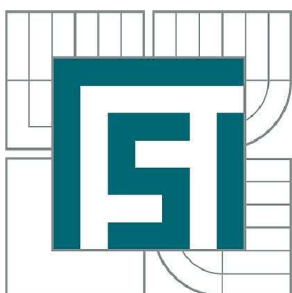


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## TEPLOVODNÍ VÝMĚNÍK PRO KRBOVOU VLOŽKU

WATER EXCHANGER FOR FIREPLACE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR KNĚŽÍNEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/12

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Petr Kněžínek

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

### **Teplovodní výměník pro krbovou vložku**

v anglickém jazyce:

### **Water exchanger for fireplace**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Základem práce je seznámení se s možností vytápění pomocí teplovodních krbových kamen a krbových vložek. Provést samostatný návrh výměníku pro krbová kamna, navrhnout a realizovat měření pro ověření provozních parametrů výměníku.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši možností zapojení krbových kamen a krbových vložek do teplovodních vytápěcích systémů

Navrhnout teplovodní výměník pro stávající krbová kamna

Experimentálně ověřit jeho provozní parametry

Vyhodnotit a porovnat naměřené údaje s návrhem a s komerčně dostupnými produkty

Seznam odborné literatury:

Jícha M.: Přenos tepla a látky, skriptum VUT v Brně

Jandačka, Malcho: Technologie pre zvyšovanie energetického potenciálu biomasy, TU Zvolen

Vlk V.: Krby, nakladatelství GRADA, edice Profi a Hobby

Firemní literatura

Internetové zdroje

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 15.11.2011



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce je zaměřena na problematiku zapojení krbových kamen a krbových vložek do teplovodních vytápěcích systémů. Práce obsahuje stručný popis krbů a otopných soustav. Konkrétně se zabývá návrhem teplovodního výměníku pro krbová kamna. Poslední část práce je věnována experimentálnímu ověření provozních parametrů a vyhodnocení získaných výsledků.

## **ABSTRACT**

The diploma thesis is focused on problems connecting of fireplace with water heating systems. The thesis comprises concise description of fireplace and water heating systems. Particular the thesis is concerned with design proposal of heat water exchanger for fireplace. Last part is devoted to experimental measurement of operating parameters and summarize of getting results.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Teplovodní výměník, krbová kamna, otopné soustavy.

## **KEY WORDS**

Heat water exchanger, fireplace, heating systems.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KNĚŽÍNEK, P. Teplovodní výměník pro krbovou vložku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

## **PROHLÁŠENÍ**

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím vlastních znalostí, uvedené literatury a internetových zdrojů.

V Brně dne 19.5.2012

.....

Podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Lisému, Ph.D., že mi umožnil zpracovat velmi zajímavé téma diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi Ing. Otakaru Štelcovi za největší podíl na svařování teplovodního výměníku a poskytnutí testovacích prostor. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za kontrolu výpočtu výměníku a technickému řediteli Bc. Dušanu Smilkovi z firmy Romotop za ověření správnosti postupu výpočtu a za rady ohledně důležitých faktorů, které v praxi ovlivňují výkon výměníku. Na závěr bych ještě poděkoval za vstřícné jednání a takřka studentskou cenu zakázky firmě Dendera a.s., která zprostředkovala laserové výpalky trubkovnic.

# OBSAH

1	Úvod .....	11
2	<b>Krbové vložky a krbová kamna .....</b>	<b>12</b>
2.1	Historie .....	12
2.2	Možnosti vytápění.....	13
2.2.1	Teplovzdušné (konvekční) krby.....	13
2.2.2	Sálavé (akumulační) krby .....	14
2.2.3	Teplovodní krby .....	15
2.2.4	Kombinované krby.....	16
3	<b>Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav .....</b>	<b>17</b>
3.1	Komponenty otopných soustav .....	18
3.1.1	Zdroje tepla .....	18
3.1.2	Potrubní síť .....	18
3.1.3	Spotřebiče tepla.....	19
3.1.4	Bezpečnostní prvky .....	22
3.1.5	Armatury .....	24
3.1.6	Regulační prvky .....	24
3.2	Otopné soustavy.....	26
3.2.1	Otevřené otopné soustavy .....	27
3.2.2	Uzavřené otopné soustavy.....	27
3.2.3	Jednotrubkové otopné soustavy .....	28
3.2.4	Dvoutrubkové otopné soustavy.....	28
3.2.5	Etážové otopné soustavy .....	29
3.3	Schémata zapojení krbových kamen do otopných soustav .....	29
3.3.1	Sestava č. 1 [21] .....	30
3.3.2	Sestava č. 2 [21] .....	32
3.3.3	Sestava č. 3 [21] .....	34
3.3.4	Sestava č. 4 [21] .....	36
4	<b>Výpočet teplovodního výměníku .....</b>	<b>38</b>
4.1	Postup řešení.....	38
4.2	Pomocné výpočty pro určení parametrů spalin.....	39
4.2.1	Minimální množství kyslíku pro spálení 1kg paliva .....	43
4.2.2	Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1kg paliva .....	43
4.2.3	Součinitel vlhkosti.....	43
4.2.4	Minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1kg paliva.....	43
4.2.5	Minimální objem složek suchých spalin (CO <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> ) .....	43
4.2.6	Minimální objem suchých spalin vzniklých spálení 1kg paliva.....	44
4.2.7	Minimální objem vodní páry ve spalinách vzniklé spálením 1kg paliva .....	44
4.2.8	Minimální množství páry vzniklé z vlhkého vzduchu .....	44
4.2.9	Minimální objem vodní páry.....	44
4.2.10	Minimální množství vlhkých spalin.....	44
4.2.11	Skutečné množství vlhkých spalin na 1kg paliva.....	44
4.2.12	Skutečné množství vlhkých spalin na dané množství paliva .....	44
4.3	Návrh parametrů spalin.....	45
4.3.1	Složení spalin .....	45
4.3.2	Hustota, kinematická viskozita a měrná tepelná vodivost spalin .....	47
4.3.3	Prandtlovo číslo pro spaliny .....	49



4.3.4	Entalpie spalin .....	50
4.3.5	Hmotnostní a objemový průtok spalin .....	50
4.3.6	Návrhový výkon výměníku .....	51
4.4	Návrh parametrů otopné vody .....	52
4.4.1	Volba teplotního spádu .....	52
4.4.2	Volba rychlosti proudění otopné vody .....	52
4.4.3	Fyzikální vlastnosti otopné vody .....	52
4.4.4	Hmotnostní průtok vody .....	53
4.4.5	Tepelný výkon přenášený otopnou soustavou .....	53
4.5	Projekční návrh výměníku .....	54
4.5.1	Zadané a zvolené rozměry teplovodního výměníku .....	54
4.5.2	Návrh výměníku ze strany spalin .....	54
4.5.3	Návrh výměníku ze strany vody .....	56
4.5.4	Součinitel prostupu tepla .....	59
4.5.5	Střední logaritmický teplotní spád .....	59
4.5.6	Teplosměnná plocha navrženého výměníku .....	59
4.5.7	Skutečný výkon výměníku .....	60
<b>5</b>	<b>Zkouška teplovodního výměníku .....</b>	<b>61</b>
5.1	Návrh měření provozních parametrů .....	61
5.1.1	ČSN EN 306 .....	61
5.1.2	ČSN EN 305 .....	62
5.1.3	Měřený okruh .....	63
5.1.4	Použité měřicí přístroje .....	63
5.2	Experimentální měření .....	63
5.2.1	Měření č. 1 .....	64
5.2.2	Měření č. 2 .....	67
5.3	Vyhodnocení a porovnání měření .....	70
<b>6</b>	<b>Porovnání návrhu, naměřených údajů a komerčně dostupných produktů .....</b>	<b>71</b>
<b>7</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>72</b>
<b>8</b>	<b>Zdroje .....</b>	<b>73</b>
<b>9</b>	<b>Seznam symbolů a zkratk .....</b>	<b>75</b>
<b>10</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>78</b>
10.1	Koncept výměníku 1 .....	79
10.2	Koncept výměníku 2 .....	79
10.3	Koncept výměníku 3 .....	79
10.4	Koncept výměníku 4 .....	79
10.5	Fotky z výroby .....	80
10.6	Fotky z montáže a měření .....	81
10.7	Fotky z měření .....	82

# 1 ÚVOD

V dnešní době nárůstů cen energií se ve všech odvětvích energetiky hledají alternativní řešení úspory provozních nákladů. Nejčastěji se ubíráme cestou zvyšování účinnosti, která vede, i za cenu nárůstu investičních nákladů, k celkové úspoře. Konkrétně pak ve stavebnictví je naší snahou omezovat tepelné ztráty objektu do okolí. V posledních letech jsme svědky „velkého zateplovacího boomu“. Je to patrné zejména při pohledu na naše sídliště a na nepřeborné množství izolačních technologií. Také se začínají rozšiřovat různé aplikace tepelných výměníků využívajících interiérového vzduchu a odpadní vody. Ve většině případů se nejedná o velkou finanční investici a instalace takovýchto zařízení není složitá, proto se tyto technologie přímo nabízejí pro samozřejmé používání u všech novostaveb.

Určitou alternativou, jak snížit náklady na vytápění obytných prostor, může být připojení stávající krbové vložky nebo krbových kamen, které byly původně používány pouze jako lokální a dekorativní topidlo, do vytápěcího systému. Tyto systémy mohou být vzduchové, teplovodní, nebo kombinace obou. V ideálním případě, připojení krbu do vytápěcího systému, je tepelný výměník již součástí daného krbu. V opačném případě, což je řešením této diplomové práce, je tepelný výměník instalován namísto kouřové komory. V komerční sféře se objevují i výměníky instalované na výstup spalin z krbových kamen. U takovýchto instalací se ovšem musí dodržet minimální teplota spalin, aby nedocházelo k poškozování zařízení a zároveň byla zajištěna správná funkce kamen.

Tato diplomová práce se bude zabývat možnostmi teplovodního vytápění pomocí krbových kamen a krbových vložek. Pomocí sestaveného přehledu bude zvoleno nejvhodnější řešení připojení teplovodního výměníku do stávající otopné soustavy. Následně se zhotoví návrh tepelného výměníku pro daný typ krbových kamen. Součástí diplomové práce bude návrh a realizace měření pro ověření provozních parametrů výměníku. Na závěr se zhodnotí naměřené hodnoty a porovnájí se parametry výměníku s komerčně dostupnými produkty.

## 2 KRBOVÉ VLOŽKY A KRBOVÁ KAMNA

Krbové vložky a kamna jsou považovány spíše za lokální topeniště spalující převážně biomasu. I když vytápění obydlí krbem s sebou nese řadu nevýhod, jako je např. častá manipulace s palivem a relativně prašné prostředí, tak má samozřejmě i řadu výhod, jakými jsou např. dekorativní topidlo za relativně nízké pořizovací náklady s možností spalování jednoho z nejlépejších paliv na trhu (dřevo) a s poměrně vysokou účinností až 80%.

S postupem doby se začíná objevovat stále více instalací krbů, kdy jeden krb zajišťuje vytápění více místností nebo dokonce i ohřev TUV. U novostaveb, kde se pohybuje maximální tepelná ztráta objektu okolo 7kW, je pak možné jedním moderním krbem vytopit celý objekt a to pouze pravidelným hodinovým přikládáním cca 2kg dostatečně vysušeného smrkového dřeva.

I když u spalování dřeva převládá všeobecný názor, že se jedná o ekologický zdroj a je z hlediska produkce CO<sub>2</sub> neutrální, tak je potřeba si uvědomit, kolik času trvá přírodě „vyrobit“ 1kg paliva (dřeva) a na druhé straně jak dlouho trvá člověku 1kg dřeva spálit v kamnech. Při této úvaze bychom měli dojít k názoru, že dřevo není až tak ekologické, jak se na první pohled zdá a je nutné spalovat ho s co nejlepší účinností, abychom zamezili nadměrné produkci škodlivin.

### 2.1 Historie

Předchůdcem krbových kamen a vložek byla celolitinová kamna, která se začínala vyrábět od první čtvrtiny 19. století jako následovníci kamen kachlových. Tehdejší celolitinová kamna sestávala z jednotlivých dílů vyráběných v různých slévárenských hutích na území celé Evropy. Dnes platí, že co dochovaný kus, to originál. Tyto dochovaná litinová kamna se od dnešních krbů liší především bohatou litinovou výzdobou a nepřeborným množstvím rozličných tvarů. U některých krbů se používala povrchová úprava smaltováním.

Do vývoje kamen a krbů se mimo Evropy zapojila také Amerika, která svoje americká kamna v Čechách poprvé představila roku 1892 na světové výstavě v Praze a brzy poté se tyto kamna začala dovážet na celé území Rakouska-Uherska. Typickým znakem tehdejších amerických kamen bylo bohaté niklování a okénka vyráběná ze slídy umístěná ze tří stran. Už tehdy dosahovaly nejlepší modely krbových kamen účinnosti spalování 80%. I když se jednalo o americká kamna, tak se vyráběly v Čechách v americké licenci až do roku 1940. Zde byla mnohdy konstrukčně vylepšena a paradoxně vyvážena zpětně do zámoří.

Na počátku 20. století se začala mmj. pro výrobu krbových kamen používat kombinace litiny a plechových plášťů.

Palivem pro tehdejší kamna a krby byl koks a antracit. Dnes se v těchto dochovaných unikátech může stejně dobře zatápnout dřevem. [23]



Obr. 2.1 - Krb DEVILLE vyrobený ve Francii roku 1890 (vlevo) a kamna AMERICAN HEATING 17C vyrobená v Čechách roku 1915 (vpravo) [23]

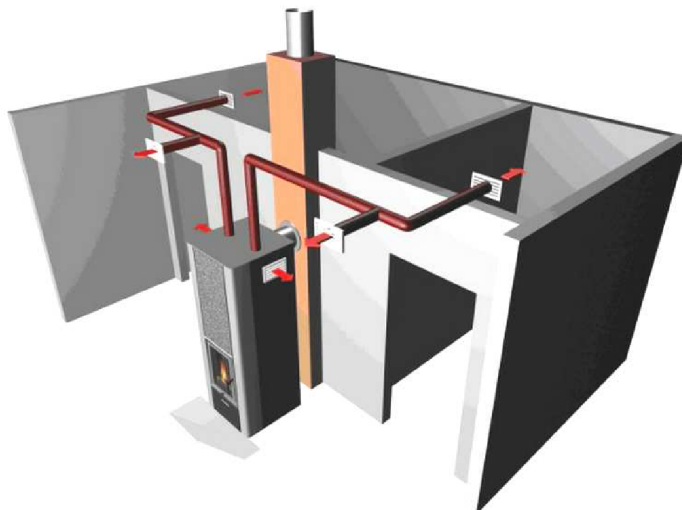
## 2.2 Možnosti vytápění

Dnes jsou požadavky na vytápění poněkud přísnější, než tomu ještě nedávno bývalo. Je žádoucí, aby bylo zajištěno co nejkomfortnější vytápění bez přetápění objektu, k čemuž přispívá dnešní nabídka regulačních prvků, které se dají pořídit za přijatelné ceny. Vhodnou regulací se dá docílit, mimo komfortního vytápění, také úspory paliva a tím i provozních nákladů.

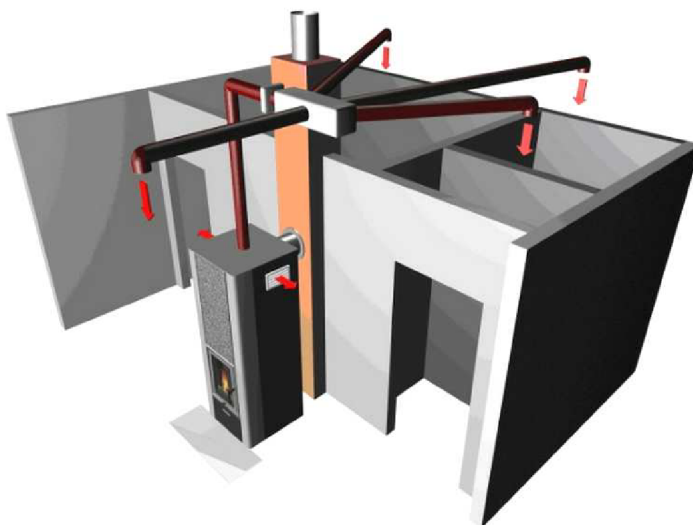
Krbové vložky a kamna lze rozdělit, z hlediska vytápění, podle několika kritérií. Pro všeobecný přehled postačí, když si určíme jedno základní kritérium a tím je rozdělení topidel podle přenosu tepla. [24]

### 2.2.1 Teplovzdušné (konvekční) krby

Jak název napovídá, tak teplo uvolněné z paliva v krbu je do vytápěné místnosti distribuováno vzduchem pomocí nucené nebo přirozené konvekce. Konvekční krby jsou konstrukčně přizpůsobené přirozenému nebo nucenému ochlazení vlivem proudění vzduchu a nejsou proto většinou vhodné k obestavení akumulacím obložením, aby nedocházelo k teplotnímu namáhání pláště krbu.



Obr. 2.2 - Samotížné teplovzdušné vytápění  
(délka potrubí  $L_{\max}=5\text{m}$  a musí směřovat stále nahoru). [24]

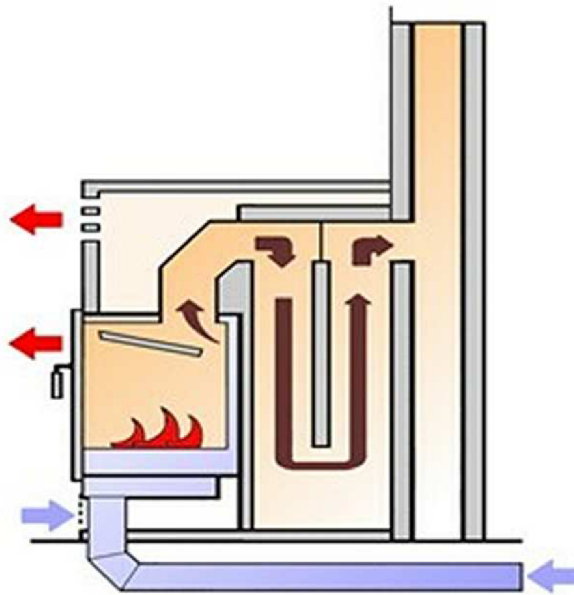


Obr. 2.3 - Nucené teplovzdušné vytápění  
(nutno použít ventilátory). [24]

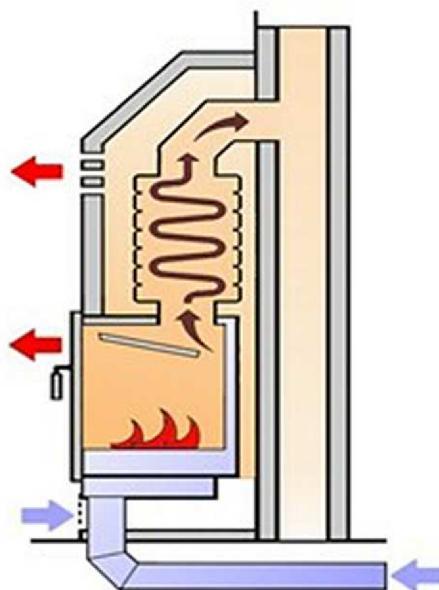
### 2.2.2 Sálavé (akumulační) krby

U tohoto typu vytápění se teplo z krbových kamen ukládá do akumulační obezdívky, která je k tomu určena. Z hlediska síly vyzdívky a použitého materiálu na obestavbu rozdělujeme kamna na lehká, polotěžká a těžká. Teplo je z obezdívky kamen odváděno formou elektromagnetického vlnění, které se při pohlcení okolními předměty přeměňuje na teplo (stejný princip jako sluneční paprsky). Konvekce bývá u sálavých kamen využívána pouze při rychlém zatápění v místnosti a je realizována uzavíratelnými větracími mřížkami.

