659 > 4000	<b>1 008</b>
c	20	1	0,52	972	29 923 > 4000	<b>162</b>
d	20	2	0,77	972	44 002 > 4000	<b>648</b>
e	26	31	0,72	975	50 116 > 4000	<b>6 483</b>
f	16	3	0,60	972	27 469 > 4000	<b>820</b>
g	16	2	0,70	972	32 144 > 4000	<b>726</b>
h	20	21	0,84	972	47 690 > 4000	<b>7 877</b>
i	13	8	0,36	975	12 494 > 4000	<b>1 198</b>
j	26	2	0,58	972	42 908 > 4000	<b>285</b>
k	32	11	0,86	974	75 553 > 4000	<b>2 463</b>
l	26	9	0,78	975	54 253 > 4000	<b>2 217</b>
m	39	15	0,93	974	98 193 > 4000	<b>3 033</b>
n	32	11	1,12	969	109 219 > 4000	<b>3 892</b>
o	39	7	1,39	965	175 780 > 4000	<b>2 842</b>
p	50	12	1,30	966	206 849 > 4000	<b>3 232</b>
q	60	4	1,29	969	235 784 > 4000	<b>868</b>

### Výpočet místních tlakových ztrát

Výpočet tlakových ztrát třením v potrubí je prováděn podle vztahu:

$$\Delta p_{ZM} = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho [Pa] \quad (3.3-10)$$

$p_{ZM}$                       *místní tlaková ztráta [Pa]*  
 $\lambda$                             *místní odpor [-]*

### Příklad výpočtu místních tlakových ztrát pro úsek q:

Pro dosazení do vztahu 3.3-10 je třeba stanovit součinitele místních odporů  $\xi$ . Toto provedeme odečtením z tabulek součinitelů místních ztrát viz. [8] , [9] pro příslušné prvky, které daný úsek obsahuje. Pro odečtení součinitelů místních odporů pro tzv. T – kusy je potřeba stanovit poměr příslušných průměrů potrubí a poměr hmotnostních průtoků. Ostatní veličiny potřebné pro výpočet jsou známy.

Úsek q obsahuje dva prvky a to vstup/výstup do/z akumulární nádoby a koleno. Z tabulek je možné pro tyto prvky odečíst hodnoty součinitele místních odporů  $\xi_1 = 1$  a  $\xi_2 = 0,5$ . Po dosazení do vztahu 3.3-10 dostaneme:

$$\Delta p_{ZM} = 2,5 \cdot \frac{1,29^2}{2} \cdot 969 = 2030 [Pa]$$

U ostatních úseků postupujeme analogicky. V případě, kdy nejsou v tabulkách uvedeny přesně potřebné hodnoty provádíme interpolaci dat. Vypočtené hodnoty místních tlakových ztrát včetně vstupních veličin do vztahu 3.3-10, jsou uvedeny v tabulce 3.3-4.

Tab. 3.3-4 Místní tlakové ztráty

Úsek	Prvek	Pomocné výpočty	Pomocné výpočty	$\xi$	$\Sigma \xi$	w [m/s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\Delta p_{ZM}$ [Pa]																																																																																																																																																																																																			
a	T – kus	$d_s/d_p = 0,62$	$m_s/m_p = 0,37$	11	15,5	0,69	979	3613																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	1,5					b	T – kus	$d_s/d_p = 0,65$	$m_s/m_p = 0,32$	12,6	18,6	0,58	972	3078	3x koleno	-	-	2	c	T – kus	$d_s/d_o = 1$	$m_s/m_o = 0,68$	3,1	6,1	0,52	972	814	2x koleno	-	-	1,5	d	T – kus	$d_s/d_o = 0,77$	$m_s/m_o = 0,63$	1,8	1,8	0,77	972	519					e	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,55$	1,7	5,7	0,72	975	1429	4x koleno	-	-	1	f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977	3x koleno	-	-	1,5	g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969
b	T – kus	$d_s/d_p = 0,65$	$m_s/m_p = 0,32$	12,6	18,6	0,58	972	3078																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	2					c	T – kus	$d_s/d_o = 1$	$m_s/m_o = 0,68$	3,1	6,1	0,52	972	814	2x koleno	-	-	1,5	d	T – kus	$d_s/d_o = 0,77$	$m_s/m_o = 0,63$	1,8	1,8	0,77	972	519					e	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,55$	1,7	5,7	0,72	975	1429	4x koleno	-	-	1	f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977	3x koleno	-	-	1,5	g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5								
c	T – kus	$d_s/d_o = 1$	$m_s/m_o = 0,68$	3,1	6,1	0,52	972	814																																																																																																																																																																																																			
	2x koleno	-	-	1,5					d	T – kus	$d_s/d_o = 0,77$	$m_s/m_o = 0,63$	1,8	1,8	0,77	972	519					e	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,55$	1,7	5,7	0,72	975	1429	4x koleno	-	-	1	f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977	3x koleno	-	-	1,5	g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																					
d	T – kus	$d_s/d_o = 0,77$	$m_s/m_o = 0,63$	1,8	1,8	0,77	972	519																																																																																																																																																																																																			
									e	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,55$	1,7	5,7	0,72	975	1429	4x koleno	-	-	1	f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977	3x koleno	-	-	1,5	g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																		
e	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,55$	1,7	5,7	0,72	975	1429																																																																																																																																																																																																			
	4x koleno	-	-	1					f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977	3x koleno	-	-	1,5	g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																															
f	T – kus	$d_s/d_p = 0,8$	$m_s/m_p = 0,46$	6,75	11,25	0,60	972	1977																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	1,5					g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636	3x koleno	-	-	1,5	h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																												
g	T – kus	$d_s/d_o = 0,8$	$m_s/m_o = 0,54$	2,3	6,8	0,70	972	1636																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	1,5					h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169	2x koleno	-	-	1,5	i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																									
h	T – kus	$d_s/d_p = 0,77$	$m_s/m_p = 0,85$	0,45	3,45	0,84	972	1169																																																																																																																																																																																																			
	2x koleno	-	-	1,5					i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593	3x koleno	-	-	1,5	j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																						
i	T – kus	$d_s/d_o = 0,5$	$m_s/m_o = 0,15$	4,85	9,35	0,36	975	593																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	1,5					j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382	k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970	l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391	4x koleno	-	-	1,5	m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																			
j	T – kus	$d_s/d_o = 0,81$	$m_s/m_o = 0,45$	2,3	2,3	0,58	972	382																																																																																																																																																																																																			
k	T – kus	$d_s/d_p = 0,82$	$m_s/m_p = 0,62$	2,7	2,7	0,86	974	970																																																																																																																																																																																																			
l	T – kus	$d_s/d_o = 0,67$	$m_s/m_o = 0,4$	2	8	0,78	975	2391																																																																																																																																																																																																			
	4x koleno	-	-	1,5					m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052	5x koleno	-	-	1	n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																		
m	T – kus	$d_s/d_o = 0,65$	$m_s/m_o = 0,3$	2,3	7,3	0,93	974	3052																																																																																																																																																																																																			
	5x koleno	-	-	1					n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545	3x koleno	-	-	1	o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																															
n	T – kus	$d_s/d_p = 0,64$	$m_s/m_p = 0,35$	11,1	14,1	1,12	969	8545																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	1					o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418	4x koleno	-	-	1	p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																																												
o	T – kus	$d_s/d_o = 0,78$	$m_s/m_o = 0,65$	1,85	5,85	1,39	965	5418																																																																																																																																																																																																			
	4x koleno	-	-	1					p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208	3x koleno	-	-	0,5	q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																																																									
p	T – kus	$d_s/d_o = 0,83$	$m_s/m_o = 0,7$	1,2	2,7	1,30	966	2208																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	0,5					q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																																																																						
q	Napojení na AN	-	-	1	2,5	1,29	969	2030																																																																																																																																																																																																			
	3x koleno	-	-	0,5																																																																																																																																																																																																							

### Tlakové ztráty ve výměnících

Tlakové ztráty ve výměnících byly vypočteny již při návrhu výměníků pomocí programu CAIRO. V tabulce 3.3-5 je uveden jejich souhrn pro jednotlivé výměníky.

Tab. 3.3-5 Tlakové ztráty ve výměnících

Označení výměníku	Tlaková ztráta $\Delta p_{ZV}$ [Pa]
1	1 715
2	487
3	21 741
4	11 475
5	1 238
6	1 774
7	3 371
8	9 170
9	872

### 3.3.6 Návrh oběhového čerpadla

Pro zajištění cirkulace vody v potrubní síti je třeba navrhnout vhodné oběhové čerpadlo. Protože nedochází k překonávání výrazných výškových rozdílů, bude návrh vycházet především z tlakových ztrát. Je tedy nutné stanovit, který okruh potrubní sítě má největší tlakovou ztrátu.