Na obr. 2.4 je tepelná energie „vyrobena“ v ohništi, uložena v tahovém systému a přes teplosměnnou plochu distribuována do okolního prostoru. Na obr. 2.5 je naznačena akumulace s akumulačními prstenci (tahový systém je nahrazen akumulačními prstenci). [24]



Obr. 2.4 - Akumulace s tahovým systémem. [24]



Obr. 2.5 - Akumulace s akumulačními prstenci. [24]

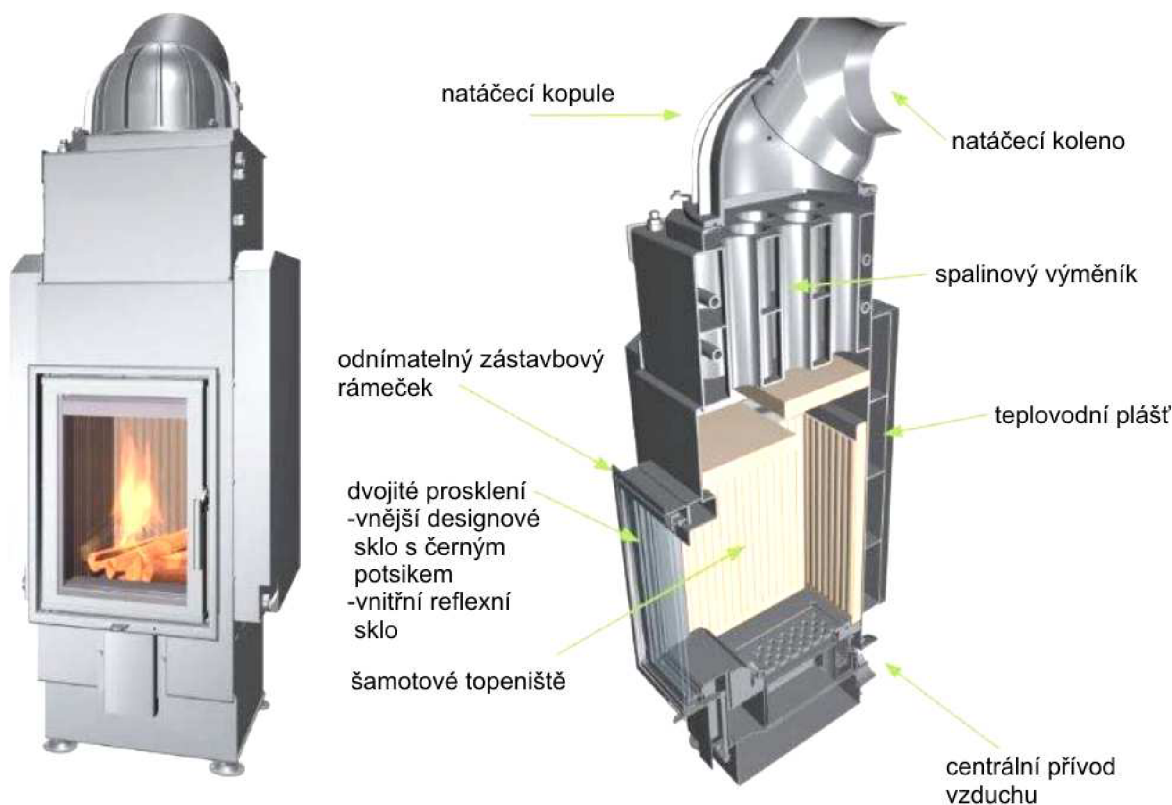
### 2.2.3 Teplovodní krby

Teplovodní krby předávají část tepla teplotně nosnému médiu (vodě) a část předávají konvekcí nebo radiací přímo do místnosti. Pomocí rozvodů otopné soustavy je získané teplo (teplotně nosným médiem) distribuováno přímo do radiátorů nebo do akumulární nádrže. Podíl tepla předaného do vody a přímo do svého okolí se může lišit v závislosti na typu použitého teplovodního výměníku. V podstatě se konstruují tři typy teplovodních výměníků.

Prvním typem je teplovodní výměník umístěný v plášti krbových kamen (vločky). Toto provedení dokáže využít větší tepelný zisk do vody, než do vzduchu.

Druhým typem je spalínový teplovodní výměník zpravidla instalovaný na místo, kde u krbových vloček bez výměníku standardně bývá umístěna kouřová komora. Spalínové výměníky mohou být koncipovány i jako vodou chlazené deflektory. Existují i spalínové teplovodní a vzduchové výměníky, které se instalují na kouřovod a umožňují dochladit spaliny na přijatelnou teplotu. Spalínové výměníky využívají poměrně menší část výkonu do vody z celkového výkonu krbových kamen (obvykle 1/3 výkonu do vody). Z čehož plyne nežádoucí efekt, kdy bývá místnost s krbovými kameny přetopena a vedlejší místnost je vytápěna vlažnými radiátory, které nezvládají pokrýt tepelné ztráty objektu. Tento nežádoucí efekt se eliminuje použitím bivalentního zdroje tepla v otopné soustavě, nebo použitím akumulární nádrže a ohřátou vodu ze spalínového výměníku používat na ohřev TUV.

Posledním typem teplovodních výměníků jsou kombinované výměníky, které využívají jak teplo z pláště krbu, tak ze spalin ve spalínové části výměníku. Toto řešení dosahuje většího tepelného zisku do vody (65% obr. 2.6), než do vzduchu (35%). Takovouto vložkou je už možné poměrně dobře vytápnout celý objekt.



Obr. 2.6 - Krbová vložka KV 075W s kombinovaným teplovodním výměníkem. [24]

## 2 Krbové vložky a krbová kamna

### **2.2.4 Kombinované krby**

Nejde o nic jiného než o klasické provedení teplovzdušných, sálavých nebo teplovodních krbových kamen, které jsou vybaveny ovládacími (uzavíratelnými) prvky. Tyto prvky umožňují volbu, zda se bude ohřívat voda, vzduch, nebo se teplo bude akumulovat.

### 3 ZAPOJENÍ KRBOVÝCH KAMEN A KRBOVÝCH VLOŽEK DO VODNÍCH OTOPNÝCH SOUSTAV

Otopná soustava je taková soustava, která slouží pouze k vytápění. Tepelnou soustavou je pak soustava sloužící ke komplexní dodávce tepla ze zdrojů tepla do spotřebičů (otopné plochy, výměníky na ohřev užitkové vody, ...). Pokud zdroj tepla slouží pouze k vytápění, pak je označení „otopná soustava“ shodné s označením „tepelná soustava“. Kombinace provedení takových otopných soustav budou stručně popsány v kapitole 3.2.

Na počátku každé realizace tepelné soustavy se stanoví základní funkce teplovodního systému. Zda bude sloužit k účelům vytápění, ohřevu užitkové vody, nebo bude zajišťovat obě varianty. Jelikož řešením této diplomové práce je zapojení krbových kamen do teplovodního vytápěcího systému, ohřev užitkové vody nebude detailněji řešen. Dále se stanoví, kterých tepelných zdrojů bude pro ohřev využito. Je zde opět mnoho možností. Budeme se ale zabývat pouze krbovými kamny a některými kombinacemi tepelných zdrojů s krbovými kamny.

Možnosti zapojení krbových kamen a krbových vložek do teplovodního vytápěcího systému jsou v případě novostavby značně ovlivněny samotnými dodavateli těchto systémů. Při zapojení krbu s tepelným výměníkem do stávající otopné soustavy se tepelný výměník připojí k potrubní síti a provede se vhodná regulace zajišťující bezchybný chod systému. Každá firma má svoje osvědčené metody připojení a také používá díly otopných soustav od výrobců, s kterými má vlastní zkušenosti. Naštěstí pro projektanty otopných systémů je funkce používaných dílů od rozličných výrobců stejná pouze s odlišnými parametry. Volba vhodných prvků otopných soustav závisí na konkrétním použití a při realizaci zapojení systému firmou rozhoduje o provedení částečně také investor.



Obr. 3.1 - Rozdělení vodních otopných soustav.



### 3.1 Komponenty otopných soustav

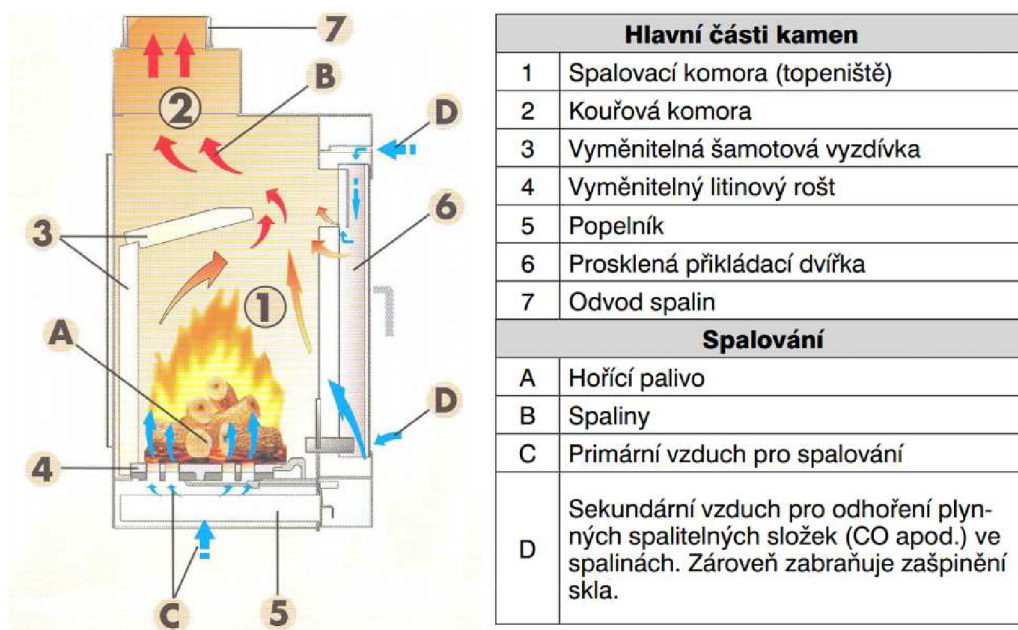
Každá otopná soustava se skládá ze specifických zařízení a prvků sloužících k vývinu tepla, rozvodu tepla, odběru tepla, regulaci systému, ochraně systému a zajištění správného chodu tepelné soustavy (armatury, čerpadla, měřicí technika, zařízení pro doplňování systémové vody, zařízení pro úpravu systémové vody). [1]

#### 3.1.1 Zdroje tepla

Zdroj tepla může být lokální, ústřední nebo centrální. Základní konvenční zdroje tepla jsou kotle a kamna využívající jako hlavní energetickou složku přeměny na teplo elektřinu, tuhá paliva, kapalná paliva nebo plynná paliva. Zdrojem tepla může být označován i tepelný výměník nebo akumulční nádrž, i když teplo přímo neprodukuje. Kromě zažitých konvenčních zdrojů tepla máme k dispozici i alternativní zdroje. Mezi nejrozšířenější alternativní zdroje tepla se řadí tepelná čerpadla a solární kolektory.

V otopné soustavě je možné použít více než jeden zdroj tepla. Při použití dvou zdrojů tepla se druhý označuje jako bivalentní zdroj a při použití tří zdrojů tepla se třetí označuje jako trivalentní zdroj. Zapojení více než tří zdrojů tepla, do jedné otopné soustavy, se uvažuje pouze v ojedinělých případech, kdy jsou tyto zdroje efektivně využitelné a zároveň by nesnižovaly hospodárnost otopného systému.

Pro návrh teplovodního výměníku v této diplomové práci posloužily krbová kamna o výkonu 10kW, které navrhl Ing. Otakar Štelcl pro účely své diplomové práce (návrh krbové vložky [14]). Výměník bude instalován namísto kouřové komory, která přijde odřezat.



Obr. 3.2 - Konstrukce ohniště moderních krbových kamen. [2]

#### 3.1.2 Potrubní sítě

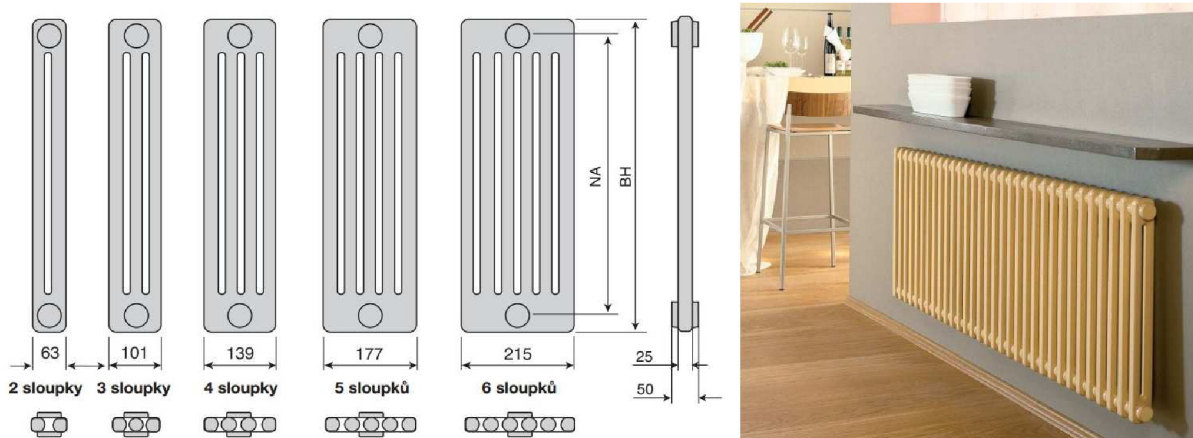
Provedení potrubní sítě má největší podíl na klasifikaci otopné soustavy (viz obr. 3.1). Liší se především použitým materiálem rozvodu a prostorovým uspořádáním. Co se týče materiálů potrubních sítí, tak nejčastěji se používala ocel. Dnes se u kratších potrubních sítí (rodinné domy, byty s vlastním kotlem,...) používá spíše měď a pro podlahové vytápění pak převládají plastová potrubí. Prostorové uspořádání potrubní sítě se volí podle typu budovy a konstrukčních možností s ohledem na estetiku obytných prostor.

### 3.1.3 Spotřebiče tepla

Pokud uvažujeme, že jediné tepelné ztráty v otopném systému jsou na otopných tělesech a velkoplošných otopných soustavách, tak jsou tyto otopná tělesa a velkoplošné otopné soustavy jediným spotřebičem tepla v otopném systému. Používají se čtyři základní typy konvekčních otopných těles (článeková OT, desková OT, trubková OT a konvektory). Stěnové a podlahové popřípadě stropní teplovodní sálavé systémy jsou pak klasifikovány jako velkoplošné otopné soustavy.

#### 3.1.3.1 Článeková otopná tělesa

Článeková otopná tělesa lze skládat podle požadovaného výkonu z potřebného množství článků. Vyrábějí se z ocelových plechů, litiny, nebo hliníkové slitiny. Mají větší hloubku a jsou dražší než desková tělesa.



Obr. 3.3 - Článeková otopná tělesa DELTA Laserline. [3]

#### 3.1.3.2 Desková otopná tělesa

Desková otopná tělesa se vyrábějí v produktových řadách s odstupňovaným výkonem. Používaným materiálem jsou nejčastěji ocelové plechy. Jedno deskové otopné těleso se může skládat z více otopných desek. Desková tělesa se dělí na jednoduchá, zdvojená, ztrojená.



Obr. 3.4 - Desková otopná tělesa RADIK VK. [4]

### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

#### 3.1.3.3 Trubková otopná tělesa

Trubková otopná tělesa mají největší uplatnění v koupelnách nebo mokřích prostorách, kde není potřebný velký tepelný výkon těles a zároveň je kladen důraz na estetický vzhled.



Obr. 3.5 - Trubková otopná tělesa CORDIVARI. [5]

#### 3.1.3.4 Konvektory

Jejich použití je specifické pro vytápění v místnostech s velkými prosklenými stěnami. Konvektory mohou být vybaveny ventilátorem pro lepší konvekci vzduchu. Podle umístění výměníku tepla uvnitř zařízení se konvektory dělí na skříňové, soklové a zapuštěné.

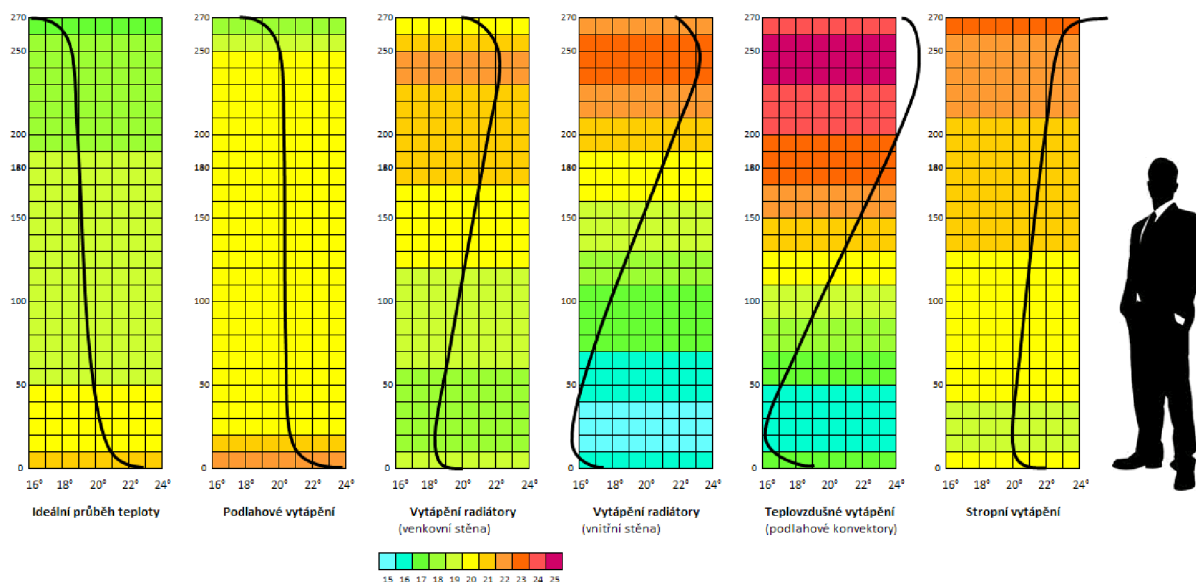


Obr. 3.6 - Konvektory LICON. [7]

### 3.1.3.5 Velkoplošné otopné soustavy

Do této skupiny patří výše uvedené stěnové, stropní a podlahové sálavé systémy. Právě poslední zmiňované podlahové systémy jsou nejrozšířenější z této skupiny. Má to svoje opodstatnění. Z hlediska tepelného komfortu poskytují podlahové systémy nejlepší rozložení teploty po výšce vytápěného prostoru. Teplo přicházející od nohou je příjemné a není žádoucí, aby dosahovalo shodných teplot jako běžné radiátory. Pro podlahové vytápění se většinou používají teplotní spády 35/25°C. Z tohoto hlediska se nabízí použití kondenzačních kotlů, nebo otopných soustav s akumulací nádržemi jako velmi vhodné.