Budeme postupovat podle vztahu 3.3-11, který vyjadřuje součet tlakových ztrát příslušných úseků k danému okruhu. Tlakové ztráty jednotlivých úseků byly spočteny v předcházející kapitole.

$$\Delta p_{ZCi} = \Sigma \Delta p_{ZTi} + \Sigma \Delta p_{ZMi} + \Delta p_{ZVi} \text{ [Pa]} \quad (3.3-11)$$

Při dosazení konkrétních hodnot pro např. okruh obsahující výměník č.1 dostaneme:

$$\begin{aligned} \Delta p_{ZC1} &= 2 \cdot \Delta p_{ZTq} + 2 \cdot \Delta p_{ZTm} + 2 \cdot \Delta p_{ZTk} + 2 \cdot \Delta p_{ZTe} + 2 \cdot \Delta p_{ZTa} + 2 \cdot \Delta p_{ZMq} + 2 \cdot \Delta p_{ZMm} + 2 \cdot \Delta p_{ZMk} + \\ &+ 2 \cdot \Delta p_{ZMe} + 2 \cdot \Delta p_{ZMa} + \Delta p_{ZV1} \\ \Delta p_{ZC1} &= 2 \cdot 868 + 2 \cdot 3033 + 2 \cdot 2463 + 2 \cdot 6483 + 2 \cdot 10255 + 2 \cdot 2030 + 2 \cdot 3052 + 2 \cdot 970 + 2 \cdot 1429 + \\ &+ 2 \cdot 3613 + 1715 \end{aligned}$$

$$\Delta p_{ZC1} = 70107 \text{ Pa}$$

Tab. 3.3-6 Celkové tlakové ztráty v jednotlivých větvích

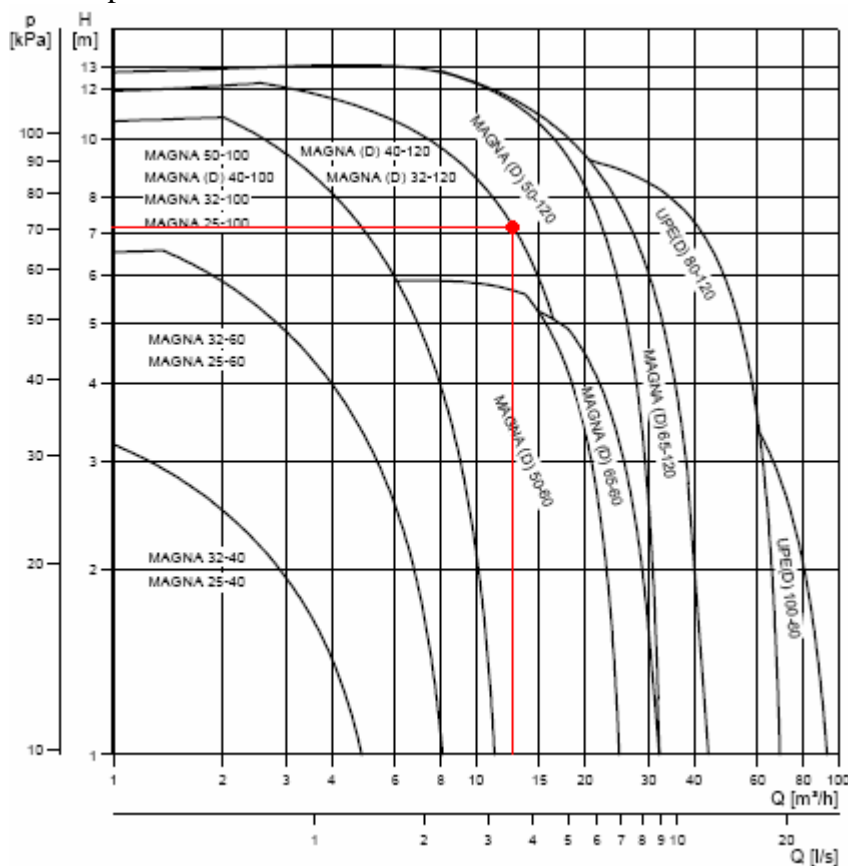
Okruh obsahující výměník č.	Tlaková ztráta $\Delta p_{ZC}$ [Pa]
1	70 107
2	45 429
3	52 399
4	71 594
5	60 458
6	31 521
7	30 551
8	50 721
9	34 070

Z tabulky 3.3-6 je patrné, že největší tlakovou ztrátu má okruh obsahující výměník č. 4 a to  $\Delta p_{ZC} = 71\,594 \text{ Pa}$ . Návrh oběhového čerpadla bude tedy vycházet z této hodnoty. Druhý základní parametr pro volbu čerpadla je požadovaný maximální průtok, který je přibližně  $13 \text{ m}^3/\text{h}$ . Zároveň musí umožňovat co nejlepší regulaci a splňovat další podmínky např. nízká energetická náročnost, nízká hlučnost apod.

Vhodným řešením pro tyto požadavky je produktová řada čerpadel MAGNA, která jsou navržena k zajišťování cirkulace kapalin v otopných a teplovodních soustavách s proměnným průtokem. Řada obsahuje čerpadla do max. průtoku  $38 \text{ m}^3/\text{h}$  a max. tlakového rozdílu 13m. Čerpadla patří do energetické třídy „A“ a díky autoregulační funkci Autoadapt umožňují další snížení provozních nákladů, ale také další široké možnosti regulace viz. Technický katalog Grunfos.[10] Splňuje tedy všechny požadavky pro použití v dané aplikaci.

## Volba konkrétního typu čerpadla

Volba konkrétního typu čerpadla z produktové řady byla provedena na základě požadovaného průtoku a tlakového rozdílu viz. obr. 3.3-9



Obr. 3.3-9 Výkonový rozsah čerpadel MAGNA[10]

Pracovní bod leží na rozmezí dvou typů čerpadel, protože však bylo počítáno s variantou předpokládající největší průtoky a tlaková ztráty bude dostačující méně výkonné čerpadlo. Je tedy zvoleno čerpadlo s typovým označením MAGNA (D) 40-120.

### 3.3.7 Zajištění požadovaného průtoku jednotlivými výměníky

Pro zabezpečení správné funkce výměníků a celého systému je nutné alespoň přibližně dodržet průtoky, pro které byly výměníky navrženy. Při drobných odchylkách dojde ke změně parametrů (např. teploty) vody. Při výrazných odchylkách může dojít k poškození výměníků.

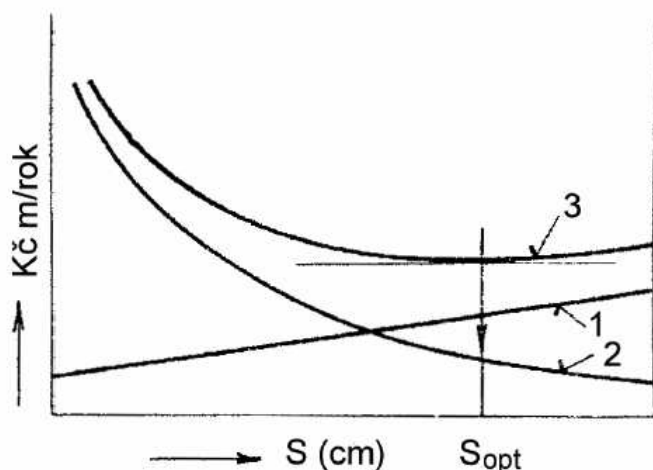
Vzhledem ke složitosti okruhu je tedy nutné, pro dodržení navržených průtoků, umístit do potrubní sítě regulační armatury.

Regulační armatury budou umístěny na začátku všech úseků na které bezprostředně navazuje výměník tepla.

### 3.3.8 Tepelná izolace potrubí

Pro maximální využití získávaného odpadního tepla je třeba minimalizovat tepelné ztráty v potrubní síti a tedy navrhnout tepelnou izolaci potrubí. Správný návrh tepelné izolace musí obsahovat optimalizační výpočet tloušťky izolace, který stanoví nejvýhodnější poměr investičních nákladů a tepelných ztrát.

Optimální tloušťku izolace lze řešit graficky viz obr 3.3-10, kde se hledá minimální hodnota křivky 3, která představuje celkové náklady tj. součet nákladů na tepelnou izolaci (křivka 1) a nákladů na tepelné ztráty (křivka 2).



Legenda: 1 - náklady na tepelnou izolaci; 2 - náklady na tepelné ztráty; 3 - celkové náklady

Obr. 3.3-10 Optimalizace tloušťky tepelné izolace[11]

Pro praktický návrh se používají vhodné výpočtové programy, princip optimalizačního výpočtu však zůstává stejný. Pro návrh byl použit výpočtový formulář na stránkách tzb-info.cz[12], viz obr. 3.3-11 (výpočet pro úsek a).

#### Optimalizační výpočet - ekonomická tloušťka tepelné izolace

Materiál potrubí	Měď
Rozměry trubky	18x1
Vnější rozměr potrubí $d_e$	18 mm
Součinitel tepelné vodivosti izolace $\lambda_{iz}$	0.04 W/m.K
Cena izolace $C_{iz}$	21462 Kč/m <sup>3</sup>
Maximální teplota teplotnosné látky v potrubí $t_p$	64 °C
Teplota okolního prostředí $t_e$	18 °C
Cena tepla $C_T$	606 Kč/GJ
Počet plných provozních hodin $b$	800 h/rok
Odpisy, úroky $z$	15 %
<b>Ekonomická tloušťka tepelné izolace</b>	<b>18.9 mm</b>

Autor: Ing. Zdeněk Reinberk

Obr. 3.3-11 Výpočtový formulář s hodnotami pro úsek a

Jako vstupní hodnoty byly použity hodnoty z předcházejících kapitol, počet provozních hodin je volen s ohledem na předpokládanou dobu provozu jednotlivých technologií na 800 h/rok a cena tepla byla použita dle Teplárny Brno pro rok 2011 tj. 605,55Kč/GJ. [13]

Byla zvolena polyethylenová izolace s obchodním názvem IZOLACE EUROBATEX TUBI s součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda = 0,04$  W/mK a cena byla zadávána podle údajů prodejce. [14] Souhrn vstupních a vypočtených hodnot je uveden v tabulce 3.3-7.

Tab. 3.3-7 Optimální tloušťka izolace

Úsek	Vstupní veličiny			Vypočtené veličiny
	Rozměr potrubí	Teplota vody [°C]	Teplota okolí [°C]	Optimální tloušťka izolace [mm]
a	DN 18	64	18	18,9
b	DN 15	75	18	19,8
c	DN 22	75	18	21,5
d	DN 22	75	18	21,5
e	DN 28	70,6	18	21,9
f	DN 18	75	18	20,6
g	DN 18	75	18	20,6
h	DN 22	75	18	21,5
i	DN 15	70	18	19,1
j	DN 28	74,2	18	22,5
k	DN 35	72,3	18	23,2
l	DN 28	70	18	21,8
m	DN 42	71,4	18	23,8
n	DN 35	85	20	24,9
o	DN 42	90	20	26,6
p	DN 54	87,9	20	27,6
q	DN 64	82,9	18	27,9

S ohledem na vypočtenou optimální tloušťku izolace je třeba zvolit nejbližší tloušťky izolace z produktové řady. Konkrétní navržené izolace včetně množství a ceny jsou uvedeny v tabulce 3.3-8.

Tab. 3.3-8 Navržené izolace

Navržená izolace	Úseky kde bude izolace použita	Počet [ks]	Cena [Kč/ks]	Celková cena [Kč]
EUROBATEX TUBI 19/015	b + i	6	83,04	498
EUROBATEX TUBI 19/018	a + f + g	17	94,80	1 612
EUROBATEX TUBI 19/022	c + d + h	12	101,52	1 218
EUROBATEX TUBI 25/028	e + j + l	21	264,72	5 559
EUROBATEX TUBI 25/035	k + n	11	325,44	3 580
EUROBATEX TUBI 25/042	m + o	11	368,16	4 050
EUROBATEX TUBI 25/054	p	6	469,20	2 815
EUROBATEX TUBI 25/064	q	2	526,32	1 053
				Σ 20 385



### 3.3.8 Výpočet tepelných ztrát v potrubí

Zaizolováním potrubí se tepelné ztráty výrazně sníží, ale přesto nejsou nulové a je proto vhodné znát jejich velikost. Pro výpočet tepelných ztrát v potrubí platí vztah:

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{D_1}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{D_2}{d_2} + \frac{1}{\pi \cdot D_2 \cdot \alpha_2}} \quad [\text{W/m}] \quad (3.3-12)$$

$\Delta t$	rozdíel teplot vody v potrubí a okolního vzduchu [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$d_1$	vnitřní průměr potrubí [m]
$D_1 = d_2$	vnější průměr potrubí = vnitřní průměr izolace [m]
$D_2$	vnější průměr izolace [m]
$\alpha_1$	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
$\alpha_2$	součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky (izolace) [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
$\lambda_1$	součinitel tepelné vodivosti potrubí [ $\text{W/mK}$ ]
$\lambda_2$	součinitel tepelné vodivosti izolace [ $\text{W/mK}$ ]

Pro účely výpočtu tepelných ztrát v potrubí je možné zanedbat členy představující tepelný odpor při přestupu tepla z proudu vody na vnitřní stranu trubky a také odpor vedením tepla skrze stěnu trubky. Při volném obtékání potrubí vzduchem o rychlosti menší než 1 m/s je pak možné uvažovat  $\alpha_2 = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ . [15]

Po dosazení hodnot pro úsek a platí:

$$q = \frac{46}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,04} \cdot \ln \frac{0,056}{0,018} + \frac{1}{\pi \cdot 0,056 \cdot 10}} = 9,05 \text{ W/m}$$

Je možné vyjádřit i tepelnou ztrátu, pokud by potrubí nebylo zaizolováno:

$$q = \frac{46}{\frac{1}{\pi \cdot 0,018 \cdot 10}} = 26 \text{ W/m}$$

Analogickým výpočtem dostaneme tepelné ztráty i pro další úseky a jejich vynásobením příslušnou délkou potrubí a součtem pak dostaneme celkovou tepelnou ztrátu viz. tabulka 3.3-9. Pro porovnání je vypočtena i tepelná ztráta neizolovaného potrubí.

Tab. 3.3-9 Tepelná ztráta potrubí

Úsek	Měrná tepelná ztráta [W/m]		Celková tepelná ztráta [W]	
	Izolovaného potrubí	Neizolovaného potrubí	Izolovanéh o potrubí	Neizolovaného potrubí
a	9,05	26	253,4	728
b	10,4	29,6	31,3	80,6
c	13	39,4	13	39,4
d	13	39,4	26	78,8
e	12	46,3	371,5	1434,3
f	11,5	32,2	34,6	96,7
g	11,5	32,2	23,1	64,4
h	13	39,4	272	827,3
i	9,4	24,5	75,6	196
j	12,9	49,4	27,5	98,9
k	14,2	59,7	156,7	656,7
l	11,8	45,7	106,5	411,7
m	15,8	70,5	236,3	1056,9
n	17,4	71,5	190,9	786,2
o	21,2	92,4	148,3	646,5
p	24,4	115,2	292,6	1382,2
q	26,2	130,5	104,7	521,9
			Σ 2 364	Σ 9 107

Jednoduchým porovnáním zjistíme, že zaizolované potrubí má tepelnou ztrátu na úrovni přibližně 25 % tepelných ztrát neizolovaného potrubí.

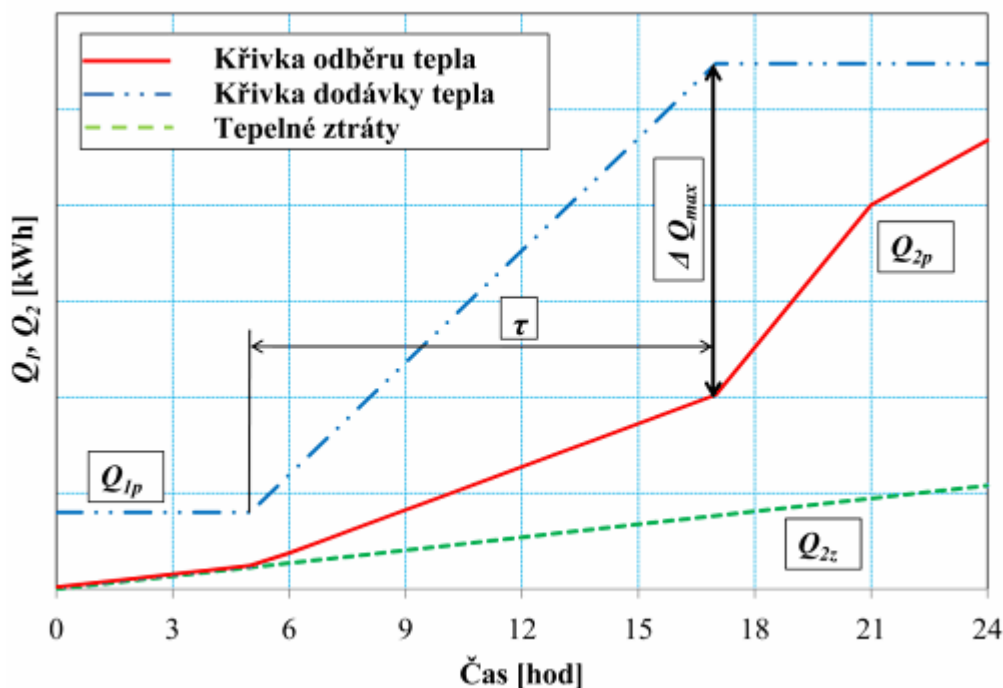
### 3.4 Návrh akumulční nádoby

Návrh akumulční nádoby bude vycházet z průběhů křivek dodávky a odběru tepla. Metodika tohoto návrhu je popsána v ČSN 06 0320. [16] Objem akumulční nádoby se stanovuje ze vztahu:

$$V_z = \frac{\Delta Q_{\max}}{c \cdot (\theta_2 - \theta_1)} [\text{m}^3] \quad (3.4-1)$$

$\Delta Q_{\max}$	největší rozdíl mezi dodávkou a odběrem tepla [kWh]
$V_z$	objem akumulční nádoby [ $\text{m}^3$ ]
$c$	měrná tepelná kapacita vody [ $\text{kWh}/\text{m}^3\text{K}$ ]
$\theta_1$	teplota studené vody [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\theta_2$	teplota teplé vody [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Pro stanovení největšího rozdílu mezi dodávkou a odběrem tepla  $\Delta Q_{\max}$  je třeba sestavit křivku dodávky tepla a křivku odběru tepla pro zvolený časový interval. Po zakreslení těchto křivek do společného grafu je možné určit  $\Delta Q_{\max}$  viz obr. 3.4-1.



Obr. 3.4-1 Návrh akumulční nádoby [17]

Křivka dodávky tepla zde představuje získávané odpadní teplo a křivka odběru tepla spotřebu teplé vody.