Určitým negativem podlahového vytápění je výskyt takzvané kyslíkové difuze. Bylo prokázáno, že kyslík dokáže difundovat skrze plastové potrubí zalité v betonu a následně způsobuje korozi kovových částí otopné soustavy. Aby se zamezilo difundování kyslíku, začala se vyrábět plastová potrubí vybavená takzvanou „kyslíkovou bariérou“. Jedná se většinou o aluminiovou folii, která je nanášena na jednu z několika vrstev stěny potrubí při technologii výroby. Existuje několik materiálů zamezujících kyslíkové difuzi a touto problematikou se zabývá řada výrobců vrstveného potrubí. Zajímavé je pak sledovat internetové diskuse [12], kde řada uživatelů a kutilů, kteří si instalovali podlahové vytápění svépomocí před patnácti lety, kdy o kyslíkové difuzi v podlahových plastových rozvodech nebylo nic známo a používalo se běžné PVC, které právě umožňuje difuzi kyslíku skrze potrubí, tak tito uživatelé tvrdí, že se na jejich instalacích neprojevila koroze, kterou by způsobil právě kyslík pocházející difuzí z atmosféry. Na druhé straně pak stojí zástup výrobců, kteří tvrdí, že do tří let se objeví znatelná koroze na dílech otopných soustav, kterou je nutné řešit výměnou postižených dílů. Problematikou plynů v otopných systémech se celkem podrobně zabývala organizace REFLEX CZ, s. r. o. Jelikož zmíněné téma není cílem této diplomové práce, uvedu pro zajímavost pouze odkaz: [15]



Obr. 3.7 - Vertikální průběh teploty vzduchu ve vytápěné místnosti při jejím různém způsobu vytápění. [19]

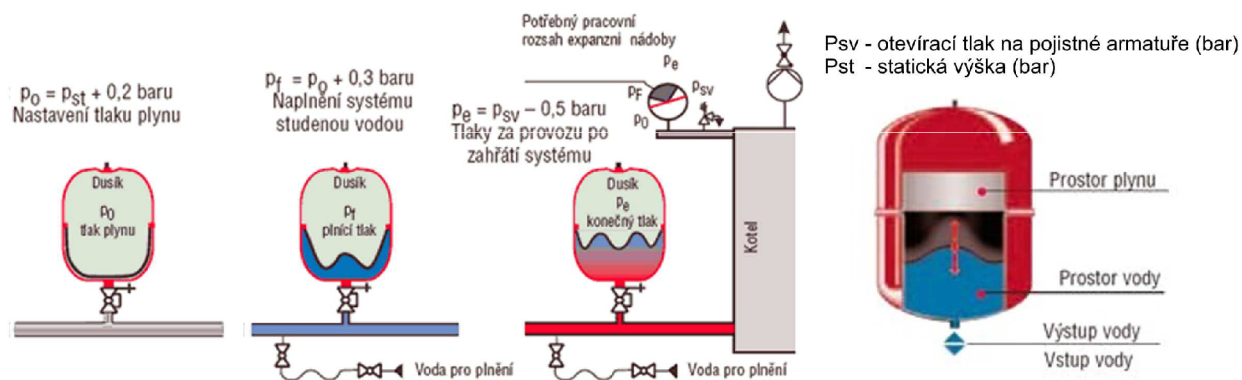
### 3.1.4 Bezpečnostní prvky

Dle ČSN 06 0830 jsou určeny veškeré zabezpečovací zařízení vodních tepelných soustav. V následujících odstavcích proto budou pouze stručně definovány nejdůležitější z nich.

Během provozu otopné soustavy může nastat několik poruchových situací, proti kterým se musíme chránit. Při ohřevu vody v otopné soustavě vzrůstá její teplota a s ní se mění i hustota vody, což má za následek nárůst objemu otopné vody a s objemem se v uzavřeném systému rovněž mění provozní tlak. Naším cílem je proto zabránit přetápění otopné soustavy, které by vedlo k porušení těsnosti otopných těles (spojů na potrubí) nebo v extrémních případech k explozi zařízení. Prakticky může k přetopení uzavřeného systému dojít ve chvíli, kdy používáme pro rozvod vody oběhové čerpadlo, které vlivem poruchy nebo výpadku elektrického proudu přestane být funkční a otopná voda se tak přestane ochlazovat ve spotřebičích tepla. Do otopné soustavy se proto instalují bezpečnostní prvky.

#### 3.1.4.1 Expanzní nádoba

Zřejmě nezbytným bezpečnostním zařízením je expanzní nádoba. U otevřených otopných soustav se používá otevřená expanzní nádoba a naopak u uzavřených otopných soustav se používá uzavřená. Funkcí expanzních nádob je vyrovnání objemové roztažnosti otopné vody. Jsou také schopné do určité míry pokrýt tlakové rázy vyvolané dynamikou proudění. Uzavřená expanzní nádoba je vybavena pružným vakem nebo membránou, která reaguje na objemové rozdíly otopné vody. Otevřená expanzní nádoba je spojena s atmosférou bez vzduchové bariéry. Při připojení krbových kamen do otopné soustavy s více zdroji tepla je nutností instalovat do systému uzavřenou expanzní nádobu. Tato nádoba se umísťuje nejčastěji na zpětnou větev před zdroj tepla kvůli náchylnosti membrány na vysoké teploty.



Obr. 3.8 - Uvedení uzavřené expanzní nádoby do provozu. [8]

#### 3.1.4.2 Pojistné ventily

Každá otopná soustava musí být opatřena spolehlivým pojistným ventilem. Pojistný ventil musí odpovídat ČSN 13 4309, ČSN 06 0830, ČSN 69 0010. Pojistný ventil musí být umístěn v pojistném místě zdroje tzn. přímo na nejvyšším místě zdroje nebo na výstupním potrubí maximálně ve vzdálenosti  $20D$  potrubí a zároveň před uzavírací armaturou. Světlost (průtočné množství) musí být vypočtena dle ČSN 13 4309 a ČSN 06 0830. Výkon má být rozdělen maximálně na tři pojistné ventily. Pojistné potrubí musí mít stejný DN jako pojistný ventil. [18]

### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

Pojistné ventily umožňují dva druhy zabezpečení. Ochrana systému proti překročení maximálního tlaku a ochrana proti překročení dovolené teploty. K tomuto účelu se používá teplotních a tlakových bezpečnostních ventilů.

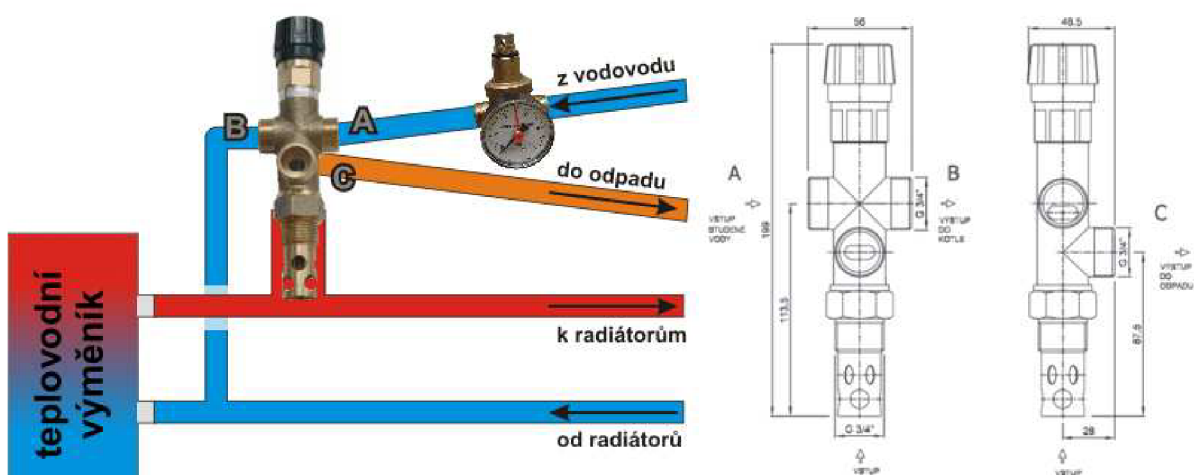
Pokud dojde k překročení dovoleného tlaku  $P_{SV}$  (viz obr. 3.8) v uzavřeném otopném systému, pojistný tlakový ventil se otevře a přetlak v systému se vyrovná ztrátou otopné vody do odpadu. Z bezpečnostního hlediska je tento způsob ochrany nejvhodnější, protože pro svou funkci nepotřebuje zdroj elektřiny a zároveň je velmi spolehlivý. Instalace pojistného tlakového ventilu do otopné soustavy je povinností. Může se umístit jak na zpáteční větví, tak na výstupní větví.

Další nastavbovou ochranou proti přetopení je termostaticky ovládaný bezpečnostní ventil, který při překročení dovolené teploty otevře odvod horké vody do odpadu a současně otevře přívod studené vody z vodovodu (viz obr. 3.9), čímž dojde k ochlazení otopné vody. Umisťuje se zpravidla na místo největší teploty v systému (za zdrojem tepla). Termostatické pojistné ventily jsou náchylnější na poškození a je nutné pravidelně kontrolovat jejich funkci.

Termostatické ventily se používají i u dochlazovacích smyček. Termostatický ventil otevře, při dosažení kritické teploty v soustavě, přívod studené vody z vodovodu, která průchodem smyčkou ochlazuje systémovou vodu do doby, než teplota klesne pod stanovenou kritickou teplotu a následně ohřátá chladící voda pokračuje do odpadu.

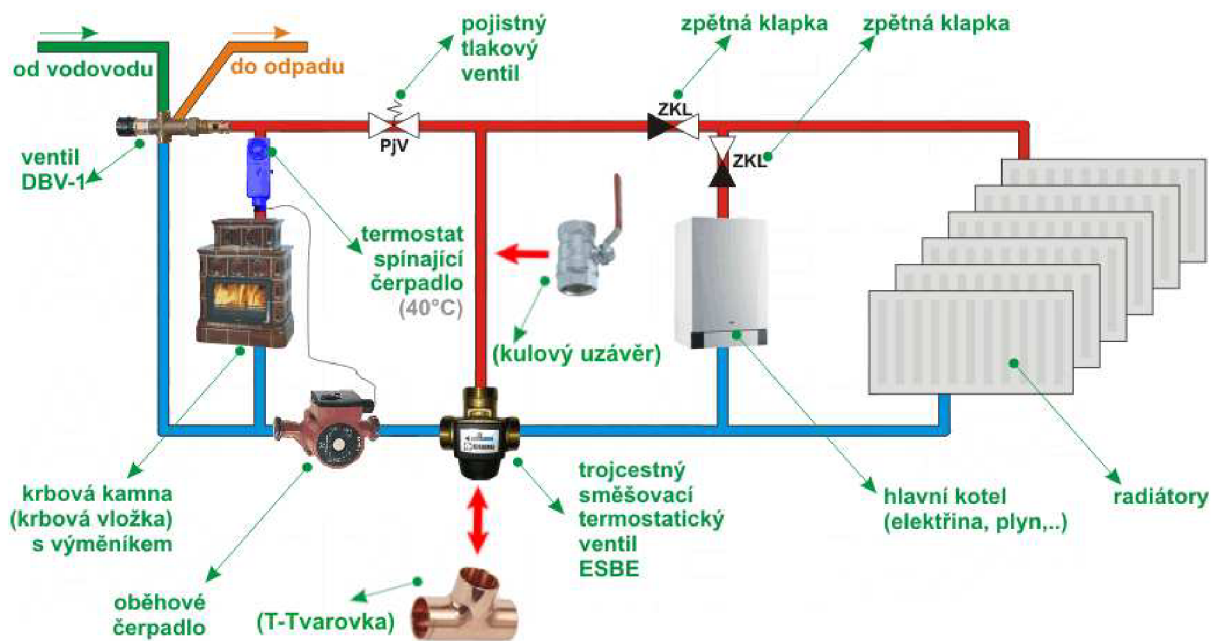
Termostatický třícestný směšovací ventil se používá při připojení tepelného výměníku s „bypasem“ k otopné soustavě. Tento ventil má za úkol dohřívát zpáteční vodu z radiátorů při podkročení teploty kondenzace spalin (udává se teplota zpáteční vody menší než  $55^{\circ}\text{C}$  až  $65^{\circ}\text{C}$  v tepelném výměníku). Při kondenzaci spalin dochází k dehtování a nízkoteplotní korozi (naleptávání povrchu) tepelného výměníku. Tento stav je dovolený pouze při nahřívání systému. Termostatický třícestný směšovací ventil může být nahrazen manuálně ovládaným kulovým uzávěrem a T-tvarovkou (viz obr. 3.10). Takovéto řešení je podstatně levnější avšak není tak regulačně dokonalé a především vyžaduje zkušenou obsluhu.

Výpočet pojistného ventilu pro kotle a výměníky tepla podle ČSN 06 0830 je uveden v následujícím zdroji: [22].



Obr. 3.9 - Funkce bezpečnostního ventilu DBV-1. [9]

### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav



Obr. 3.10 - Zapojení výměníku s bypassem a bezpečnostním DBV-1 ventilem (možné nahrazení trojcestného ventilu T-tvarovkou a kulovým uzávěrem). [9]

#### 3.1.4.3 Záložní zdroj elektřiny

Při výpadku elektrického proudu a zároveň natopeném systému hrozí vlivem zastavení oběhového čerpadla přetopení soustavy. Aby k tomuto nežádoucímu jevu nedocházelo, připojuje se k čerpadlu a termostatu (spínající čerpadlo) záložní zdroj. Záložní zdroj vydrží pohánět čerpadlo bez problému několik hodin.

#### 3.1.5 Armatury

Ke správné funkci, instalaci a opravám otopné soustavy používáme kromě bezpečnostních prvků také ostatní běžně používané armatury.

Zpětná klapka se umísťuje do systému při paralelním zapojení více tepelných zdrojů do otopné soustavy (viz obr. 3.10), aby nedocházelo k „přetlačování“ proudu otopné vody vyvolaným oběhovým čerpadlem primárního a sekundárního tepelného zdroje.

Filtry mají své odůvodnění v tepelných soustavách, kde není prováděna chemická úprava vody, ale namísto toho je voda doplňována do systému přímo z vodovodu. V takovéto soustavě by mohlo dojít k poškození čerpadla a termostatických ventilů nečistotami.

Vlivem tepelných dilatací potrubí dochází k deformaci potrubí a v některých případech se musí použít kompenzátor.

Odvzdušňovacím ventilem je vybaveno každé otopné těleso v nejvyšších polohách otopné soustavy. Umísťují se rovněž do míst, kde by se mohl shromažďovat nežádoucí vzduch a vytvářet tak vzduchové bariéry.

#### 3.1.6 Regulační prvky

V zásadě se regulace teploty vzduchu uvnitř objektu s teplovodní otopnou soustavou vybavenou krbovými kamny (jediný aktivní zdroj tepla) realizuje dvěma způsoby.

První možností je regulace tepelného výkonu zdroje, což v našem případě je regulace objemu přísávaného vzduchu do topeniště krbových kamen. Svůj podíl na tepelném výkonu zdroje má také použité palivo. Budeme uvažovat, že kvalitu paliva nemůžeme v dané chvíli

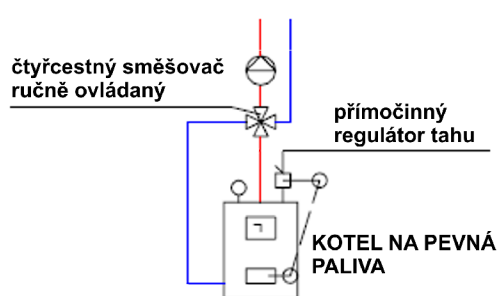
### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

ovlivnit. Momentální výkon krbových kamen je tedy ovlivněn rychlostí spalování paliva. Množství přísávaného vzduchu se reguluje vzduchovými clonami (regulátor tahu), nebo dvířky od popelníku. Z hlediska účinnosti zdroje tepla je nejvýhodnější topit na optimální výkon krbových kamen s vhodně otevřenými clonami vzduchu a s dostatečným množstvím paliva ve spalovací komoře. V přechodových obdobích nemusí být topení na plný výkon z hlediska tepelného komfortu ideální. Z tohoto důvodu se do otopných systémů instalují akumulční nádrže, které dokáží regulovaně využít nastřádané teplo i po vyhoření paliva a následném vychladnutí tepelného výměníku krbových kamen.

Druhou možností regulace teploty vzduchu v objektu je řízení teploty otopné vody. Teplotu otopné vody můžeme regulovat pomocí směšovací armatur, regulací otáček oběhového čerpadla a nastavením termostatických ventilů na otopných tělesech.

Prakticky se využívají obě zmiňované varianty regulace současně. Co se týče první metody regulování tepelného výkonu krbových kamen, tak má tato metoda opožděný vliv na změny teploty otopné vody v řádu několika minut. Druhá metoda pak reaguje během pár sekund.

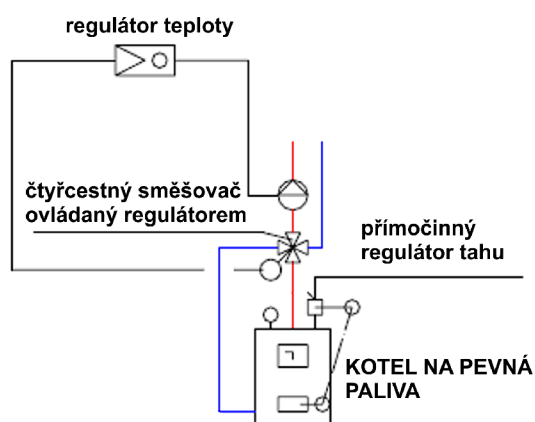
Otopnou soustavu s krbovými kamny můžeme provozovat buď se základními regulačními členy, které slouží pouze k ochraně systému, nebo můžeme použít regulaci, která řídí teplotu otopné vody. Takovou regulací je použití čtyřcestného směšovacího ventilu. Na řízení této regulace se aplikuje ruční nebo poloautomatické ovládání (viz obr. 3.11 a obr. 3.12). Složitějšími regulacemi se zabývají specializované firmy a pokaždé se jedná o individuální provedení. [10]



#### Ruční ovládání:

- množství vkladky paliva
- nastavení teploty na přímočinném regulátoru
- nastavení teploty otopné vody na 4-cestném směšovači
- zapínání/vypínání oběhového čerpadla (programovatelným pokojovým termostatem)
- regulace otáček čerpadla (přepínání)

Obr. 3.11 - Ruční ovládání regulace teploty otopné vody. [10]



#### Poloautomatické ovládání:

##### ručně

- množství vkladky paliva
- nastavení teploty na přímočinném regulátoru
- regulace otáček čerpadla (přepínání)

##### regulátorem systému

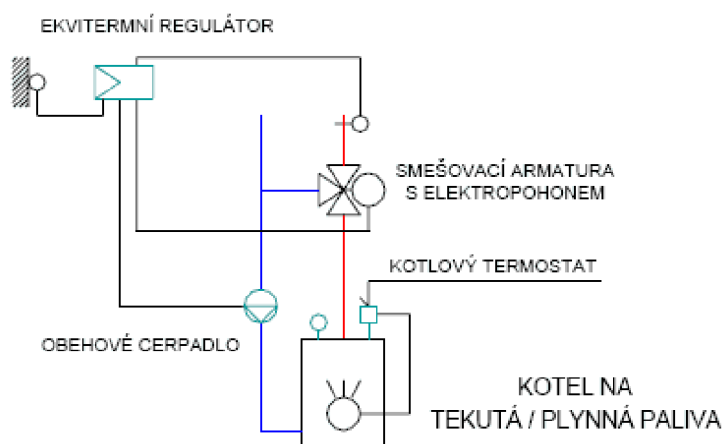
- řízení teploty otopné vody
  - podle venkovní teploty (ekvitermně) nebo
  - podle vnitřní teploty
- oběhové čerpadlo

Obr. 3.12 - Poloautomatické ovládání regulace teploty otopné vody. [10]



### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

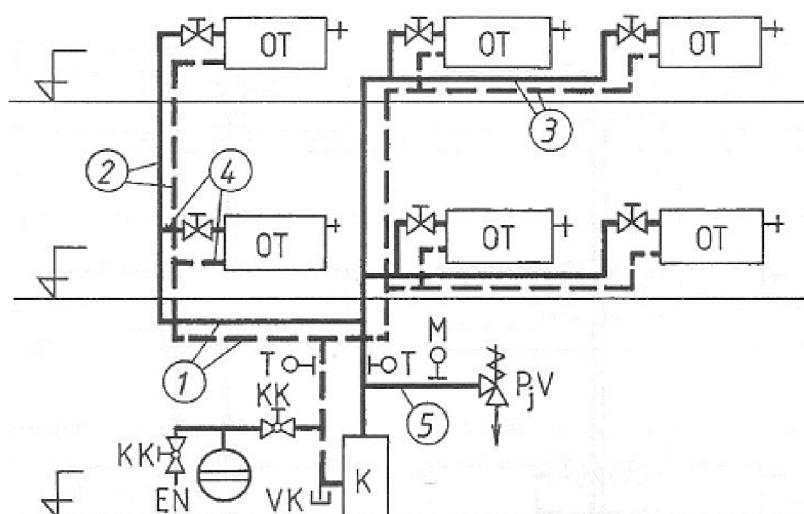
Pokud je při vytápění naším cílem dosáhnout, udržet a zároveň nepřekročit požadovanou teplotu vzduchu v místnostech, pak k tomuto účelu slouží ekvitermní regulace (viz obr. 3.13). Ekvitermní křivka se stanoví pro konkrétní otopnou soustavu a pak nám, při udržování teploty vzduchu ve vnitřním prostředí, udává závislost venkovní teploty na teplotě topné vody, kterou bychom se měli snažit udržet. Ekvitermní regulace má řadu výhod i nevýhod. Hlavní výhodou je skutečnost, že stačí použít pouze jeden regulátor pro vytápění celé domácnosti. Naopak nevýhodou je, že regulace nedokáže zohlednit různé tepelné zisky nebo ztráty v jednotlivých místnostech. Problém s rozdílnými tepelnými bilancemi místností řeší termostatické ventily na otopných tělesech. Tento typ regulace není vhodný pro každý zdroj tepla. Nejvhodnějším zdrojem jsou plynové kotle nebo kotle na kapalná paliva (jsou schopné rychle měnit svůj výkon). Krbová kamna by se nechala provozovat s ekvitermní regulací, pouze pokud by byla v otopné soustavě zapojena akumuláční nádrž. Problematikou se podrobněji zabývají firmy Siemens nebo ETATHERM. [11]



Obr. 3.13 - Automatické řízení ekvitermní regulace. [10]

### 3.2 Otopné soustavy

Na obr. 3.1 bylo uvedeno základní rozdělení otopných soustav. V následujících podkapitolách budou znázorněná zjednodušená schémata těchto soustav se stručným popisem.

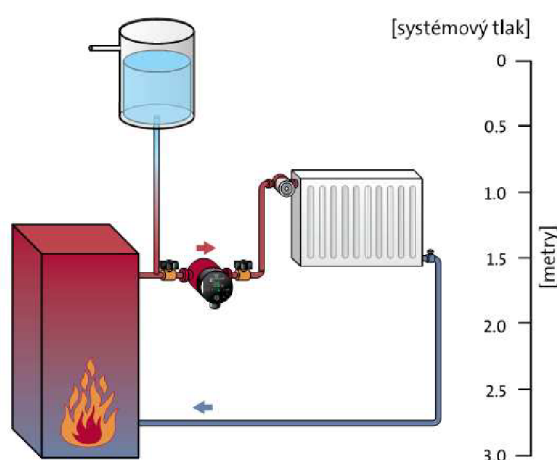


1 - hlavní ležaté rozvody, 2 - stoupačky, 3 - podlažní ležaté rozvody, 4 - přípojovací potrubí, 5 - pojistné potrubí, 6 - armatury

Obr. 3.14 - Základní části otopné soustavy. [1]

### 3.2.1 Otevřené otopné soustavy

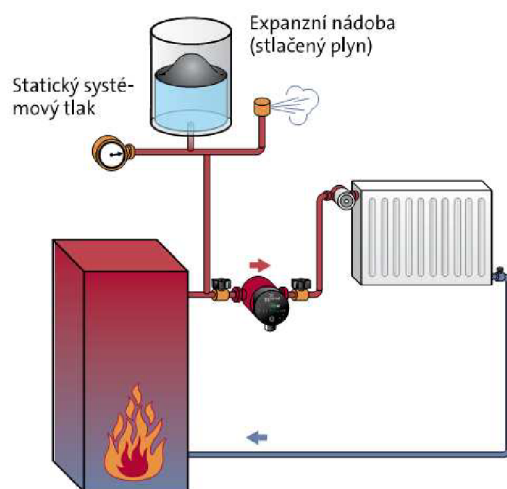
Otevřené otopné soustavy se mimo jiné používaly hlavně u soustav s přirozeným oběhem bez cirkulačního čerpadla. Tyto soustavy bez cirkulačního čerpadla však musely mít dostatečně dimenzované průměry potrubní sítě, aby v soustavě nastal dostatečný vztlak otopné vody a voda tak mohla samovolně cirkulovat vlivem rozdílných hustot teplé a studené vody. Dnes se takovéto soustavy realizují spíše výjimečně a převážně s kotli na pevná paliva pro větší teplotní spády (90/70°C). Čerpadlo se pak do otevřené otopné soustavy s malými průměry potrubní sítě instaluje za účelem pokrytí tlakových ztrát. Systémový tlak u čerpadla v otevřených soustavách je dán výškou hladiny. Ochrana proti přetlaku je řešena volným sloupcem vody (viz. obr. 3.15). Jak z předcházejícího popisu vyplývá, výhodou těchto soustav může být realizace bez použití čerpadla a nevýhodou pak bývá nutnost většího dimenzování rozvodů otopné vody a kontakt atmosférického kyslíku s volnou hladinou otopné vody, který způsobuje korozi kovových dílů otopné soustavy.



Obr. 3.15 - Otevřená otopná soustava. [20]

### 3.2.2 Uzavřené otopné soustavy

Specifickým prvkem uzavřených soustav je uzavřená tlaková expanzní nádoba. Přetlak je výhodný z několika hledisek. Přetlak umožňuje dosáhnout vyšších teplot otopné vody a zamezuje vnikání atmosférického kyslíku do otopné vody. Tento typ otopných soustav se stal, s rozvojem membránových expanzních nádob, nejrozšířenějším.

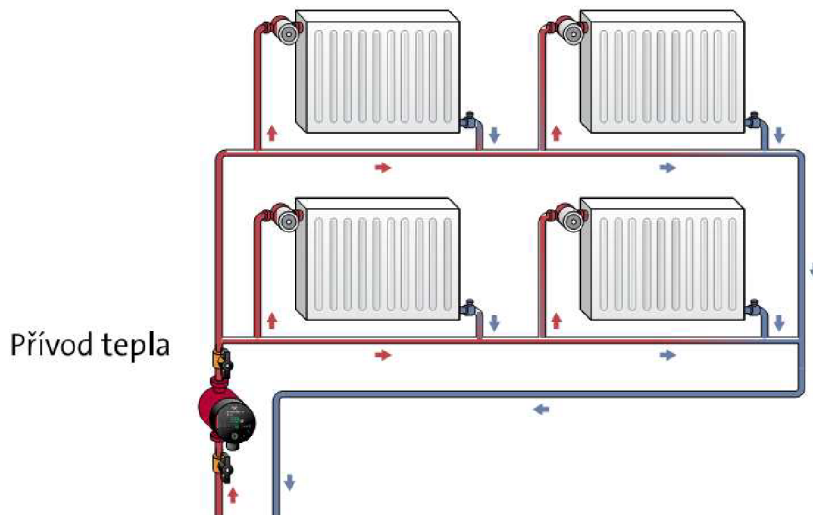


Obr. 3.16 - Uzavřená otopná soustava. [20]

### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

#### 3.2.3 Jednotrubkové otopné soustavy

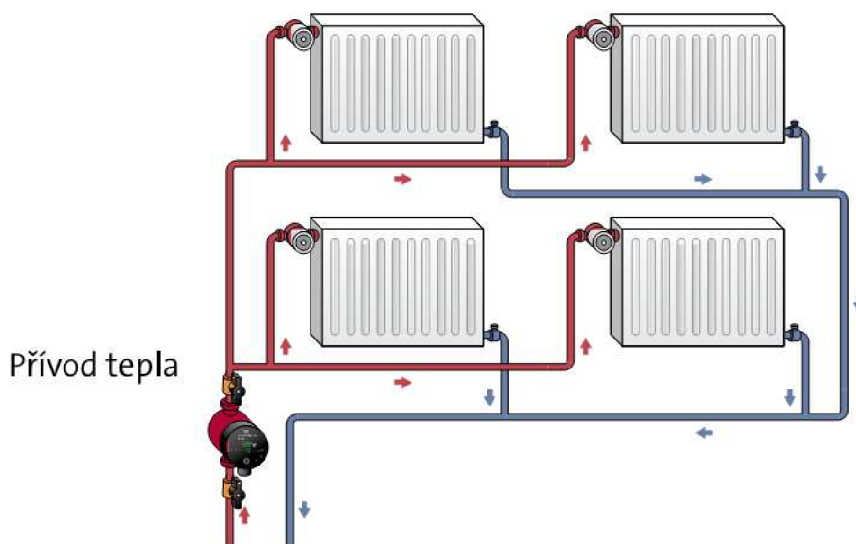
Jde o horizontální rozvod s konstantním průtokem a nízkou diferenční teplotou. Tato soustava je obtížnější na dimenzování z hlediska správného hydraulického vyvážení.



Obr. 3.17 - Jednotrubková soustava s obtokem těles. [20]

#### 3.2.4 Dvoutrubkové otopné soustavy

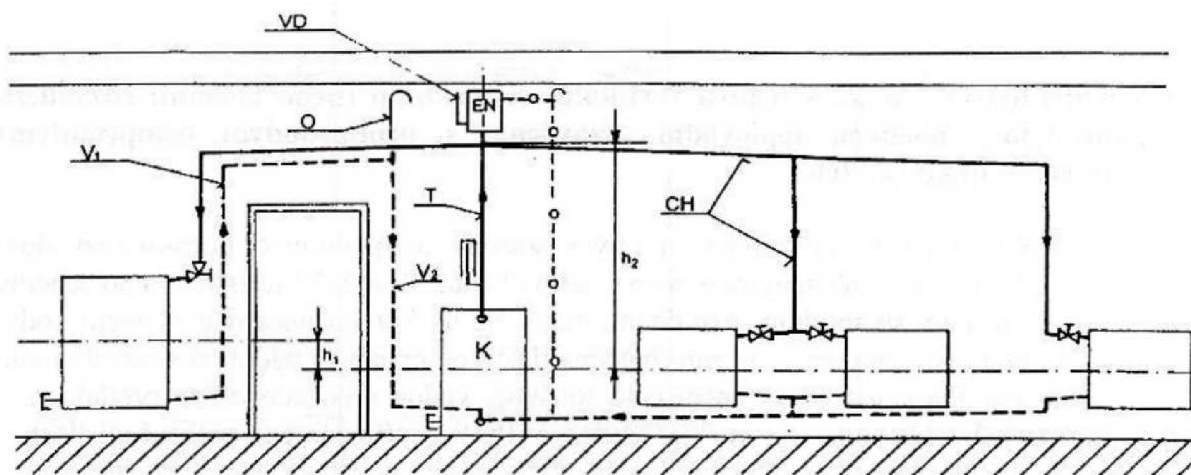
Jde o horizontální rozvod s proměnným průtokem a vysokou diferenční teplotou. Pro správné hydraulické vyvážení soustavy je vhodné použít vyvažovací okruh nebo vyvažovací ventil.



Obr. 3.18 - Dvoutrubková protiproudá soustava. [20]

### 3.2.5 Etážové otopné soustavy

Takovéto soustavy slouží k vytápění skupiny místností ve stejném podlaží. Osy otopných těles jsou přibližně ve stejné výšce jako osa kotle. Soustava na obr. 3.19 má přesnou definici jako: Dvoutrubková otopná soustava s kombinovaným etážovým rozvodem s přirozeným oběhem, teplovodní, otevřená, s protiproudým zapojením otopných těles. [1]



K - kotel; EN - expanzní nádoba; VD - vodoznak;

O - odvzdušnění části vratného potrubí; T - sloupec teplé vody;

CH - sloupec chladnější vody;

$h_1$  - výška osy tělesa nad osou kotle;  $h_2$  - výška určující účinný vztlak

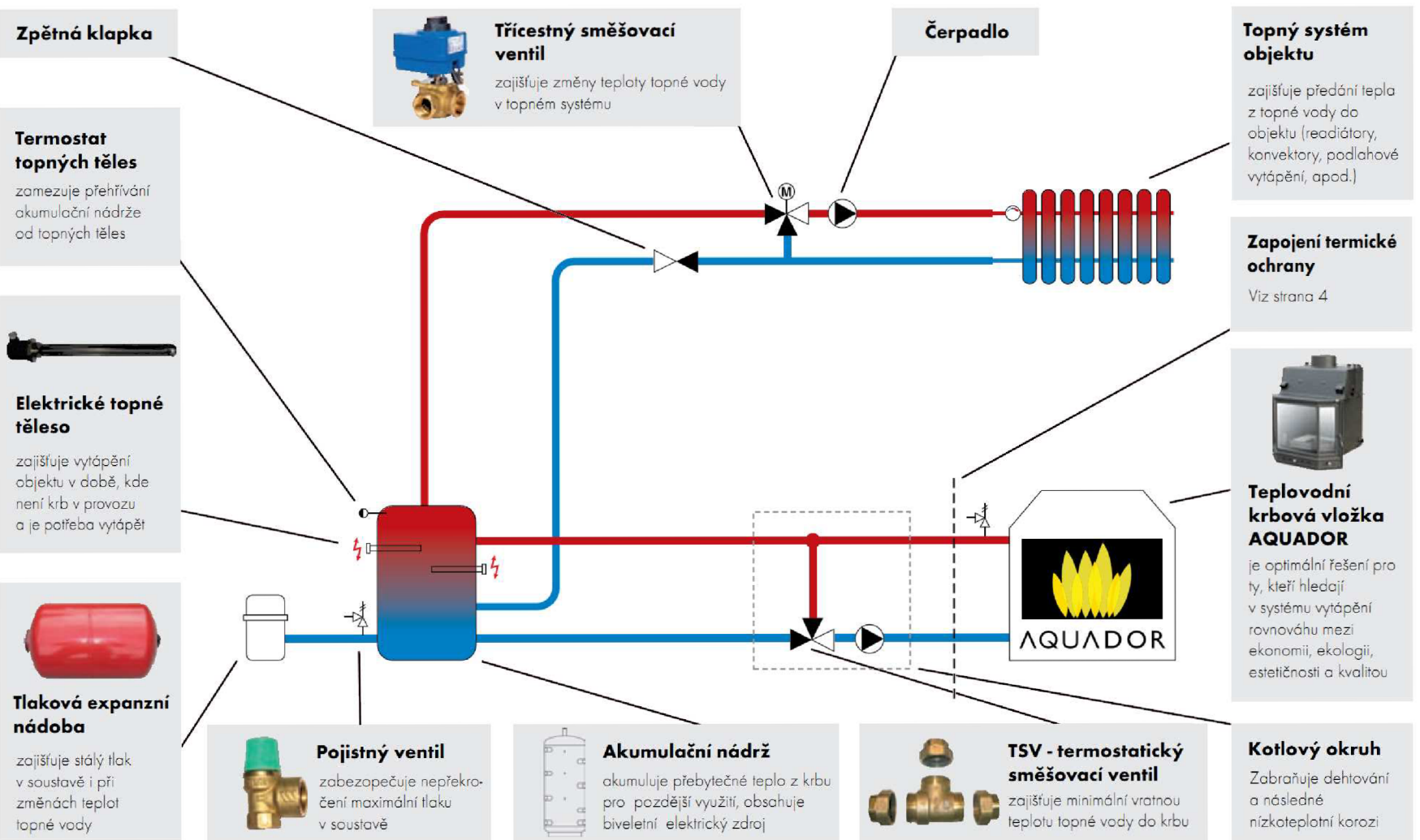
Obr. 3.19 - Etážová otopná soustava s přirozeným oběhem vody [1]

### 3.3 Schémata zapojení krbových kamen do otopných soustav

Zcela zásadní podmínkou pro úspěšné připojení krbových kamen do otopné soustavy je dodržení minimální teploty vratné otopné vody, která vstupuje do výměníku. Vlivem nízké teploty by docházelo k dehtování, nízkoteplotní korozi a zmenšení tahu komína. Dehtovité produkty hoření zanášejí teplosměnné plochy a tím omezují výkon výměníku. Nízkoteplotní koroze pak, při kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách, agresivně napadá veškeré vnitřní plochy a dále nedostatečný tah komína by mohl způsobit zakouření interiéru budovy.

Typů připojení krbových kamen do otopné soustavy je opravdu mnoho. Je to dáno především možností kombinovat velké množství tepelných zdrojů a individuálním přístupem projektantů více či méně sofistikovaných otopných soustav. Na následujících schématech budou popsány typické otopné soustavy, které využívají krbová kamna jako monovalentní nebo bivalentní zdroj tepla. Schémata budou zaměřena pouze na hydraulické zapojení jednotlivých komponent bez konkrétního řešení regulace.