### 3.4.1 Stanovení křivky odběru tepla pro ohřev teplé vody

Křivku odběru tepla definuje norma ČSN 06 0320 takto: „Křivka odběru tepla je závislost odběru tepla z ohříváče na čase během periody“. [16] Její stanovení je možné na základě měření, což je nejpřesnější metoda, nebo na základě časového rozboru spotřeby tepla. Protože měření odběru tepla je komplikované a praxi se využívá výjimečně, bude křivka stanovena na základě časového rozboru spotřeby.

Známe celkovou roční teoretickou spotřebu tepla pro ohřev teplé vody, která je 137 GJ viz. kapitola 2.1. Pro účely stanovení křivky odběru tepla budeme uvažovat průměrnou denní spotřebu vypočtenou pro 250 pracovní dní v roce. Celková teoretická denní spotřeba tepla tedy bude:

$$Q_{2t} = \frac{Q_{Rt}}{250} [\text{GJ}][\text{kWh}] \quad (3.4-2)$$

$Q_{2t}$             *teoretická spotřeba tepla během periody [GJ]*  
 $Q_{Rt}$             *roční teoretická spotřeba tepla [GJ]*

$$Q_{2t} = \frac{137}{250} = 0,548 \text{GJ} = 152,2 \text{kWh}$$

Teoretickou spotřebu tepla je nutné navýšit o ztráty v rozvodech tepla, akumulární nádobě a případně další ztráty.

$$Q_{2P} = Q_{2t} + Q_{2t} \cdot z [\text{kWh}] \quad (3.4-3)$$

$Q_{2P}$             *spotřeba tepla během periody [kW]*  
 $Q_{2t}$             *teoretická spotřeba tepla během periody [kWh]*  
 $z$                 *součinitel poměrné ztráty [-]*

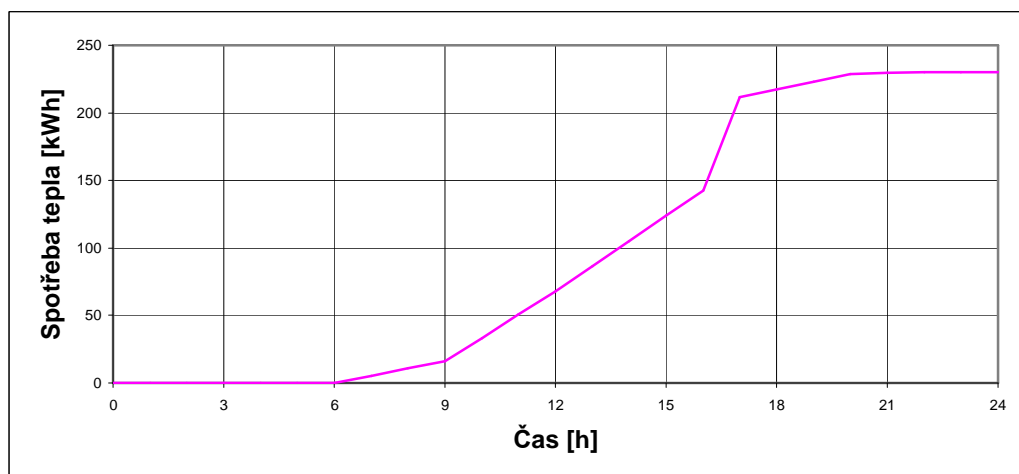
Součinitel poměrné ztráty závisí na kvalitě tepelné izolace ohříváče, potrubních rozvodů TV a cirkulaci. Pro nová a kompletně rekonstruovaná zařízení ohřevu TV se doporučuje maximální hodnota  $z = 0,5$  [18]. Protože se jedná o rozsáhlý objekt budeme pro náš případ uvažovat hodnotu  $z = 0,5$ . Dosazením do vztahu 3.4-3 dostaneme:

$$Q_{2P} = 152,2 + 152,2 \cdot 0,5 = 228,3 \text{kWh}$$

Vhledem k povaze využití budovy lze předpokládat poměrně rovnoměrnou spotřebu teplé vody v časovém období 7 – 19 hodin. S výjimkou doby ve kterou bude prováděn úklid. Konkrétní rozložení spotřeby teplé vody je uvažováno takto:

- |                 |                                  |
|-----------------|----------------------------------|
| ▪ 6 – 9 hodin   | 7 % denní spotřeby teplé vody    |
| ▪ 9 – 12 hodin  | 22,5 % denní spotřeby teplé vody |
| ▪ 12 – 16 hodin | 32,5 % denní spotřeby teplé vody |
| ▪ 16 – 17 hodin | 30 % denní spotřeby teplé vody   |
| ▪ 17 – 20 hodin | 7,5 % denní spotřeby teplé vody  |
| ▪ 20 – 22 hodin | 0,5 % denní spotřeby teplé vody  |

Nyní je již možné sestavit křivku odběru tepla viz. obr. 3.4-2.

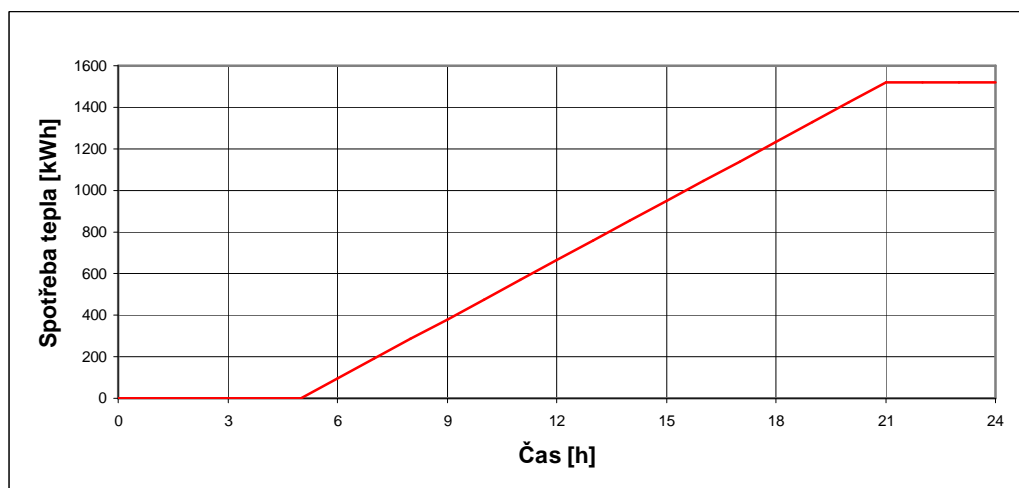


Obr. 3.4-2 Křivka odběru tepla pro ohřev TV

### 3.4.2 Stanovení křivky odběru tepla pro vytápění

Křivka odběru tepla se v průběhu otopného období velmi výrazně mění. V období nejvyšší spotřeby bude spotřeba tepla převyšovat množství získávaného odpadního tepla a naopak na začátku a konci otopného období bude množství získávaného odpadního tepla převyšovat spotřebu. Ani jeden případ není vhodný pro stanovení objemu akumulční nádoby.

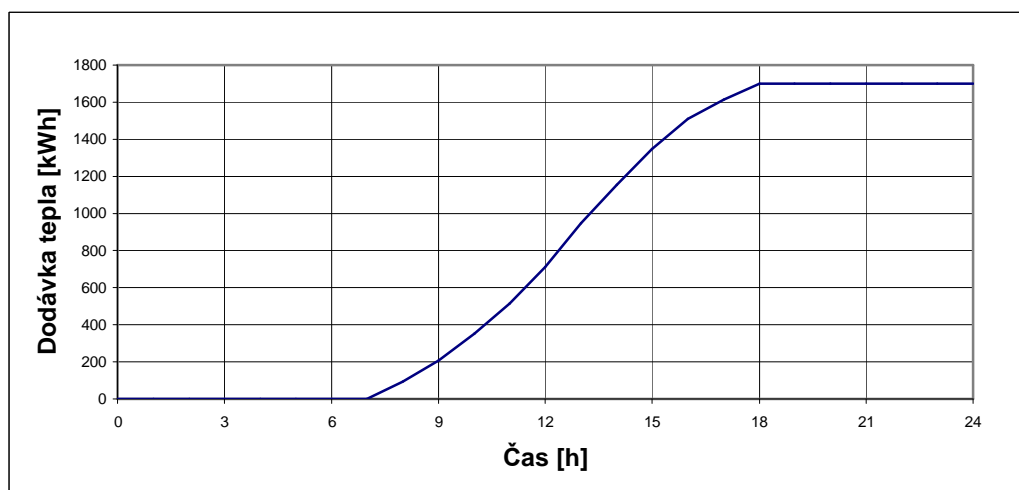
Proto byl zvolen průběh křivky odběru tak, aby vhodně simuloval podmínky v měsících, kdy bude akumulční nádoba maximálně využita. Rovnoměrné plné vytápění je uvažováno v časovém rozmezí 6 – 22 hodin a ve zbylém období bude vytápění přerušeno viz. obr. 3.4-3.



Obr. 3.4-3 Křivka odběru tepla pro vytápění

### 3.4.3 Stanovení křivky dodávky tepla

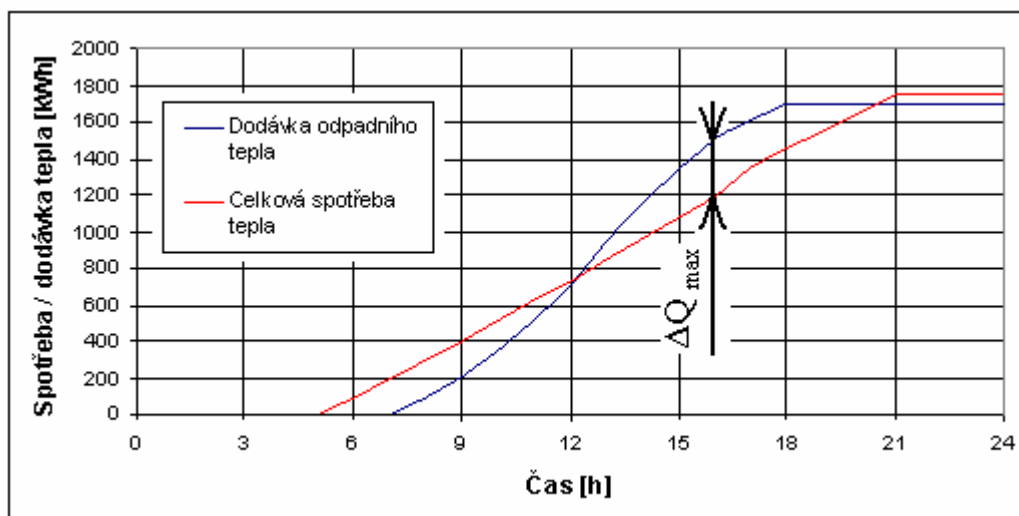
Křivku dodávky tepla definuje norma ČSN 06 0320 takto: „Křivka dodávky tepla je závislost dodávky tepla do ohřívače na čase během periody“.[16] Zdroj tepla představuje získávané odpadní teplo a pro konstrukci křivky dodávky tepla využijeme údaje vypočtené v kapitole 3.2.3. Skutečný průběh dodávek tepla bude nerovnoměrný a časově proměnlivý. Jeden z vhodných průběhů pro stanovení objemu akumulční nádoby je na obr. 3.4-4. Průběh křivky odpovídá hodnotám vypočtených pro variantu B.



Obr. 3.4-4 Křivky dodávky tepla

### 3.4.4 Stanovení objemu akumulční nádoby

Porovnání průběhů křivky dodávky odpadního tepla a křivky celkové spotřeby tepla, která je dána součtem spotřeby tepla pro vytápění a ohřev TV, je na obr. 3.4-5. V období, kdy je spotřeba vyšší než dodávka odpadního tepla bude rozdíl kompenzován z výměňkové stanice. Do porovnání nebyly zahrnuty tepelné ztráty, protože jejich vliv je zanedbatelný.



Obr. 3.4-5 Stanovení největšího rozdílu mezi dodávkou a odběrem tepla  $\Delta Q_{max}$

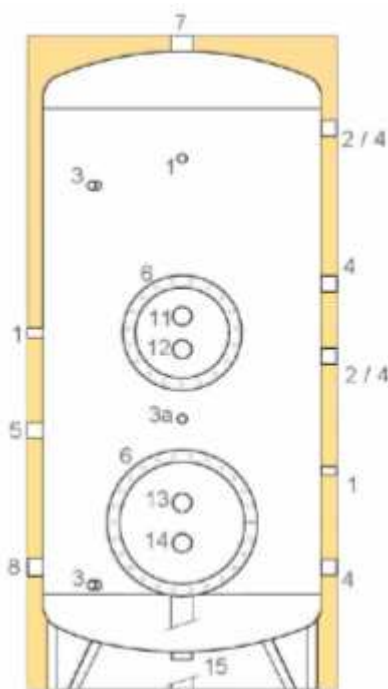
Z velikosti největšího rozdílu mezi dodávkou a odběrem tepla zaznačené na obr. 3.4-5, která je  $\Delta Q_{max} = 322$  kWh, lze dosazením do vztahu 3.4-1 vypočíst požadovaný objem akumulční nádoby.

$$V_z = \frac{322}{1,163 \cdot 45} = 6,15 \text{ m}^3$$

### 3.4.5 Výběr konkrétní akumulční nádoby

V porovnání s vypočteným objemem  $6,15 \text{ m}^3$  byla zvolena akumulční nádoba s menším objemem  $5\,000 \text{ l}$  a to konkrétně typ TXC – BSKA 5000 s dvěma vnitřními výměníky. Další technické parametry viz. katalogový list. [19] Z obr. 3.4-6 jsou patrné možnosti připojení akumulční nádoby, které zcela vyhovují požadavkům pro danou aplikaci.

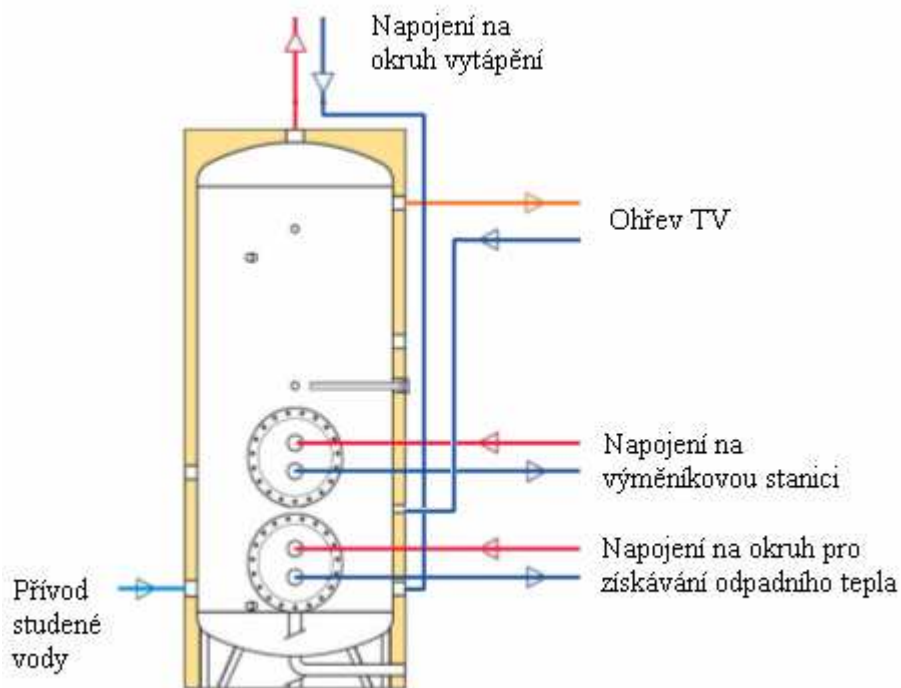
Menší objem akumulční nádoby byl zvolen, protože bude použit oddělený zásobník TV, který představuje další možnost akumulace tepla. A také z prostorových důvodů. Další nevýhodou větší akumulční nádoby je, že v období větší spotřeby tepla pro vytápění a v letních měsících by byla silně předimenzována.



Obr. 3.4-6 Navržená akumulční nádoba + popis připojení Legenda: 1 – Hrdlo pro jímku na teploměr, 2 – Magnesitová anoda, 3 – Hrdlo pro el. anodu, 4 – Pomocné hrdlo, 5 – Vstup cirkulace, 6 – Kontrolní otvor, 7 – Výstup vody, 8 – Vstup vody, 11 – Vstup horního výměníku, 12 – Výstup horního výměníku, 13 – Vstup dolního výměníku, 14 – Výstup dolního výměníku, 15 - Odkalení [19]

### 3.4.5 Schéma zapojení akumulční nádoby

Akumulční nádoba je původně určena pro zapojení do okruhu s solárním ohřevem vody, kde spodní výměník je napojen na solární ohřev a dohřev vody je prováděn v horním výměníku. Tato konfigurace lze ideálně využít pro obdobné zapojení i našem případě. Spodní výměník bude napojen na okruh se získáváním odpadního tepla a horní výměník bude provádět dohřev vody pomocí tepla z výměňkové stanice. Dále budou připojena dvě odběrná místa jedno pro okruh vytápění, druhé pro ohřev TV viz obr. 3.4-7.



Obr. 3.4-7 Schéma napojení akumulční nádoby



## 4 Využití získávaného odpadního tepla

Předchozí kapitola se zabývala způsobem získávání odpadního tepla. V této kapitole bude blíže popsán způsob využití naakumulovaného tepla pro ohřev TV a vytápění.

### 4.1 Využití odpadního tepla pro vytápění

#### 4.1.1 Popis původního návrhu

Projektová dokumentace k zařízení pro vytápění staveb[2] zpracovaná firmou Kovoprojekta Brno a.s. počítá s následujícím řešením:

Vytápění objektu je navrženo jako kombinované teplovzdušné a teplovodní pro 1.n.p. a 2.n.p, které budou sloužit jako technologické laboratoře a technologické zázemí. Teplovodní otopná soustava bude obsahovat ocelová desková otopná tělesa s termostatickými ventily s hlavicemi termostatického ovládání a uzavíracím šroubením s regulační funkcí. Převážná část 3.n.p. je využita na parkovací místa pro osobní automobily. Tento prostor bude nevytápěný a zbylé zázemí umístěné v tomto patře bude vytápěno pomocí otopných těles a podlahových konvektorů. V posledním 4.n.p. jsou umístěny především kancelářské prostory a lehké laboratoře. Jejich vytápění je řešeno jako teplovodní pomocí podlahových konvektorů a podstropních kazetových fan-coilů, které bude možné využít i pro chlazení místností.