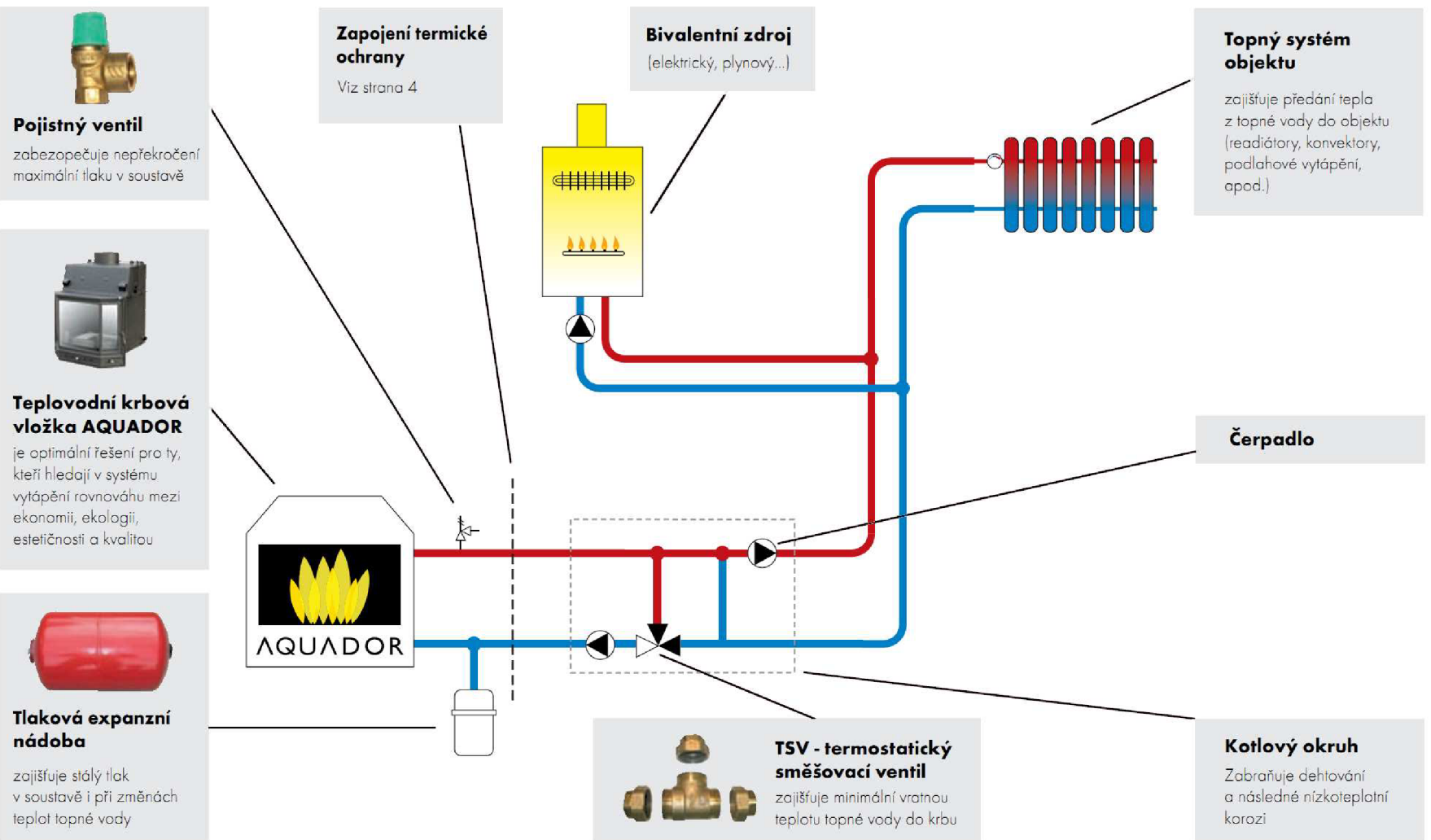
3.3.1 Sestava č. 1 [21]



### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

Sestava č. 1 je příkladem připojení krbových kamen do jednookruhového topného systému s krbem, akumulací nádrží a bivalentním zdrojem tepla. Jedná se o téměř nejjednodušší způsob připojení. Jednodušším připojením je už pouze připojení krbových kamen přímo k otopným tělesům, kde je cirkulace vody zajištěna jedním cirkulačním čerpadlem. V sestavě č. 1 jsou použity elektrická topná tělesa, umístěna v akumulací nádrži, jako bivalentní zdroj tepla pro zajištění požadované teploty otopné vody i v době, kdy se v kamnech netopí. Elektrická topná tělesa by zde rovněž mohla být nahrazena jakýmkoli jiným zdrojem tepla (plynový kotel, solární systém, tepelné čerpadlo, ...). Sestava č. 1 má regulaci topného systému řešenou pomocí programovatelného pokojového termostatu v kombinaci s jednoduchým ekvitermním regulátorem teploty topné vody, který řídí motoricky poháněný třícestný směšovací ventil.

### 3.3.2 Sestava č. 2 [21]

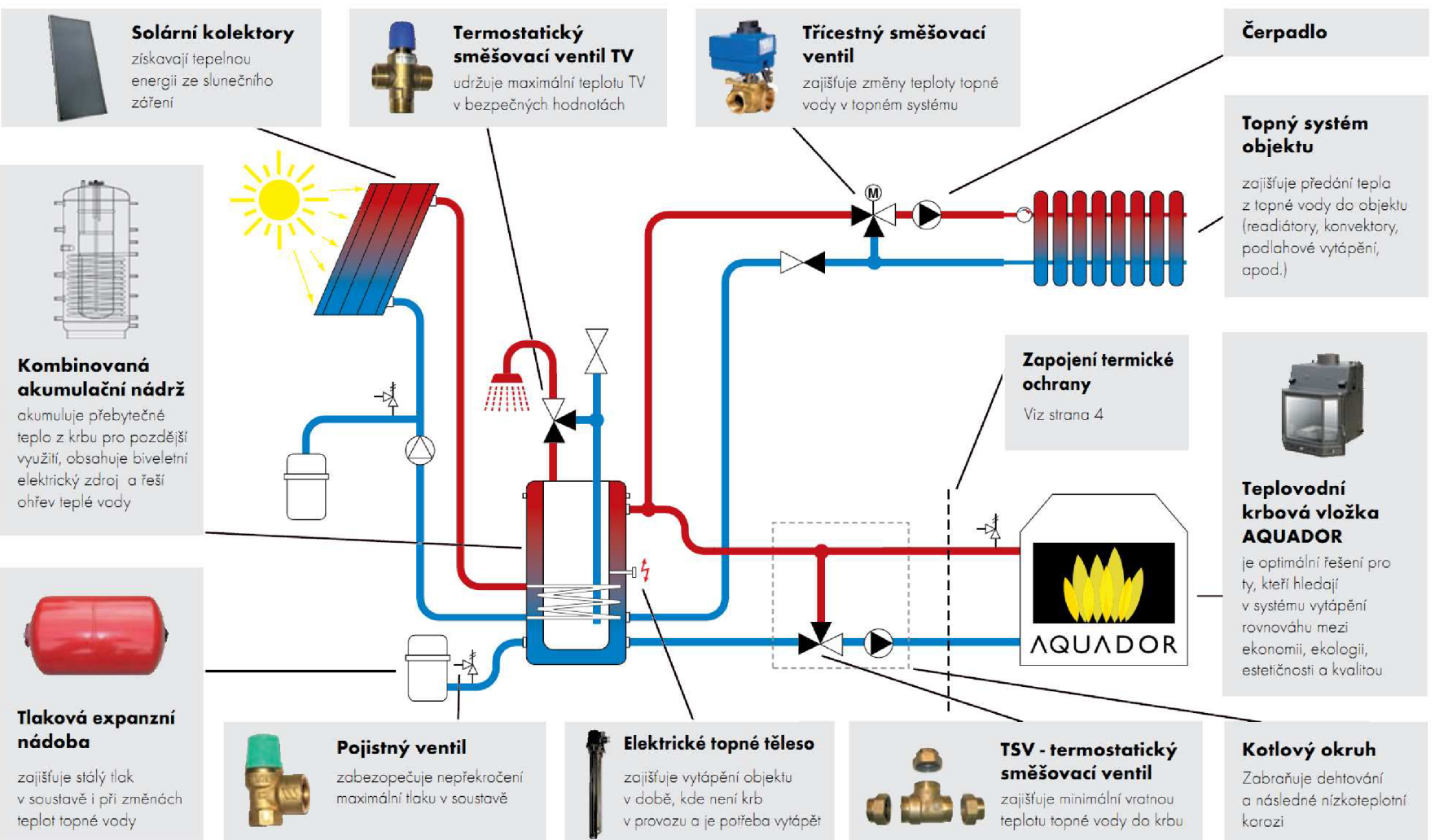


### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

Sestava č. 2 je opět velmi jednoduchý jednookruhový topný systém. I když je na schématu plynový kotel uveden jako bivalentní zdroj tepla, v praxi tomu bývá naopak a spíše krbová kamna plní úlohu bivalentního zdroje. Krbová kamna se u takovýchto sestav většinou připojují dodatečně již do realizovaného otopného systému s jedním zdrojem tepla (plynový kotel, ...). V ideálním případě se zatápí v krbových kamnech a plynový (elektrický, ...) kotel pak pokrývá pouze nedostatky tepla v otopném systému (pokud krb vyhasne) a zároveň plní funkci ohřívače TUV (není na schématu). Na schématu by rovněž měla být znázorněna zpětná klapka na přívodním potrubí u obou zdrojů tepla, aby nedocházelo k zbytečnému vyhřívání teplosměnných ploch při odstavení jednoho ze zdrojů tepla. U tohoto typu sestav se nepředpokládá, že by krbová kamna byla schopna v každém okamžiku pokrýt celkové potřeby tepla v domácnosti, a proto musí, při vyhasnutých kamnech, tyto nedostatky 100% pokrýt plynový (elektrický, ...) kotel. Regulace tohoto systému je řešena programovatelným pokojovým termostatem.



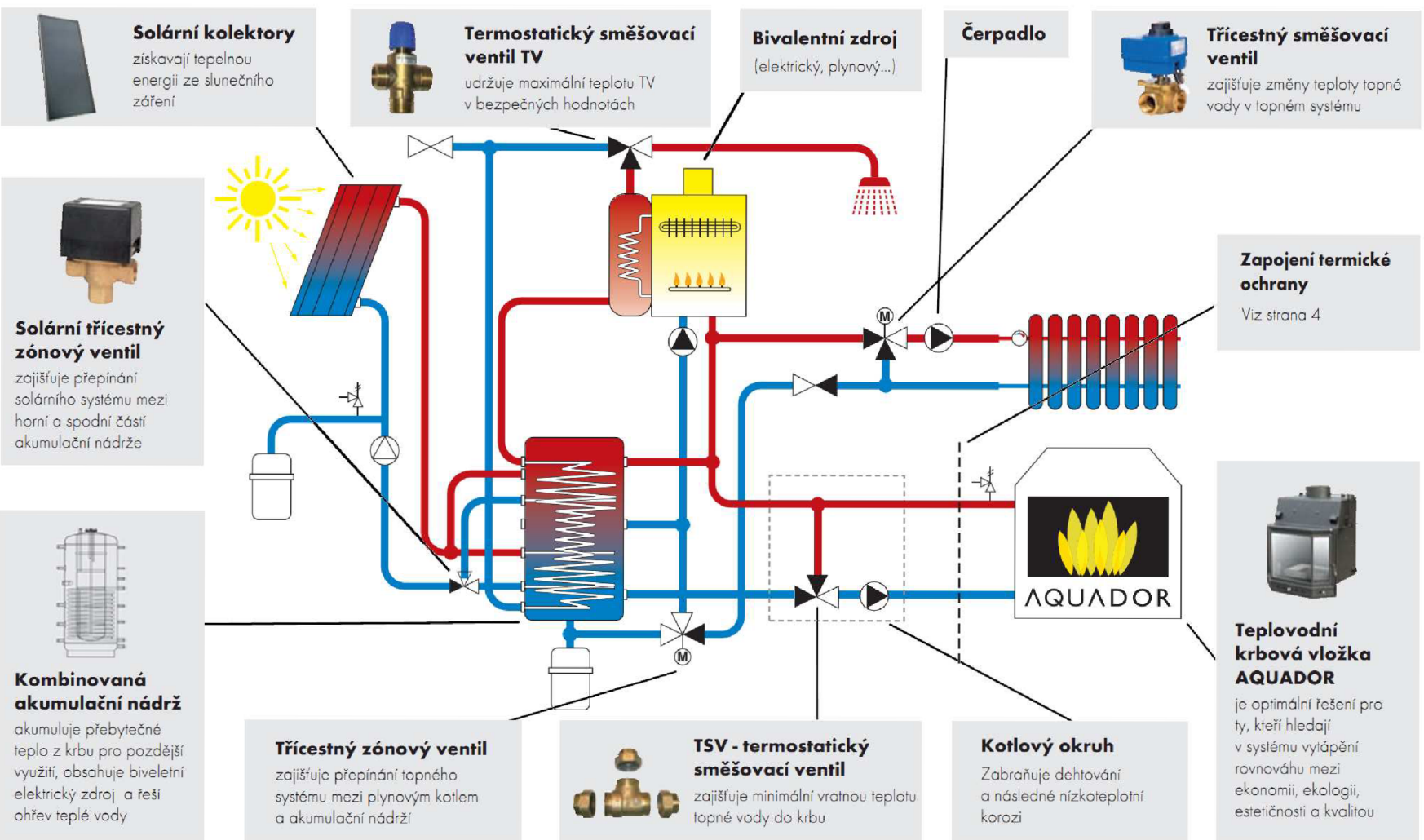
3.3.3 Sestava č. 3 [21]



### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

Sestava č. 3 je příkladem jednookruhového (s použitím speciálního modulu regulátoru i dvoukruhového) topného systému s krbem, kombinovanou akumulací nádrží, bivalentním zdrojem tepla a s možností přímého napojení na solární systém. Tento systém zajišťuje TUV i vytápění. Solární okruh může být klasifikován jako bivalentní zdroj tepla a plní zde funkci ohřívání TUV a podporu vytápění. Hlavním zdrojem tepla je zde krbová vložka, která je zálohována trivalentním zdrojem (elektrické topné těleso, plynový kotel, ...). Regulace je u tohoto typu systému poněkud složitější, protože je nutné synchronizovat tři rozdílné zdroje tepla. Topný systém je spínán pokojovou jednotkou ekvitermního regulátoru, který řídí kotlový okruh, solární systém i motoricky poháněný třicestný směšovací ventil otopné vody.

3.3.4 Sestava č. 4 [21]



### 3 Zapojení krbových kamen a krbových vložek do vodních otopných soustav

Jak je na pohled patrné, tak systém zobrazený na sestavě č. 4 je již značně sofistikovaný a byl navržen na specifické požadavky budoucího majitele této soustavy. Mezi požadavky patřilo využití více zdrojů tepla a vyšší nároky na solární systém. Byla proto zvolena kombinace krbu, kondenzačního plynového kotle a solárního systému navrženého pro maximální úspory provozu topného systému (vytápění a příprava TUV) s důrazem na efektivní provoz solárního systému. Pro efektivní provoz solárního systému je velmi důležitý návrh speciální akumulární nádrže, která bude zajišťovat přehřev TUV a synchronizované propojení více zdrojů tepla (kromě krbu tak lze systém doplnit o tepelné čerpadlo, kotel na peletky, apod.). Regulace tohoto systému je řízena ekvitermním regulátorem DeltaSol M vybaveným pokojovou jednotkou.

## 4 VÝPOČET TEPLOVODNÍHO VÝMĚNÍKU

Jelikož si můžeme dopočítat, nebo zvolit veškeré teploty a hmotnostní průtoky (spalin a vody), tak byla pro konstrukční návrh výměníku zvolena metoda LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference). Jedná se o metodu používající střední logaritmický teplotní spád. [13]

### 4.1 Postup řešení

- a) Zjistíme si hmotnostní průtoky vody a spalin.
- b) Zjistíme si teploty vody a spalin na vstupu do výměníku.
- c) Teplotu vody na výstupu z výměníku volíme s ohledem na požadovaný teplotní spád otopné soustavy (10K).
- d) V požadavcích na rozměry tepelného výměníku byly stanoveny limitní rozměry půdorysu a výšky výměníku. Návrh výměníku byl těmito limitními parametry značně svázán. Rovněž konstrukční materiál byl předem zvolen (součástí zadání) bez ohledu na výpočet. Následný postup řešení byl víc než jasný: Navrhnout teplovodní výměník s maximálním možným výkonem s ohledem na zadané limitní parametry a s ohledem na bezproblémové čištění spalinového kanálu (žárotrubné části). Maximálního výkonu se prakticky dosáhne jediným možným způsobem a to navržením maximální možné teplosměnné plochy a zároveň snahou co nejvíce zvýšit rychlost spalin v prostoru spalinového kanálu uvnitř výměníku.
- e) Z bilančních rovnic určíme použitelný tepelný výkon spalin a tomu přizpůsobíme odebíraný výkon otopnou vodou (volba průtoku).
- f) Iteračním postupem hledáme pro navržený tepelný výměník optimální teplotu spalin na výstupu, která podstatně ovlivňuje střední logaritmický teplotní spád a tím pádem i tepelný výkon výměníku. Ve chvíli, kdy pro iteračně zjištěnou teplotu spalin na výstupu dojde ke shodě výpočetního tepelného výkonu výměníku, vody a spalin z rovnice tepelné bilance, tak v tomto okamžiku jsme zjistili skutečný tepelný výkon teplovodního výměníku s předem navrženými parametry.
- g) Vzhledem k okolnostem, že ve spalinách je více tepla, než dokážeme navrženým výměníkem s maximálními dovolenými parametry získat, tak návrh výměníku pokládáme za konečný. V opačném případě bychom museli vhodně upravit konstrukční návrh výměníku a iterační postup z bodu „f)“ opakovat.

## 4.2 Pomocné výpočty pro určení parametrů spalin

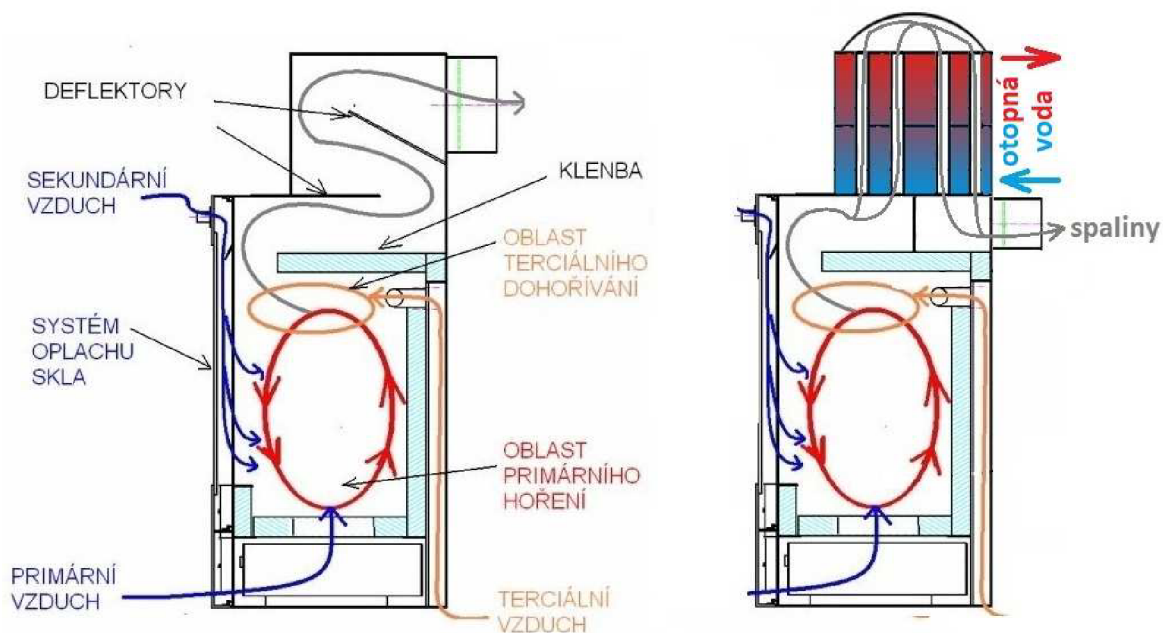
Abychom mohli určit hmotnostní průtok spalin, bude nutné nejprve provést stechiometrické výpočty spalování zkušební paliva (tab. 4.1), kterým budeme zatápět v krbových kamnech. Palivo ve výpočtech uvažujeme s vlhkostí 15% (odpovídá době sušení 1 rok). Většina charakteristických hodnot pro následující výpočty vychází z experimentálního měření č. 2 [14], které provedl Ing. Otakar Štelcl ve své diplomové práci. Měření č. 2 bylo vybráno jako nejvíce odpovídající optimálnímu provozu krbových kamen. Jelikož se měla instalace uskutečnit výměnou kouřové komory za výměník (obr. 4.1), bylo nutné, k původním hodnotám z měření (tab. 4.4), experimentálně zjistit skutečnou teplotu spalin nad klenbou, která nám později poslouží k výpočtu tepelného výkonu spalin.

Tab. 4.1 - Složení zkušební paliva.

Látky	Poměrné zastoupení (%)
C	42,8
H <sub>2</sub>	5,5
O <sub>2</sub>	34,6
voda	15

Tab. 4.2 - Nastavení a vstupní parametry krbových kamen pro měření č. 2. [14]

primární vzduch	0
sekundární vzduch	3.5
terciální vzduch	1
počáteční teplota spalin	158°C
tah komína	9Pa
předpokládaná výhřevnost paliva	16MJ/kg
hmotnost paliva	3,01kg
počet kusů paliva (polen)	7
druh paliva	tvrdé dřevo
doba sušení paliva	2 roky
doba zkoušky	60 minut
čas započetí zkoušky	17:15
interval měření online	10s



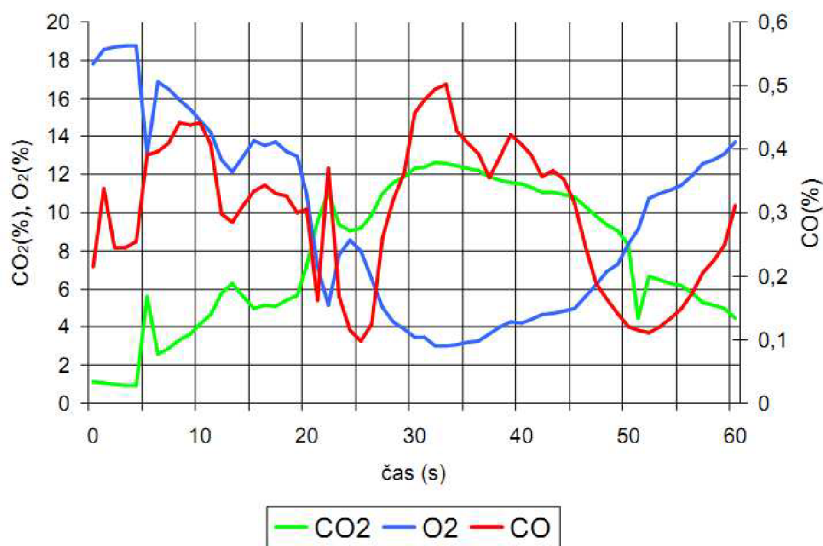
Obr. 4.1 - Krbová kamna s kouřovou komorou (vlevo) a výměníkem (vpravo).

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

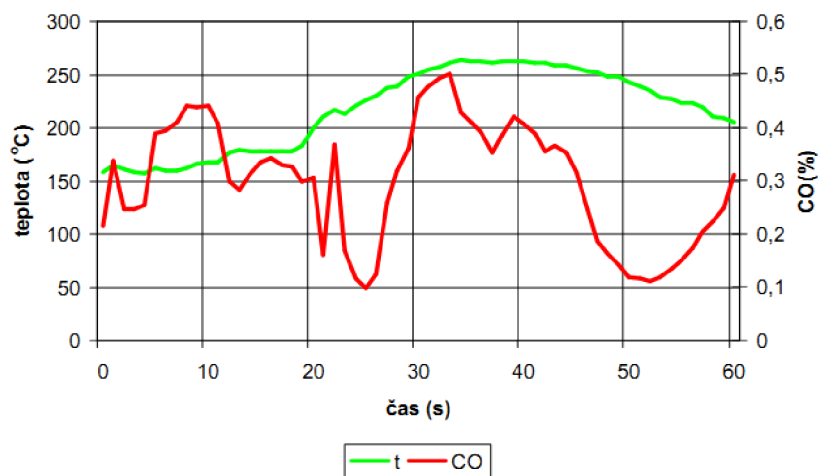
Tab. 4.3 - Hodnoty z měření č. 2. [14]

min	CO	CO2	O2	$\alpha$	t-spal	t-out
0	0,216	1,12	17,78	6,521739	158,7	27,6
1	0,338	1,06	18,53	8,502024	165,3	27,6
2	0,246	0,99	18,69	9,090909	161,3	27,6
3	0,246	0,97	18,74	9,292035	158,3	27,4
4	0,254	0,95	18,77	9,41704	157,3	27,4
5	0,39	5,59	13,07	2,648172	162,2	27,3
6	0,396	2,57	16,85	5,060241	159,3	27,1
7	0,41	2,87	16,46	4,625551	160,1	27,1
8	0,442	3,34	15,93	4,142012	162,2	27
9	0,438	3,65	15,44	3,776978	166,2	26,9
10	0,442	4,14	14,85	3,414634	167	26,7
11	0,408	4,64	14,23	3,10192	167,9	26,7
12	0,298	5,81	12,76	2,548544	177,1	26,5
13	0,284	6,27	12,11	2,362205	179,3	26,4
14	0,312	5,62	12,96	2,61194	178,2	26,3
15	0,334	4,98	13,79	2,912621	177,4	26,3
16	0,344	5,18	13,55	2,818792	177,3	26,3
17	0,33	5,08	13,69	2,872777	177,7	26,2
18	0,326	5,43	13,23	2,702703	178	26,3
19	0,3	5,65	12,98	2,618454	182,7	26,3
20	0,306	7,22	10,97	2,093719	199,5	26,2
21	0,162	9,55	7,19	1,520637	210,5	26,3
22	0,37	11,1	5,18	1,327434	216,6	26,1
23	0,168	9,35	7,77	1,587302	213,4	26,3
24	0,116	9,07	8,57	1,689461	220,9	26,4
25	0,098	9,21	8,01	1,616628	225,9	26,5
26	0,124	9,88	6,57	1,455301	230,4	26,5
27	0,26	10,98	5,06	1,31744	237,9	26,4
28	0,32	11,56	4,27	1,25523	238,9	26,5
29	0,362	11,88	3,91	1,228789	248	26,5
30	0,456	12,34	3,47	1,197946	250,7	26,4
31	0,478	12,41	3,44	1,1959	254,8	26,5
32	0,494	12,66	3,02	1,167964	257,6	26,5
33	0,502	12,61	3,03	1,168614	260,9	26,5
34	0,428	12,43	3,1	1,173184	263,7	26,7
35	0,41	12,3	3,21	1,180438	262	26,6
36	0,392	12,17	3,29	1,185771	261,8	26,8
37	0,354	11,86	3,67	1,211771	261,1	26,8
38	0,388	11,68	4,01	1,236021	262,9	26,8
39	0,422	11,58	4,27	1,25523	261,8	26,8
40	0,408	11,51	4,23	1,252236	261,7	26,8
41	0,39	11,35	4,39	1,264299	260,9	26,9
42	0,356	11,1	4,63	1,282834	261,1	26,9
43	0,366	11,07	4,73	1,290719	258,9	26,9
44	0,352	10,94	4,87	1,301922	258	26,9
45	0,316	10,8	4,97	1,310044	256,3	27
46	0,248	10,34	5,58	1,361868	253,7	27,1
47	0,188	9,82	6,25	1,423729	251,8	27,2
48	0,164	9,36	6,93	1,492537	248,3	27,3
49	0,142	9,05	7,31	1,533966	247,5	27,4
50	0,12	8,29	8,38	1,664025	243,1	27,3
51	0,116	4,47	9,11	1,76619	238,4	27,2
52	0,112	6,64	10,78	2,054795	235,2	27,2
53	0,12	6,46	11	2,1	228,9	27,2
54	0,134	6,3	11,22	2,147239	227,7	27,2
55	0,15	6,14	11,46	2,201258	223,9	27,2
56	0,174	5,76	11,96	2,323009	222,8	27,1
57	0,206	5,29	12,56	2,488152	219,7	27,2
58	0,224	5,15	12,76	2,548544	210,5	27,1
59	0,25	4,94	13,08	2,651515	209,2	27
60	0,312	4,49	13,69	2,872777	204,6	26,9
PRŮM	0,29	7,65	9,61	2,6	216,96	26,82

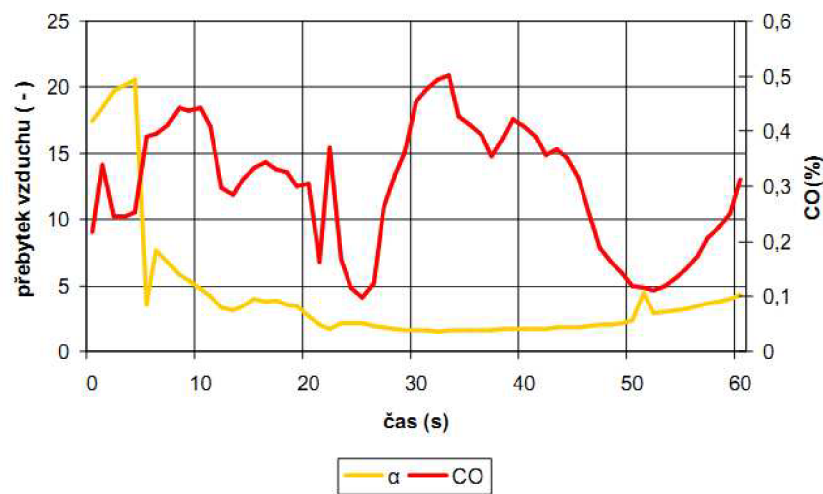
4 Výpočet teplovodního výměníku



Obr. 4.2 - Průběh koncentrací CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> z měření č. 2. [14]



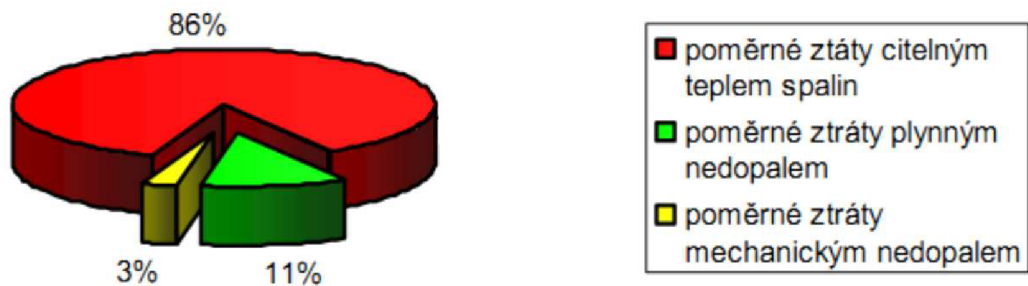
Obr. 4.3 - Průběh teploty spalin v závislosti na koncentraci CO z měření č. 2. [14]



Obr. 4.4 - Průběh přebytku vzduchu na koncentraci CO z měření č. 2. [14]



4 Výpočet teplovodního výměníku



Obr. 4.5 - Poměr ztrát pro měření č. 2. [14]

Tab. 4.4 - Naměřené a vypočtené hodnoty pro měření č. 2. [14]

-----	průměrné hodnoty
$t_{-OUT}$	26,8°C
$t_a$ -teplota spalin	217°C
<b><math>t_{ak}</math> -teplota spalin nad klenbou</b>	<b>390°C</b>
koncentrace O <sub>2</sub> ve spalinách	9,60%
koncentrace CO <sub>2</sub> ve spalinách	7,70%
koncentrace CO ve spalinách	0,30%
koncentrace CO při 13 % O <sub>2</sub> ve spalinách	0,21%
součinitel přebytku vzduchu	2,54
tah komína na konci zkoušky	9Pa
komínová ztráta	3101kJ/kg
poměrná komínová ztráta	18,50%
ztráta plynným nedopalem	411kJ/kg
poměrná ztráta plynným nedopalem	2,40%
ztráta mechanickým nedopalem	96kJ/kg
poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,60%
účinnost	78,50%
příkon	14kW
výkon	11,1kW
třída účinnost	1
třída emisí	1

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.2.1 Minimální množství kyslíku pro spálení 1kg paliva

$$V_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{C}{12,01} + \frac{H}{4,032} - \frac{O}{32} \right)$$
$$V_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{42,8}{12,01} + \frac{5,5}{4,032} - \frac{34,6}{32} \right) = 0,86 m_n^3 / kg_{pal} \quad (4-1)$$

##### 4.2.2 Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1kg paliva

$$V_{VS \min} = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,86 = 4,09 m_n^3 / kg_{pal} \quad (4-2)$$

##### 4.2.3 Součinitel vlhkosti

Předpoklad: Relativní vlhkost  $\varphi=0,7$ .

Absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti pro teplotu 20°C  $p''=2,34\text{kPa}$ .

Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu  $p_c=101,2\text{kPa}$ .

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,7 \cdot \frac{2,34}{101,2 - 0,7 \cdot 2,34} = 1,02 \quad (4-3)$$

##### 4.2.4 Minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1kg paliva

$$V_{VV \min} = f \cdot V_{VS \min} = 1,02 \cdot 4,09 = 4,17 m_n^3 / kg_{pal} \quad (4-4)$$

##### 4.2.5 Minimální objem složek suchých spalin (CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>)

Předpoklad: Obsah oxidu uhličitého v nasávaném vzduchu = 0,03%

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C}{12,01} + 0,0003 \cdot V_{VS \min}$$
$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{42,8}{12,01} + 0,0003 \cdot 4,09 = 0,795 m_n^3 / kg_{pal} \quad (4-5)$$

Předpoklad: Obsah dusíku ve zkušebním palivu = 0,09%

Poměrné zastoupení dusíku v nasávaném vzduchu = 78%

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N}{28} + 0,78 \cdot V_{VS \min}$$
$$V_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,09}{28} + 0,78 \cdot 4,09 = 3,19 m_n^3 / kg_{pal} \quad (4-6)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.2.6 Minimální objem suchých spalin vzniklých spálení 1kg paliva

$$V_{SS \min} = V_{CO_2} + V_{N_2} = 0,795 \cdot 3,19 = 3,985 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-7)$$

##### 4.2.7 Minimální objem vodní páry ve spalinách vzniklé spálením 1kg paliva

$$V_{H_2O \min}^P = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H}{4} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W}{18} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{5,5}{4} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{15}{18} = 0,802 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-8)$$

##### 4.2.8 Minimální množství páry vzniklé z vlhkého vzduchu

$$V_{H_2O \min}^{VZ} = (f - 1) \cdot V_{VS \min} = (1,02 - 1) \cdot 4,09 = 0,0818 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-9)$$

##### 4.2.9 Minimální objem vodní páry

$$V_{H_2O \min} = V_{H_2O \min}^{VZ} + V_{H_2O \min}^P = 0,0818 + 0,802 = 0,883 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-10)$$

##### 4.2.10 Minimální množství vlhkých spalin

$$V_{SV \min} = V_{SS \min} + V_{H_2O \min} = 3,985 + 0,884 = 4,869 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-11)$$

##### 4.2.11 Skutečné množství vlhkých spalin na 1kg paliva

Předpoklad: Součinitel přebytku vzduchu  $\alpha = 2,54$ .

$$V_{SV1} = V_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{VS \min} = 4,869 + (2,54 - 1) \cdot 4,09 = 11,17 \text{ m}_n^3 / \text{kg}_{pal} \quad (4-12)$$

##### 4.2.12 Skutečné množství vlhkých spalin na dané množství paliva

Předpoklad: Hmotnost přikládání paliva = 3,06kg.

Doba hoření = 1hod.

=>  $M_{pal} = 3,06 \text{ kg/hod}$

$$V_{SV} = V_{SV1} \cdot M_{pal} = 4,09 \cdot 3,06 = 34,17 \text{ m}_n^3 / \text{hod} \quad (4-13)$$

### 4.3 Návrh parametrů spalín

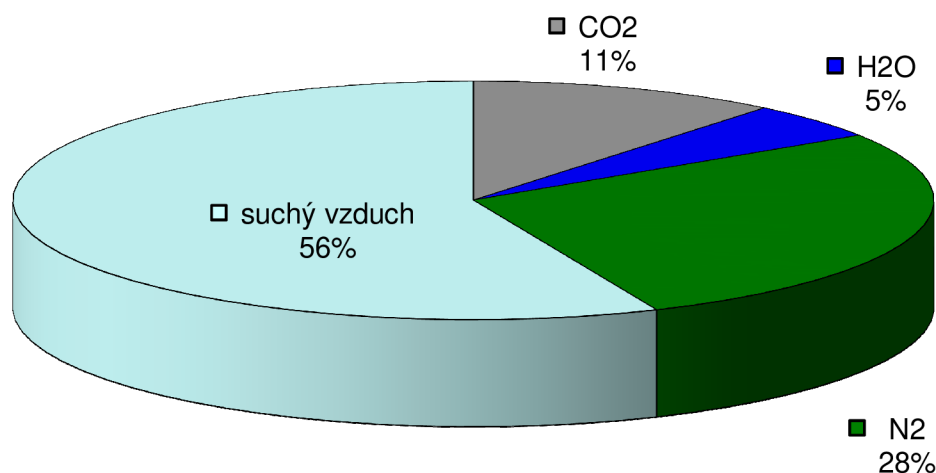
Návrhem parametrů spalín je míněno nastavení primárního a sekundárního vzduchu, které zásadně ovlivňuje veškeré parametry hoření (složení spalín, fyzikální vlastnosti spalín, hmotnostní a objemový průtok spalín, ...)

#### 4.3.1 Složení spalín

Pro předpokládané skutečné množství vlhkých spalín byl sestaven následující přehled vlastností (tab. 4.5). Uvedené hodnoty byly vypočteny, nebo dohledány v tabulkách fyzikálních vlastností látek. Jelikož se složení spalín prakticky mění každou chvílí, budeme následující hodnoty uvažovat pouze jako charakteristické hodnoty pro výpočet. U budoucích výpočtů se stane  $\alpha$  (součinitel přebytku vzduchu) veličinou, která nejvíce ovlivňuje složení spalín a zároveň podstatně ovlivňuje komínovou ztrátu citelným teplem. Komínová ztráta (původních kamen bez výměníku) citelným teplem je z hlediska výpočtu tepelného výměníku velmi důležitá, protože způsobuje kolísání použitelného tepelného výkonu ze spalín v řádu jednotek kW.

Tab. 4.5 - Složení spalín pro měření č. 2.

Spaliny	Složení [% hmot.]	Hustota [kg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]	Dílčí hustota [kg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]	Složení [% objem.]
CO <sub>2</sub>	7,12%	1,9768	0,140725	10,90%
H <sub>2</sub> O	7,91%	0,804	0,063571	4,93%
N <sub>2</sub>	28,56%	1,2505	0,357203	27,67%
suchý vzduch	56,40%	1,293	0,729261	56,50%
$\Sigma$	100%	---	1,290758	100%



Obr. 4.6 - Objemové složení spalín pro  $\alpha=2,54$  z měření č. 2.