Celý systém vytápění je tedy rozdělen na čtyři samostatné větve a to:

- vytápění otopnými tělesy
- vytápění fan-coily
- napojení vzduchotechniky
- ohřev TV

Zásobování teplem bude zajištěno z centrální výměňkové stanice. Projekt počítá také s možností využití odpadního tepla, přičemž zdroje odpadního tepla budou napojeny do topného systému budovy pomocí akumulční nádoby. Prívod topné vody bude regulován v závislosti na množství získávaného odpadního tepla.

#### 4.1.2 Popis navržených změn

Protože projekt vytápění počítá s možností využití odpadního tepla je možné zachovat řešení vytápění beze změn. Jedinou změnou bude výměna akumulční nádoby za nádobu navrženou v kapitole 3.4.

## **4.2 Využití odpadního tepla pro ohřev teplé vody**

Teplou vodou(TV) rozumíme ohřátou pitnou vodu, která je určena pro mytí, koupání, praní a úklidu. Při výpadku dodávky studené vody se přípouští použití i pro vaření.[20]

Vhledem k povaze svého využití musí splňovat parametry stanovené vyhláškou č. 194/2007 Sb. Jednou z podmínek je, že teplota v místě výtoku musí být alespoň 50 °C, přičemž se přípouští krátkodobý pokles na 40 °C v době odběrové špičky. [21] Dále pak musí TV splňovat hygienické požadavky, které jsou definovány ve vyhlášce 252/2004 Sb.[22] a v její novelizaci vyhláškou 187/2005 Sb. [23] Zejména je třeba brát zřetel na limit pro bakterie legionely, který je 100 KTJ/100 ml.

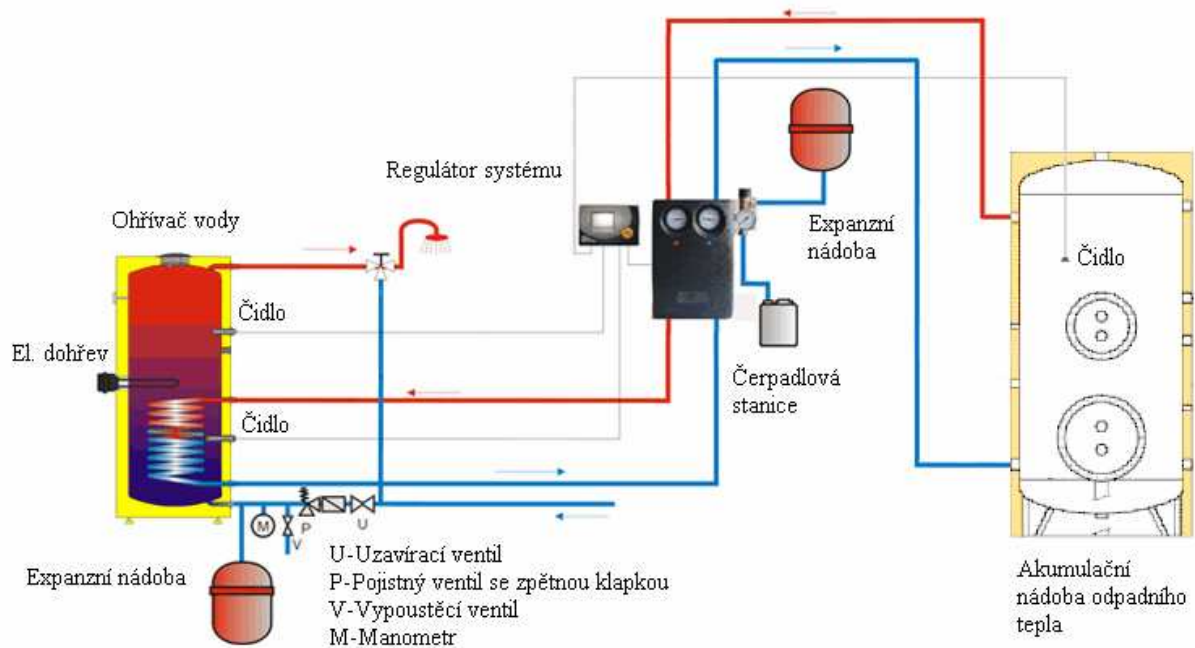
### **4.2.1 Popis původního návrhu**

Jak vyplývá z projektové dokumentace firmy Kovoprojekta Brno a.s., počítá původní návrh s centrálním ohřevem TV prováděným v kotelně. A to předehevem v akumulační nádobě topné vody s integrovaným zásobníkem TV a následným ohřevem v akumulační nádobě TV pomocí výměníku topná voda/teplá voda.

### **4.2.2 Návrh systému pro ohřev TV**

Pro zaručení hygienických požadavků je nutné oddělit okruh topné vody od okruhu pro ohřev TV. Protože do akumulační nádoby, navržené v kapitole 3.4, není možné přidat další výměník, je nutné navrhnout samostatný zásobník teplé vody.

Vhodným řešením je použít zásobníkový ohřívač vody pro systém solárního ohřevu s tím rozdílem, že místo napojení na solární kolektory bude ohřívač napojen na akumulační nádobu odpadního tepla. Byl navržen ohřívač vody OKC 300 NTR/SOLAR SET. [24] Mezi příslušenství patří čerpadlová stanice, regulátor systému atd. Elektrický dohřev je prováděn pomocí šroubovací topné jednotky TJ G 6/4"-4 [25] s výkonem 4 kW. Celý systém zajistí regulaci a případný dohřev TV v případě, že množství získávaného odpadního tepla nebude dostačující. Schéma navrženého systému pro ohřev TV je na obr. 4.2-1.



Obr. 4.2-1 Schéma systému pro ohřev TV

Elektrický dohřev je navržen tak, aby pokryl případné krátkodobé zvýšení odběru TV a možné běžné výkyvy dodávky odpadního tepla. V případě výraznějšího poklesu, nebo úplného zastavení dodávky odpadního tepla bude tento výpadek pokryt z centrální výměňkové stanice.

V porovnání s původním návrhem došlo zejména k výměně akumulční nádoby TV za ohřivač TV včetně příslušenství a vhodné regulace viz výše. Toto řešení umožňuje úplné odstavení dodávek tepla z centrální výměňkové stanice v letních měsících.

## 5 Ekonomické zhodnocení navrženého řešení

Nejdůležitějším měřítkem pro posouzení výhodnosti navrhovaného řešení je ekonomické zhodnocení. Je tedy třeba porovnat dosažené úspory s počátečními a provozními náklady.

### 5.1 Dosažitelné úspory

Nejdříve stanovíme úspory, kterých je možné dosáhnout. Bez použití systému pro získávání odpadního tepla by potřebné teplo pro vytápění i ohřev TV bylo odebíráno z centrální výměňkové stanice areálu. Pro vyčíslení finanční úspory proto není nutné rozlišovat, jestli bude získané odpadní teplo využito pro vytápění nebo ohřev TV.

#### 5.1.1 Dosažitelné úspory pro ohřev TV

Množství získávaného odpadního tepla bude celoročně vyšší, než spotřeba tepla pro ohřev TV.

Teoretická roční spotřeba tepla pro ohřev TV je uvedena v kapitole 2.1. Její hodnota je  $Q_{tR} = 137$  GJ. S využitím předpokladů učiněných v kapitole 3.4.1 a dosazením do vztahu 3.4-3 dostaneme skutečnou spotřebu tepla.

$$Q_{SR} = Q_{tR} + Q_{tR} \cdot z = 137 + 137 \cdot 0,5 = 206 \text{ GJ}$$

$$\begin{array}{ll} Q_{SR} & \text{skutečná roční spotřeba tepla [GJ]} \\ Q_{tR} & \text{teoretická roční spotřeba tepla [GJ]} \end{array}$$

Pro případ výpadků dodávky odpadního tepla a dalších možných vlivů budou dosažitelné úspory uvažovány ve výši 90 % skutečné spotřeby.

$$Q_{UTV} = 0,9 \cdot Q_{SR} = 137 + 137 \cdot 0,5 = 185 \text{ GJ} \quad (5.1-1)$$

$$Q_{UTV} \quad \text{uspořené teplo pro ohřev TV [GJ]}$$

Celková roční úspora pro ohřev TV bude 185 GJ.

### 5.1.2 Dosažitelné úspory pro vytápění

Známe celoroční spotřebu tepla, která je 1864 GJ viz. kapitola 2.1. Ovšem spotřeba tepla pro vytápění je v průběhu roku značně proměnlivá a proto bude nutné stanovit průběh spotřeby tepla a poté určit dosažitelné úspory tepla. V ČR je vyhláškou 194/2007 Sb.[21] definována délka otopného období od 1. září do 31. května následujícího roku. Budeme se tedy zabývat pouze tímto obdobím, protože ve zbylém čase je spotřeba tepla pro vytápění nulová.

Otopné období rozdělíme na měsíční intervaly a pro tyto intervaly stanovíme spotřebu tepla a dosažitelné úspory tepla. Spotřebu tepla v jednotlivých měsících stanovíme na základě počtu denostupňů v těchto měsících. Počet denostupňů v [26] definován takto: “ Počet denostupňů charakterizuje průměrné povětrnostní (teplotní) poměry v daném časovém úseku a je úměrný potřebě tepla na vytápění za tuto dobu.“ Jejich výpočet se provádí pomocí vztahu 5.1-2.

$$D^{\circ} = d \cdot (t_{is} - t_{es}) \quad (5.1-2)$$

$D^{\circ}$             počet denostupňů za dané období [ $D^{\circ}$ ]  
 $d$                 počet topných dnů [den]  
 $t_{is}$              průměrná teplota vnitřního vzduchu [ $^{\circ}C$ ]  
 $t_{es}$              průměrná teplota venkovního vzduchu [ $^{\circ}C$ ]

Lze vycházet z klimatického normálu z let 1901 – 1950 uvedeného např. v [27]. V posledních letech je v porovnání s dlouhodobým průměrem počet denostupňů nižší.[28] Bude tedy vhodnější využít data pro některé z nedávných otopných období, které zároveň příliš nevybočuje z průměrných hodnot. Proto bylo vybráno otopné období 2010 – 2011. Potřebné data z tohoto období jsou uvedeny v tabulce 5.1-1.

Tabulka 5.1-1 Otopné období 2010 – 2011(Praha-Karlov) [29]

Měsíc	Počet dnů vytápění	Počet denostupňů [ $D^{\circ}$ ]	Podíl denostupňů v otopném období [%]
Září	9	68	2,2
Říjen	30	324	10,4
Listopad	30	373	12,0
Prosinec	31	701	22,5
Leden	31	551	17,7
Únor	28	518	16,6
Březen	31	366	11,8
Duben	20	142	4,6
Květen	9	71	2,3

Rozložení spotřeby tepla pro vytápění v jednotlivých měsících budeme uvažovat stejné, jako je rozložení denostupňů uvedené v tabulce 5.1-1 viz tabulka 5.1-2.

Dále je třeba určit množství využitelného odpadního tepla pro vytápění. Tuto hodnotu dostaneme tak, že od celkového množství získaného odpadního tepla, které bylo stanoveno v kapitole 3.2.3, odečteme teplo již využitě pro ohřev TV. Vliv možných odchylek od předpokládaných průběhů křivek spotřeby tepla pro vytápění a dodávky odpadního tepla jsou zahrnuty koeficientu využitelnosti odpadního tepla. Tento koeficient dále zahrnuje vliv tepelných ztrát v potrubí a akumulární nádobě a další možné vlivy. Hodnotu tohoto koeficientu budeme uvažovat 0,85. Využitelné odpadní teplo určíme ze vztahu 5.1-3.

$$Q_{vV} = k \cdot (Q_c - Q_{UTVm}) \quad (5.1-3)$$

$Q_{vV}$	<i>využitelné odpadní teplo pro vytápění [GJ]</i>
$Q_c$	<i>celkové získané odpadní teplo [GJ]</i>
$Q_{UTVm}$	<i>měsíčně uspořené teplo pro ohřev TV [GJ]</i>
$k$	<i>koeficientu využitelnosti odpadního tepla [-]</i>

Porovnáním využitelného odpadního tepla a spotřeby tepla pro vytápění v daném měsíci dostaneme hodnotu uspořené tepla pro vytápění v daném měsíci  $Q_{UVm}$ .

$$Q_{UVm} = \min(Q_{dV}, Q_{sV}) [GJ] \quad (5.1-4)$$

$Q_{UVm}$	<i>uspořené teplo pro vytápění v daném měsíci [GJ]</i>
$Q_{sV}$	<i>spotřeba tepla pro vytápění v daném měsíci [GJ]</i>

### Příklad výpočtu

Pro měsíc září a celkové získané teplo z varianty B dostaneme dosazením do vztahu 5.1-2 dostaneme:

$$Q_{dV} = 0,85 \cdot (134,91 - 15,42) = 101,6GJ$$

Porovnáním odpadního tepla, které je k dispozici a spotřeby tepla pro vytápění v daném měsíci dostaneme hodnotu uspořené tepla pro vytápění v daném měsíci  $Q_{UVm}$ .

$$Q_{UVm} = \min(101,6,41) = 41GJ$$

Hodnoty pro ostatní měsíce a varianty jsou uvedeny v tabulce 5.1-2.

Tabulka 5.1-2 Úspora tepla pro vytápění

Měsíc	Spotřeba tepla pro vytápění [GJ]	Využitelné odpadní teplo [GJ]			Uspořené teplo pro vytápění [GJ]		
		Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Září	41,0	188,3	101,6	44,0	41,0	41,0	41,0
Říjen	193,9	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Listopad	223,7	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Prosinec	419,4	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Leden	329,9	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Únor	309,4	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Březen	220,0	188,3	101,6	44,0	188,3	101,6	44,0
Duben	84,8	188,3	101,6	44,0	84,8	84,8	44,0
Květen	41,9	188,3	101,6	44,0	41,9	41,9	41,9
<b>Celkem</b>	<b>1864</b>				<b>1 297,8</b>	<b>777,6</b>	<b>390,7</b>

### 5.1.3 Celkové dosažitelné úspory

Celkové dosažitelné úspory jsou dány součtem úspor pro ohřev TV a vytápění spočtených v předcházejících kapitolách. Pro jednotlivé varianty jsou hodnoty těchto úspor:

Varianta A	1 483 GJ
Varianta B	963 GJ
Varianta C	576 GJ

Při uvažování ceny tepla 605,5 Kč/GJ[13] budou úspory vyjádřené v Kč:

Varianta A	897 957 Kč
Varianta B	583 097 Kč
Varianta C	348 768 Kč

## 5.2 Náklady na navržené řešení

Přesné náklady u velké části položek je možné stanovit až na základě závazné objednávky. Náklady uvedené u těchto položek jsou ve smyslu vyhrazeného rozpočtu Předpokládané náklady jsou uvedeny v tabulce 5.2-1.

Tabulka 5.2-1 Náklady na navržené řešení

Název	Náklady [Kč]	Poznámka
Výměníky tepla + izolace	225 400	Výrobce cenu neudává, jedná se o odhad ceny na základě podobných výrobků
Potrubí – přímé	131 012	
Potrubí – tvarové prvky	5 440	
Izolace potrubí	20 385	
Akumulační nádoba	74 000	Výrobce cenu neudává, jedná se o odhad ceny na základě podobných výrobků
Oběhové čerpadlo	27 382	Cena uvedena v EUR, pro přepočítání do CZK byl použit kurz 24,85
Ohřívač TV + el. dohřev	28 649	
Regulační armatury	66 967	Konkrétní návrh nebyl proveden, jedná se o odhad ceny na základě podobných výrobků
Uzavírací armatury	12 700	Konkrétní návrh nebyl proveden, jedná se o odhad ceny na základě podobných výrobků
Realizace projektu	250 000	Přesné stanovení ceny je možné pouze na základě objednávky u zhotovitele
Ostatní náklady	200 000	Položky nezahrnuté v kalkulaci, navýšení předpokládaných nákladů
Provozní náklady	30 000 / rok	Předpokládané náklady na provoz oběhového čerpadla, systému regulace atd.

Celkové předpokládané počáteční náklady jsou 950 000 Kč + 30 000 Kč roční provozní náklady.

## 5.3 Návrh investice

Návrh investice se liší podle uvažovaných variant a lze ji vypočítat ze vztahu:

$$N = \frac{In}{U_r - Pn_r} [\text{rok}] \quad (5.3-1)$$

$N$	Návrh investice [rok]
$In$	Investiční náklady [Kč]
$U_r$	Úspora roční [Kč/rok]
$Pn_r$	Provozní náklady roční [Kč/rok]



Pro jednotlivé varianty dostaneme:

$$\text{Varianta A:} \quad N = \frac{950000}{897957 - 30000} \cong 1rok$$

$$\text{Varianta B:} \quad N = \frac{950000}{583097 - 30000} \cong 2roky$$

$$\text{Varianta C:} \quad N = \frac{950000}{348768 - 30000} \cong 3roky$$

Ve všech variantách vychází velmi příznivá doba návratnosti investice.

## 6. Závěr

Náklady na vytápění patří mezi položky, které finančně nejvíce zatěžují provozovatele všech typů budov. Trendem dnešní doby je věnovat velkou pozornost energetickým nárokům budov nové výstavby, ale také starších staveb. Kladením důrazu na nízkou energetickou náročnost od původního projektu až po později prováděné rekonstrukce lze dosáhnout velkých úspor, ale i tato opatření mají své limity. Proto by jsme se neměli spokojit pouze s těmito způsoby, ale využít všechny možnosti, které jsou v konkrétních případech k dispozici. Dosáhneme tak nejen finančních úspor, ale i snížení množství energie, které lidstvo jako celek spotřebovává.

Jednou z možností jak dosáhnout dalších finančních úspor a zabránit zbytečnému plýtvání zdroji energie, které nejsou neomezené, je využít vnitřní zdroje v budovách. Jedná se především o technologie, které nejsou primárně určeny pro výrobu tepla, ale přesto produkují takové množství tzv. odpadního tepla, že je dále využitelné. Takovéto zdroje odpadního tepla se nachází především v průmyslových objektech, které obvykle mají větší energetické nároky než bytové domy a to činí myšlenku využití odpadního tepla ještě zajímavější.