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.3.1.1 Výpočet hmotnostních podílů jednotlivých složek spalin

$$x_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SV}} = \frac{0,795}{34,17} = 7,12\% \quad (4-14)$$

$$x_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SV}} = \frac{0,883}{34,17} = 7,91\% \quad (4-15)$$

$$x_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{SV}} = \frac{3,19}{34,17} = 28,56\% \quad (4-16)$$

$$x_{vzd} = \frac{V_{SV1} - V_{SV \min}}{V_{SV1}} = \frac{11,17 - 4,869}{11,17} = 56,40\% \quad (4-17)$$

=> Kontrola:  $\Sigma x = 100\%$

##### 4.3.1.2 Výpočet dílčích hustot jednotlivých složek spalin

$$\varphi_{CO_2} = x_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} = 7,12 \cdot 1,9768 = 0,140725 \text{ kg} / \text{m}_n^3 \quad (4-18)$$

$$\varphi_{H_2O} = x_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} = 7,91 \cdot 0,804 = 0,063571 \text{ kg} / \text{m}_n^3 \quad (4-19)$$

$$\varphi_{N_2} = x_{N_2} \cdot \rho_{N_2} = 28,56 \cdot 1,2505 = 0,357203 \text{ kg} / \text{m}_n^3 \quad (4-20)$$

$$\varphi_{vzd} = x_{vzd} \cdot \rho_{vzd} = 56,4 \cdot 1,293 = 0,729261 \text{ kg} / \text{m}_n^3 \quad (4-21)$$

=> Hustota spalin pro měření č. 2:  $\Sigma \varphi = \rho'_{spal} = 1,291 \text{ kg} / \text{m}_n^3$

Hodnota dílčí hustoty spalin se s přebytkem vzduchu mění pouze v řádu tisícín  $\text{kg} / \text{m}_n^3$ .  
Můžeme proto tuto hodnotu považovat při dané teplotě za konstantní.

##### 4.3.1.3 Výpočet měrného objemu jednotlivých složek spalin

$$v_{CO_2} = \frac{\varphi_{CO_2}}{\rho'_{spal}} = \frac{0,140725}{1,291} = 10,9\% \quad (4-22)$$

$$v_{H_2O} = \frac{\varphi_{H_2O}}{\rho'_{spal}} = \frac{0,063571}{1,291} = 4,93\% \quad (4-23)$$

$$v_{N_2} = \frac{\varphi_{N_2}}{\rho'_{spal}} = \frac{0,357203}{1,291} = 27,67\% \quad (4-24)$$

$$v_{vzd} = \frac{\varphi_{vzd}}{\rho'_{spal}} = \frac{0,729261}{1,291} = 56,5\% \quad (4-25)$$

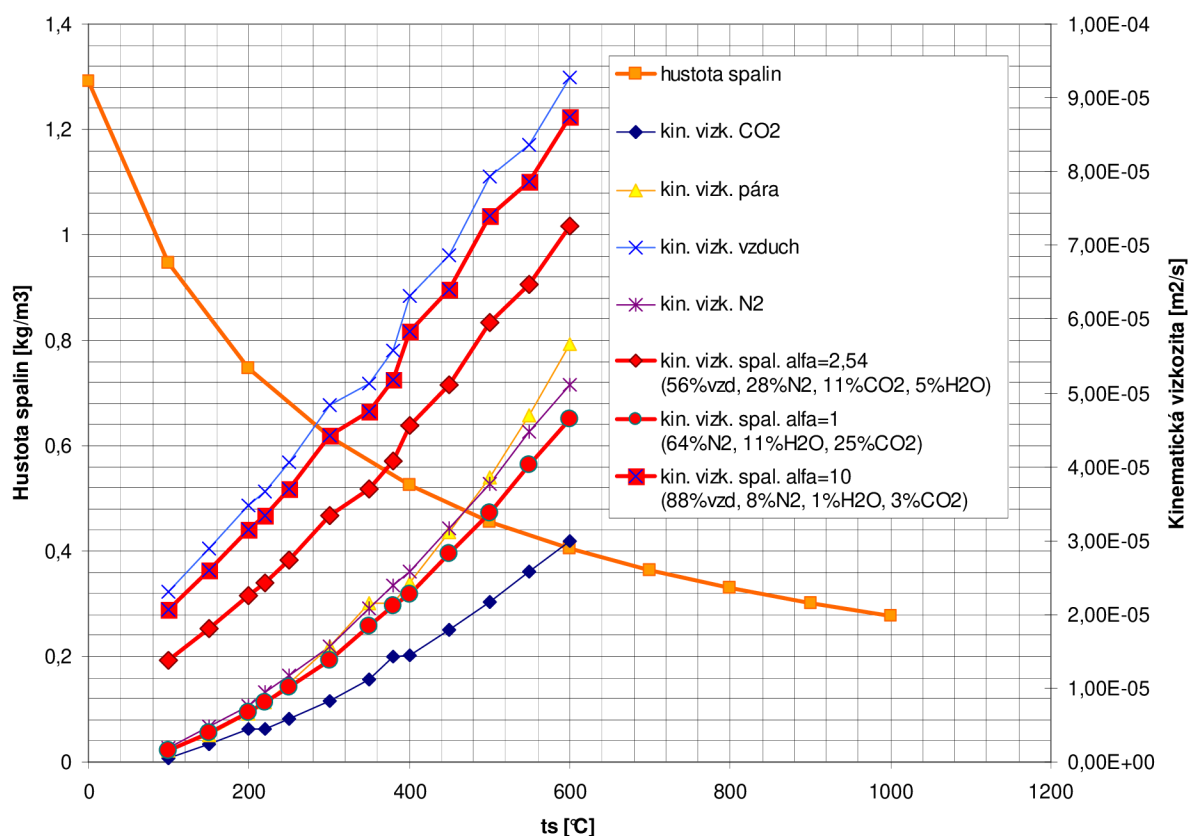
=> Kontrola:  $\Sigma v = 100\%$

### 4.3.2 Hustota, kinematická viskozita a měrná tepelná vodivost spalin

Všechny doposud vyjádřené vztahy byly počítány pro normální stav (vztaženy k  $0^{\circ}\text{C}$  a atmosférickému tlaku  $0,101325\text{MPa}$ ) a neodpovídají tedy skutečným hodnotám za reálných podmínek. Proto je nutné u některých hodnot provést přepočty podle stavové rovnice. Pro naše účely postačí přepočty na skutečnou teplotu, který má i při zanedbání tlakových změn dostatečnou přesnost (tlakové změny se mohou u většiny atmosférických spalovacích procesů zanedbat).

Hustotu spalin si určíme pro jednotlivé teploty a použijeme ji pro výpočet dynamické viskozity, kterou potřebujeme k určení Nusseltova čísla ze strany spalin. Hustota spalin se změnou přebytku vzduchu zůstává, na rozdíl od dílčích hustot jednotlivých prvků, téměř konstantní.

Viskozita spalin je pak potřebná veličina pro výpočet Reynoldsova čísla ze strany spalin. Při pohledu na obr. 4.7 se může zdát, že hodnota kinematické viskozity značně ovlivňuje Reynoldsovo číslo a tím i výsledný tepelný výkon. Ze zkušebních výpočtů však vyplynulo, že hodnota kinematické viskozity pro přebytek vzduchu  $\alpha=1$  a  $\alpha=10$  ovlivňuje tepelný výkon výměníku pouze v rozmezí  $100\text{W}$ .



Obr. 4.7 - Hustota a kinematická viskozita spalin pro různé  $\alpha$ .

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.3.2.1 Přepočet hustoty spalin na danou teplotu

$$\rho_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} = \frac{\rho'_{spal} \cdot 273,15}{t_s + 273,15} = \frac{1,291 \cdot 273,15}{100 + 273,15} = 0,94485 \text{ kg/m}^3 \quad (4-26)$$

Tab. 4.6 - Hustota spalin pro jednotlivé teploty a  $\alpha=2,54$ .

$t_s$ [°C]	$\rho_{spal}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{CO_2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{H_2O}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{N_2}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{vzd}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$t_s$ [°C]
0	<b>1,290758</b>	0,140725	0,063571	0,357203	0,729261	0
100	<b>0,94485</b>	0,103012	0,046534	0,261476	0,533827	100
200	<b>0,745156</b>	0,08124	0,036699	0,206213	0,421003	200
300	<b>0,615145</b>	0,067066	0,030296	0,170234	0,347549	300
400	<b>0,523762</b>	0,057103	0,025796	0,144945	0,295918	400

##### 4.3.2.2 Přepočet kinematické a dynamické viskozity pro $\alpha$ a na danou teplotu

Kinematická viskozita je dostupný tabelovaný údaj (ne však pro všechny teploty). Byla proto sestavena tabulka (tab. 4.7) s dostupnými údaji a chybějící hodnoty byly dopočítány pomocí rovnic regrese jednotlivých složek spalin.

Ukázka přepočtu:

$$\begin{aligned} \nu_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} &= \nu_{CO_2} \cdot v_{CO_2} + \nu_{pára} \cdot v_{H_2O} + \nu_{N_2} \cdot v_{N_2} + \nu_{vzd} \cdot v_{vzd} \\ \nu_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} &= 6 \cdot 10^{-7} \cdot 0,109 + 1,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0493 + 1,97 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2767 + 2,31 \cdot 10^{-5} \cdot 0,565 \\ \nu_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} &= 1,38 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned} \quad (4-27)$$

$$\mu_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} = \nu_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} \cdot \rho_{spal}^{100^{\circ}\text{C}} = 1,38 \cdot 10^{-5} \cdot 0,94485 = 17,1 \cdot 10^{-6} \quad (4-28)$$

Tab. 4.7 - Kinematická a dynamická viskozita spalin pro  $\alpha=2,54$ .

$t_s$ [°C]	$\nu_{CO_2}$ [m <sup>2</sup> /s]	$\nu_{pára}$ [m <sup>2</sup> /s]	$\nu_{N_2}$ [m <sup>2</sup> /s]	$\nu_{vzd}$ [m <sup>2</sup> /s]	$\nu_{spal}$ [m <sup>2</sup> /s]	$t_s$ [°C]	$\mu$ [kg/m*s]
100	6,00E-07	1,60E-06	1,97E-06	2,31E-05	<b>1,38E-05</b>	100	<b>1,71E-05</b>
200	4,40E-06	6,60E-06	7,57E-06	3,49E-05	<b>2,26E-05</b>	200	<b>1,68E-05</b>
300	8,32E-06	1,56E-05	1,56E-05	4,83E-05	<b>3,33E-05</b>	300	<b>1,49E-05</b>
400	1,44E-05	2,42E-05	2,57E-05	6,31E-05	<b>4,55E-05</b>	400	<b>1,43E-05</b>

##### 4.3.2.3 Přepočet měrné tepelné vodivosti pro $\alpha$ a na danou teplotu

Ukázka přepočtu:

$$\lambda_{spal}^{220^{\circ}\text{C}} = \lambda_{CO_2} \cdot v_{CO_2} + \lambda_{pára} \cdot v_{H_2O} + \lambda_{N_2} \cdot v_{N_2} + \lambda_{vzd} \cdot v_{vzd} \quad (4-29)$$

Tab. 4.8 - Měrná tepelná vodivost spalin pro  $\alpha=2,54$ .

$t_s$ [°C]	$\lambda_{spal}$ [W/m*K]	$\lambda_{CO_2}$ [W/m*K]	$\lambda_{pára}$ [W/m*K]	$\lambda_{N_2}$ [W/m*K]	$\lambda_{vzd}$ [W/m*K]
220	<b>0,0312</b>	0,0108	0,0390	0,0182	0,0408
250	<b>0,0339</b>	0,0129	0,0455	0,0221	0,0427
300	<b>0,0381</b>	0,0166	0,0627	0,0262	0,0460
350	<b>0,0435</b>	0,0205	0,1080	0,0295	0,0491

### 4.3.3 Prandtlovo číslo pro spaliny

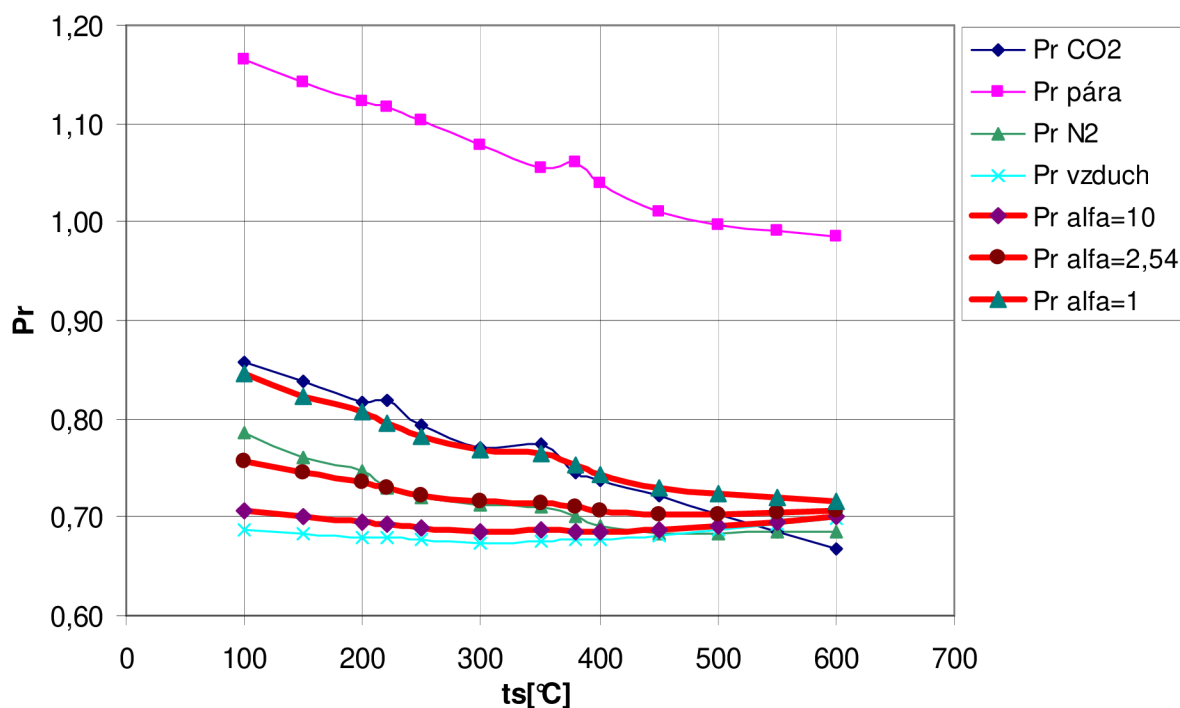
Pro výpočet Nusseltova čísla na straně spalin potřebujeme znát Prandtlovo číslo. Jelikož se opět jedná o tabelovanou hodnotu, kterou v tabulkách pro dané spaliny nenajdeme, určíme si Prandtlovo číslo pomocí zjistitelné hodnoty pro jednotlivé prvky a pomocí měrného objemu dopočítáme neznámé.

Ukázka přepočtu:

$$\begin{aligned} Pr_{spal}^{100^{\circ}C} &= Pr_{CO_2} \cdot v_{CO_2} + Pr_{pára} \cdot v_{pára} + Pr_{N_2} \cdot v_{N_2} + Pr_{vzd} \cdot v_{vzd} \\ Pr_{spal}^{100^{\circ}C} &= 0,86 \cdot 0,109 + 1,17 \cdot 0,0493 + 0,79 \cdot 0,2767 + 0,69 \cdot 0,565 \\ Pr_{spal}^{100^{\circ}C} &= 0,76 \end{aligned} \quad (4-30)$$

Tab. 4.9 - Prandtlovo číslo pro spaliny s přebytkem vzduchu  $\alpha=2,45$ .

$t_s$ [°C]	$Pr_{CO_2}$	$Pr_{pára}$	$Pr_{N_2}$	$Pr_{vzd}$	$Pr_{spal}$	$t_s$ [°C]
100	0,86	1,17	0,79	0,69	<b>0,76</b>	<b>100</b>
200	0,82	1,12	0,75	0,68	<b>0,74</b>	<b>200</b>
300	0,77	1,08	0,71	0,67	<b>0,72</b>	<b>300</b>
350	0,78	1,06	0,71	0,68	<b>0,71</b>	<b>350</b>
400	0,74	1,04	0,69	0,68	<b>0,71</b>	<b>400</b>
500	0,70	1,00	0,68	0,69	<b>0,70</b>	<b>500</b>



Obr. 4.8 - Prandtlovo číslo pro různé  $\alpha$ .



### 4.3.4 Entalpie spalin

Znalost entalpie spalin je zcela zásadní pro výpočet použitelného tepelného výkonu ze spalin. Pokud známe hmotnostní průtok spalin, teplotu spalin nad klenbou (obr. 4.1) a zároveň si určíme minimální teplotu spalin vstupující do komína, jsme schopni určit použitelný tepelný výkon spalin. Entalpie spalin se skládá z dílčích entalpií jednotlivých složek spalin. Jelikož se hodnoty entalpie spalin pro dokonalé a nedokonalé spalování liší minimálně, budeme uvažovat, že při hoření v krbových kamnech dochází k dokonalému spalování. Entalpie spalin je vypočtena na základě známých hodnot měrné entalpie jednotlivých prvků spalin, vztažené na  $m^3$  při  $0^\circ\text{C}$  (tab. 4.10). Výsledkem je tedy měrná entalpie spalin, a prvků v nich zastoupených, vztažena na  $m^3$  spalin pro požadovanou teplotu (tab. 4.11). Po započtení objemového průtoku získáme pro konkrétní teploty celkový tepelný výkon obsažený ve spalinách.

Tab. 4.10 - Měrná entalpie spalin vztažená na  $m_n^3$ .

$t_s$ [°C]	$i_n$ [kJ/ $m_n^3$ ]				$t_s$ [°C]
	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	vzduch	
100	170	150	130	487	100
200	357	304	260	628	200
300	559	463	392	776	300
400	772	626	527	930	400
500	994	795	666	1093	500

Ukázka přepočtu:

$$i_{CO_2}^{100^\circ C} = i_{nCO_2}^{100^\circ C} \cdot v_{CO_2} = 170 \cdot 0,109 = 19 \text{ kJ} / m_{spal}^3 \quad (4-31)$$

$$\Sigma i^{100^\circ C} = i_{CO_2} + i_{H_2O} + i_{N_2} + i_{vzd} = 19 + 7 + 36 + 275 = 337 \text{ kJ} / m_{spal}^3 \quad (4-32)$$

Tab. 4.11 - Měrná entalpie spalin vztažená na  $m_{spal}^3$  pro  $\alpha=2,54$ .

$t_s$ [°C]	$i$ [kJ/ $m_{spal}^3$ ]					$t_s$ [°C]
	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	vzduch	$\Sigma i$	
100	19	7	36	275	337	100
200	39	15	72	355	480	200
300	61	23	108	438	631	300
400	84	31	146	525	786	400
500	108	39	184	617	949	500

### 4.3.5 Hmotnostní a objemový průtok spalin

Předpoklad: Doba hoření přiloženého paliva = 1hod (3600s).

Hustota spalin pro měření č. 2:  $\rho'_{spal} = 1,291 \text{ kg}/m_n^3$ .