Jedním z vhodných kandidátů pro využití odpadního tepla je budova NETME centra. Tato budova kombinuje zdroje odpadního tepla umístěné v různých laboratořích s možností využít získané teplo v kancelářských prostorách. Je však třeba posoudit různé faktory, které jsou rozhodující pro posouzení jestli je možné odpadní teplo využívat v tomto konkrétním případě.

Prvním krokem je shromáždění informací o dostupných zdrojích odpadního tepla. Ukázalo se, že povaha a velikost dostupných zdrojů umožňují dále se zabývat možnostmi využití odpadního tepla. Protože se však jedná o nově vznikající objekt, nejsou dostupná přesná data o režimu provozu jednotlivých technologií. Bylo tedy nutné vycházet z předpokládaných dat. Aby byl vliv nepřesných vstupních dat co nejvíce eliminován, bylo řešení rozděleno do tří variant, z nichž každá uvažuje mírně rozdílné režimy provozu technologií.

Poté byly navrženy výměníky tepla a potrubní síť od jednotlivých výměníků do strojovny. Dále pak akumuláční nádoba, která umožňuje akumulaci tepla, v případě že je množství získávaného tepla větší než aktuální spotřeba. Další funkcí akumuláční nádoby je umožnit napojení okruhu pro získávání odpadního tepla na okruh vytápění, který byl navržen v původním projektu.

Také byly navrženy úpravy umožňující využívat odpadní teplo pro ohřev TV. Přestože tato položka tvoří méně než 10 % celoroční spotřeby tepla v budově nejsou to zanedbatelné úspory. Obzvláště z toho důvodu, že odpadní teplo můžeme získávat celoročně a v letních měsících lze využít pouze pro ohřev TV.

Celkové úspory tepla, kterých je možné dosáhnout byly stanoveny na základě klimatologických dat z posledních let, vypočteného množství získávaného odpadního tepla a předpokládaných průběhů dodávky tohoto tepla. Odhad nákladů byl proveden s ohledem na navržené komponenty a úpravy původního projektu. Na základě těchto údajů byla stanovena předpokládaná návratnost investice.

U uvažovaných variant B a C se návratnost investice pohybuje v rozmezí 2 – 3 let. U varianty A je tato doba ještě kratší, ale varianta A uvažuje maximální možné úspory tepla a při praktickém provozu nelze příliš očekávat, že tento stav nastane. Z vypočtených návratností investice a stanovených ročních úspor vyplývá možnost dosažení značných úspor pro provozovatele budovy.

Ovšem tyto výsledky mohou být výrazně změněny, pokud budou technologie umístěné v laboratořích provozovány v odlišných režimech, než jaké byly uvažovány v jednotlivých variantách. Vzhledem k výzkumným účelům, pro které budou technologie využívány, nelze tyto odchylky vyloučit. Z tohoto pohledu je obzvláště problematické, pokud by docházelo k krátkodobému intenzivnímu využívání technologií a následně úplné odstávce provozu. Také další parametry se mohou při skutečném provozu lišit od předpokládaných. Před samotnou realizací projektu by proto bylo vhodné provést dlouhodobější sledování a ověření odlišnosti učiněných předpokladů od skutečnosti.

## 7. Použitá literatura

- [1] NETME Centre. [online]. [cit. 2011-10-01]. Dostupné z: <http://www.netme.cz/o-projektu/>
- [2] KOVOPROJEKTA BRNO A.S. Projektová dokumentace pro stavební povolení: Profesní část: Zařízení pro vytápění staveb. Brno, 2009.
- [3] KOLEKTIV AUTORŮ. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách*. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2001, s. 372. ISBN 80-86476-82-7.
- [4] SECESPOL-CZ, S.R.O. Cairo 3.4. [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.secespol.cz/cs/software/>
- [5] SECESPOL-CZ, S.R.O. Katalogové listy výměníků. [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: [www.secespol.cz/cs/produkty/vymeniky/](http://www.secespol.cz/cs/produkty/vymeniky/)
- [6] VRÁNA, Jakub. Výpočet vnitřních vodovodů podle nové ČSN 75 5455. *TZB-info* [online]. 2008 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4694-vypocet-vnitrnich-vodovodu-podle-nove-csn-75-5455>
- [7] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: Sešit projektanta č. 9*. Společnost pro techniku prostředí, 2001. ISBN 8002014669.
- [8] Hodnoty součinitelů místních ztrát - zdroje tepla a základní tvarovky potrubí. *TZB-info* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: [www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi](http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi)
- [9] Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy - podrobně. *TZB-info* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [10] Katalogový list čerpadla Magna. *GRUNFOS s.r.o* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.usporna-cerpadla.cz/produkty/magna/podrobne>
- [11] KOLEKTIV AUTORŮ. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách*. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2001, s. 445. ISBN 80-86476-82-7.
- [12] REINBERK, Zdeněk. Optimalizační výpočet - ekonomická tloušťka tepelné izolace. *TZB-info* [online]. 2007 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/126-optimalizacni-vypocet-ekonomicka-tloustka-tepelne-izolace>
- [13] Cena tepla 2011. *Ceny energie* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.cenyenergie.cz/nejnovejsi-clanky/ceny-tepla-2011-za-gj-tepla-zaplatime-v-prumeru-530-kc.aspx>
- [14] Izolace Eurobatex TubiI. *De Witky* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.dewitky.cz/izolace-technicke-2/050-izolace-eurobatex-tubi/>
- [15] KOLEKTIV AUTORŮ. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách*. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2001, s. 447. ISBN 80-86476-82-7.
- [16] ČSN 06 0320. Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování. Praha: Český normalizační institut, 2006.

- [17] VAVŘIČKA, Roman. Metody návrhu zásobníku teplé vody. *TZB-info* [online]. 2011 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/7885-metody-navrhu-zasobniku-teple-vody>
- [18] KOLEKTIV AUTORŮ. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách*. vyd. Praha: GAS s.r.o., 2001, s. 743. ISBN 80-86476-82-7.
- [19] Smaltované akumulční nádrže. *Thermo Tip* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: [http://www.thermotip.com/produkty/data/tipex-katalog\\_list-txc-bska-cz.pdf](http://www.thermotip.com/produkty/data/tipex-katalog_list-txc-bska-cz.pdf)
- [20] VALENTA, Vladimír. *Tepelné soustavy - příprava teplé vody*. Brno - Bosonohy: Cech topenářů a instalatérů ČR, 2010.
- [21] Vyhláška č. 194/2007 Sb. kterou se stanoví pravidla pro vytápění a dodávku teplé vody, měrné ukazatele spotřeby tepelné energie pro vytápění a pro přípravu teplé vody a požadavky na vybavení vnitřních tepelných zařízení budov přístroji regulujícími dodávku tepelné energie konečným spotřebitelům
- [22] Vyhláška č. 252/2004 Sb. kterou se stanoví hygienické požadavky na pitnou a teplou vodu a četnost a rozsah kontroly pitné vody
- [23] Vyhláška č. 187/2005 Sb., kterou se mění vyhláška č. 252/2004 Sb., kterou se stanoví hygienické požadavky na pitnou a teplou vodu a četnost a rozsah kontroly pitné vody
- [24] Ohřívače SOLAR SET. *DZ Dražice* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.dzd.cz/cs/ohrivace-solar-set/#okc300ntrsolar>
- [25] Šroubovací topná jednotka. *DZ Dražice* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.dzd.cz/cs/prislusenstvi-sroubovaci-elektricka-jednotka/>
- [26] HORÁKOVÁ, Alena. *Klimatologické údaje*. Praha: Stavebně technický ústav - Energetika budov, 2007, s. 8.
- [27] PTÁKOVÁ, D. Otopné období 2000/2001 v Praze z hlediska klimatických veličin. *Vytápění, větrání, instalace*. 2003, č. 1.
- [28] TINTĚRA, Ladislav. Otopné období kalendářního roku 2011 v Praze. *TZB-info* [online]. 2012 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/8326-teploty-v-praze-v-roce-2011>
- [29] TINTĚRA, Ladislav. Vyhodnocení otopného období 2010/2011 v Praze. *TZB-info* [online]. 2011 [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/8007-vyhodnoceni-otopneho-obdobi-2010-2011-v-praze>

## 8. Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
$c, c_p$	Měrná tepelná kapacita	J/kg·K
$c$	Součinitel současnosti provozu	-
$d$	Vnitřní průměr	m
$D$	Počet dnů, vnější průměr	-, m <sup>2</sup>
$I_n$	Investiční náklady	Kč
$k$	Absolutní hydraulická drsnost potrubí	m
$l$	Délka	m
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	kg/h
$N$	Návratnost investice	rok
$P_{n,r}$	Provozní náklady roční	Kč/rok
$p_z$	tlaková ztráta	Pa
$Q$	Výkon	W
$Q$	Teplo	J, kW/h
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$S$	Plocha	m <sup>2</sup>
$t, \theta$	Teplota	°C
$U$	Součinitel prostupu tepla	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$U_r$	Úspora roční	Kč/rok
$V$	Objem	m <sup>3</sup>
$w$	Rychlost	m/s
$z$	součinitel poměrné ztráty	-
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta$	Rozdíl	-
$\rho$	Hustota	kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	Kinematická viskozita	m <sup>2</sup> /s
$\lambda$	Součinitel tření, součinitel tepelné vodivosti	-, W/mK
$\xi$	Součinitel místních odporů	-

## 9. Seznam příloh

Příloha 1

Výkresová dokumentace strojovny