Skutečné množství vlhkých spalin pro měření č. 2:  $V_{SV} = 34,17 m_n^3/\text{hod}$ .

$$m_n^{spal} = \frac{V_{SV}}{3600} = \frac{34,17}{3600} = 0,00949246 m_n^3 / s \quad (4-33)$$

$$\dot{m}_{spal} = m_n^{spal} \cdot \rho'_{spal} = 0,00949246 \cdot 1,291 = 0,012253 \text{ kg} / s \quad (4-34)$$

### 4.3.6 Návrhový výkon výměníku

Pro určení návrhového výkonu výměníku známe již všechny potřebné veličiny. V následující tabulce (tab. 4.12) jsou uvedeny důležité provozní stavy teplovodního výměníku. Entalpie spalin pro konkrétní teploty byla stanovena z hodnot (tab. 4.11) pomocí „exelovské“ funkce FORECAST(x;pole\_y;pole\_x). Jedná se o budoucí výpočet lineárního trendu pomocí existujících hodnot. Pouze připomínám, že návrhový výkon byl stanoven iterační metodou, podle bodu „f“ (z kapitoly 4.1), v tabulkovém kalkulátoru MS Excel. Vzhledem k velkému počtu neznámých, na začátku vlastního návrhu výměníku, byl tento postup nezbytný.

#### 4.3.6.1 Využitelný výkon spalin

Předpoklad: Ztráta radiací spalin = 0,99.

$$Q_{SPAL} = m_n^{spal} \cdot (i_{IN} - i_{OUT}) \cdot 0,99 \quad (4-35)$$

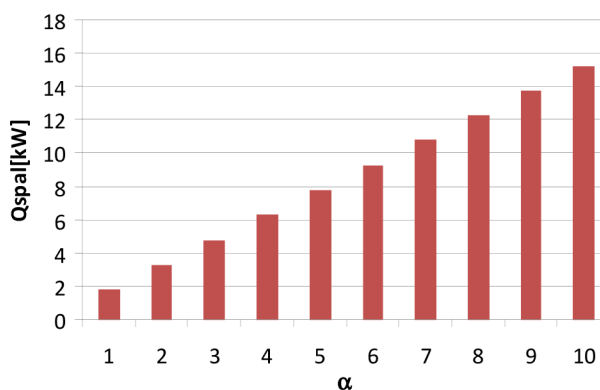
Tab. 4.12 - Provozní stavy výměníku.

Provozní stav 1	$\alpha=2,54$		11%CO <sub>2</sub> , 5%H <sub>2</sub> O, 28%N <sub>2</sub> , 26%vzduch (objemových %)			
	t <sub>IN</sub>	390 °C	=>	i <sub>IN</sub>	794	kJ/m <sub>spal</sub> <sup>3</sup>
	t <sub>OUT</sub>	279 °C		i <sub>OUT</sub>	614	kJ/m <sub>spal</sub> <sup>3</sup>
	<b>Q<sub>SPAL</sub>=1,691kW</b>					
Provozní stav 2	$\alpha=2,54$		11%CO <sub>2</sub> , 5%H <sub>2</sub> O, 28%N <sub>2</sub> , 26%vzduch (objemových %)			
	t <sub>IN</sub>	390 °C	=>	i <sub>IN</sub>	794	kJ/m <sub>spal</sub> <sup>3</sup>
	t <sub>OUT</sub>	120 °C		i <sub>OUT</sub>	356	kJ/m <sub>spal</sub> <sup>3</sup>
	<b>Q<sub>SPAL</sub>=4,114kW</b>					

#### 4.3.6.2 Popis provozních stavů

Provozní stav č. 1 je pro nás návrhovým stavem. Jak již bylo v úvodu čtvrté kapitoly zmíněno, při návrhu jsme vycházeli z konkrétních limitních požadavků. Pro tyto požadavky byl navržen výměník o maximálním výkonu 1,690kW. Z tabulky 4.12 je patrné, že při předpokládaném průměrném  $\alpha=2,54$  je výměník schopen vychladit spaliny na t<sub>OUT</sub>=279°C.

Provozní stav č. 2 udává, jakého maximálního tepelného výkonu výměníku bychom mohli dosáhnout za předpokladu  $\alpha=2,54$  a minimální dovolené t<sub>OUT</sub>=120°C. Navržený výměník má však malou teplosměnnou plochu, aby byl schopen daný výkon získat.

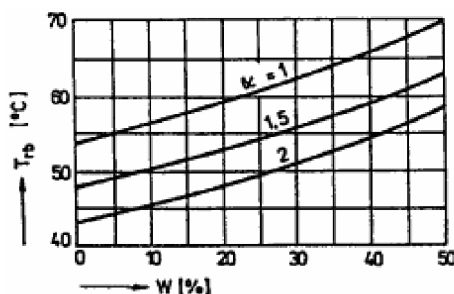


Obr. 4.9 - Využitelný tepelný výkon spalin pro vzestupné  $\alpha$  a t<sub>OUT</sub>=120°C.

## 4.4 Návrh parametrů otopné vody

### 4.4.1 Volba teplotního spádu

Jelikož navržený výměník má poměrně malý výkon, budeme uvažovat, že otopná soustava bude s nuceným oběhem a zároveň by bylo vhodné použít akumulaci nádrží s bivalentním zdrojem tepla, který by zajistil dostatečné pokrytí tepelných ztrát vytápěného objektu. Podle [1] jsme si zvolili teplotní spád otopné vody  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$  ( $70/60^\circ\text{C}$ ). Dle vyhlášky 151/2001Sb. §5, odst. 3 by teplota otopné vody vstupující do radiátoru neměla přesáhnout teplotu  $75^\circ\text{C}$ . Pokud použijeme v otopné soustavě akumulaci nádrží, zmíněná vyhláška se na maximální teplotu vstupující do akumulaci nádrže nevztahuje a můžeme zvolit teplotní spád o nejvyšších doporučených parametrech  $85/75^\circ\text{C}$ . Jak je patrné z obr. 4.10, minimální teplota vratné otopné vody by neměla dlouhodobě klesnout pod  $60^\circ\text{C}$ . Je to z důvodu výskytu nízkoteplotní koroze, kdy dochází ke kondenzaci spalin na vnitřní straně spalinových trubek výměníku. V kapitole 3.1.4 byla vysvětlena funkce trojcestného směšovacího ventilu, který účinně omezuje výskyt nízkoteplotní koroze.



Obr. 4.10 - Závislost teploty rosného bodu spalin  $T_{rb}$  na vlhkosti palivového dřeva  $W$  a přebytku vzduchu  $\alpha$ . [16]

### 4.4.2 Volba rychlosti proudění otopné vody

Rovněž rychlost proudění otopné vody v potrubní síti má svoje omezení z důvodu výskytu koroze. Maximální doporučená rychlost proudění kapaliny v potrubí  $w_{\max}$  se pohybuje v rozmezí  $0,5$  až  $0,6\text{m/s}$  [17]. Výrobce úsporných cirkulačních čerpadel Grundfos udává maximální doporučenou rychlost proudění  $1\text{m/s}$  a u měděného potrubí  $0,5\text{m/s}$  [20].

### 4.4.3 Fyzikální vlastnosti otopné vody

Oproti spalinám jsou všechny potřebné fyzikální vlastnosti vody tabelovány (tab. 4.13) a postačí nám přepočítání těchto tabelovaných hodnot pro střední teplotu proudu vody.

Hustota vody je narozdíl od hustoty spalin, se změnou teploty otopné vody, relativně proměnná. Jelikož strana vody je regulovaná v závislosti na teplotě otopné vody, tak hustota vody nemá podstatný vliv na výsledný výkon výměníku.

Tab. 4.13 - Fyzikální vlastnosti vody.

$t_{\text{vod}}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$\rho$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	$\nu$ [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]	$\mu$ [ $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ]	Pr	$\lambda_{\text{voda}}$ [ $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ]	$c_p$ [ $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ]
0	1002,28	1,79E-06	1,79E-03	13,60	0,552	4,222
20	1000,52	1,01E-06	1,01E-03	7,02	0,597	4,183
40	994,59	6,58E-07	6,54E-04	4,34	0,628	4,174
60	985,46	4,78E-07	4,71E-04	3,02	0,651	4,179
80	974,08	3,64E-07	3,55E-04	2,22	0,668	4,195
100	960,63	2,94E-07	2,82E-04	1,74	0,680	4,220

#### 4.4.4 Hmotnostní průtok vody

Abychom mohli stanovit výpočtový tepelný výkon přenášený otopnou soustavou, musíme si určit hmotnostní průtok vody. Hmotnostní průtok je závislý na rychlosti proudění kapaliny uvnitř potrubní sítě, průtočné ploše potrubí a hustotě kapaliny. Nepřímo je pak ještě závislý na teplotním spádu otopné soustavy a tepelném výkonu přenášeném otopnou soustavou, jak udává ve své příručce „Otopné systémy v domácnostech“ [20] firma Grundfos. Při návrhu hmotnostního průtoku vody se opět projevil iterační postup návrhu výměníku. Touto hodnotou budeme ovlivňovat odebíraný výkon otopnou soustavou (obr. 4.11).

Předpoklad: Průměr potrubí  $d=15\text{mm}$ .

Hustota vody pro střední teplotu proudu vody ( $65^\circ\text{C}$ )  $\rho_{\text{vody}}=979,9\text{kg/m}^3$ .

Rychlost proudění otopné vody  $w_{\text{max}}=0,233\text{m/s}$ .

$$\dot{m}_{\text{voda}} = w_{\text{max}} \cdot \rho_{\text{vody}} \cdot S = w_{\text{max}} \cdot \rho_{\text{vody}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4-36)$$

$$\dot{m}_{\text{voda}} = 0,233 \cdot 979,9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} = 0,04\text{kg/s}$$

#### 4.4.5 Tepelný výkon přenášený otopnou soustavou

Při iteračním návrhu výměníku se musely, pro předpokládané proměnné, současně vyrovnávat hodnoty návrhového výkonu výměníku, využitelného výkonu spalín a výkonu přenášeného otopnou soustavou. Jednoduše řečeno musí platit:

$$Q_{OS} \approx Q_{SPAL} \approx Q_{VYM} \quad (4-37)$$

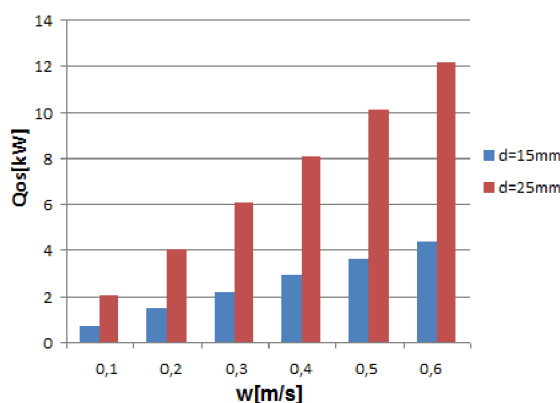
Samotný tepelný výkon přenášený otopnou soustavou byl pak počítán z následující rovnice (4-36). Tento výpočet vychází z hmotnostního průtoku vody otopnou soustavou  $\dot{m}_{\text{voda}}$ , měrné tepelné kapacity vody  $c_p^{\text{voda}}$ , a rozdílu teplot přívodní a vratné otopné vody.

Předpoklad: Nedochází k fázové přeměně tekutiny (varu vody ve výměníku).

Tepelná kapacita vody  $c_p^{\text{voda}} = 4,196\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$ .

Tepelný spád:  $70/60^\circ\text{C}$ .

$$Q_{OS} = \dot{m}_{\text{voda}} \cdot c_p^{\text{voda}} \cdot (t_1 - t_2) = 0,04 \cdot 4,196 \cdot (70 - 60) = 1,693\text{kW} \quad (4-38)$$



Obr. 4.11 - Tepelný výkon přenášený otopnou soustavou pro rozdílnou  $w$  a  $d$  potrubí.

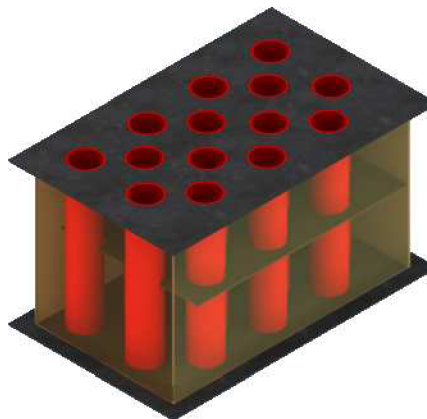
## 4 Výpočet teplovodního výměníku

### 4.5 Projekční návrh výměníku

#### 4.5.1 Zadané a zvolené rozměry teplovodního výměníku

Tab. 4.14 - Zadané rozměry trubek.

Vnější průměr trubky	D	60,50	mm
Tloušťka stěny	$t_{trub}$	3,25	mm
Vnitřní průměr trubky	d	54,00	mm
Počet trubek (zvoleno)	n	14	-----
Délka trubek (zvoleno)	L	300,00	mm
Vnitřní průřez trubky	$S_{trub}$	0,00229	m <sup>2</sup>



Obr. 4.12 - Výměník pohled.

Tab. 4.15 - Vnitřní rozměry výměníku.

Délka (maximální)	A	290,50	mm
Šířka (maximální)	B	500,00	mm
Výška (maximální)	C	300,00	mm
Tloušťka stěny	$t_{plech}$	3,00	mm
Objem výměníku	$V_{vod}$	31,50	l

#### 4.5.2 Návrh výměníku ze strany spalin

##### 4.5.2.1 Střední teplota proudu spalin

Předpoklad: Teplota spalin vstupujících do výměníku  $t_{IN}=390^{\circ}C$ .

Teplota spalin vystupujících z výměníku  $t_{OUT}=279^{\circ}C$ .

$$\bar{t}_{spal} = \frac{t_{OUT} + t_{IN}}{2} = \frac{390 + 279}{2} = 334,5^{\circ}C \quad (4-39)$$

##### 4.5.2.2 Reálný průtok spalin

Předpoklad: Objemový průtok spalin  $m_n^{spal} = 0,00949246 m^3 / s$ .

$$M_{spal} = m_n^{spal} \cdot \frac{\bar{t}_{spal} + 273,15}{273,15} = 0,00949246 \cdot \frac{334,5 + 273,15}{273,15} = 0,021117 m^3 / s \quad (4-40)$$

##### 4.5.2.3 Plocha spalinového kanálu

Předpoklad: Spaliny proudí polovinou trubek směrem vzhůru a zbylou polovinou se vrací směrem dolů, kde vstupují do komína.

$$S_{spal} = S_{trub} \cdot \frac{1}{2} \cdot n = 0,00229 \cdot \frac{1}{2} \cdot 14 = 0,016032 m^2 \quad (4-41)$$

##### 4.5.2.4 Průměrná rychlost spalin v trubkovém prostoru výměníku

$$\bar{w}_{spal} = \frac{M_{spal}}{S_{spal}} = \frac{0,021117}{0,016032} = 1,317 m / s \quad (4-42)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.5.2.5 Reynoldsovo kritérium

Předpoklad: Charakteristický rozměr = vnitřní průměr trubky.

Kinematická viskozita spalin určena z tab. 4.7 pro teplotu  $\bar{t}_{spal}$ :

$$\nu_{spal}^{334,5^{\circ}C} = 3,84 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}.$$

$$Re_d = \frac{\bar{w}_{spal} \cdot d}{\nu_{spal}^{334,5^{\circ}C}} = \frac{1,317 \cdot 0,054}{3,84 \cdot 10^{-5}} = 1855 \quad (4-43)$$

##### 4.5.2.6 Nusseltovo kritérium

Předpoklad: Jedná se o nucenou konvekci v kruhové trubce.

$Re < 2300$ .

Dynamická viskozita  $\mu_w^{329,5^{\circ}C} = 1,5895 \cdot 10^{-5}$  (při povrchu trubky) a

dynamická viskozita  $\mu^{334,5^{\circ}C} = 1,5894 \cdot 10^{-5}$  (v proudu spalin) z tab. 4.7.

Prandtlovo číslo pro spalinu  $Pr_{spal}^{334,5^{\circ}C} = 0,719$  z tab. 4.9.

$$Nu_D = 1,86 \cdot \left( \frac{Re_d \cdot Pr_{spal}^{334,5^{\circ}C}}{\frac{L}{d}} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 1,86 \cdot \left( \frac{1855 \cdot 0,719}{0,3} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{1,5894 \cdot 10^{-5}}{1,5895 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14}$$

$$Nu_D = 11,558 \quad (4-44)$$

##### 4.5.2.7 Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Předpoklad: Charakteristický rozměr = vnitřní průměr trubky.

Měrná tepelná vodivost spalin  $\lambda_{spal}^{334,5^{\circ}C} = 0,04 \frac{W}{m \cdot K}$  z tab. 4.8.

$$\alpha_{SPAL} = \frac{Nu_D \cdot \lambda_{spal}^{334,5^{\circ}C}}{d} = \frac{11,558 \cdot 0,04}{0,054}$$

$$\alpha_{SPAL} = 8,54 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4-45)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

### 4.5.3 Návrh výměníku ze strany vody

#### 4.5.3.1 Střední teplota proudu vody

Předpoklad: Teplota otopné vody vratné  $t_1 = 60^\circ\text{C}$ .

Teplota otopné vody přívodní  $t_2 = 70^\circ\text{C}$ .

$$\bar{t}_{\text{voda}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{60 + 70}{2} = 65^\circ\text{C} \quad (4-46)$$

#### 4.5.3.2 Plocha přitékající vody do svazku trubek

Předpoklad: Šířka průtočného kanálu  $A = 0,2905\text{m}$ .

Výška průtočného kanálu  $\frac{C}{2} = 0,150\text{m}$ .

Tloušťka plechu  $t_{\text{plech}} = 0,003\text{m}$ .

$$S_{\text{voda}} = \left( \frac{C}{2} - \frac{1}{2} \cdot t_{\text{plech}} \right) \cdot A = \left( 0,150 - \frac{1}{2} \cdot 0,003 \right) \cdot 0,2905 = 0,043\text{m}^2 \quad (4-47)$$

#### 4.5.3.3 Rychlost vody vstupující do svazku trubek

Předpoklad: Hmotnostní průtok vody  $\dot{m}_{\text{voda}} = 0,04\text{kg/s}$ .

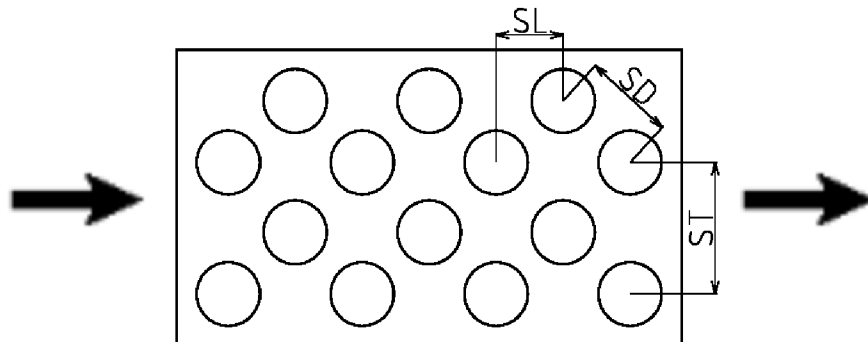
Hustota vody  $\rho_{\text{voda}}^{65^\circ\text{C}} = 979,9\text{kg/m}^3$  z tab. 4.13.

$$v_{\text{voda}} = \frac{\dot{m}_{\text{voda}}}{\rho_{\text{voda}}^{65^\circ\text{C}} \cdot S_{\text{voda}}} = \frac{0,04}{979,9 \cdot 0,043} = 0,000954\text{m/s} \quad (4-48)$$

#### 4.5.3.4 Maximální střední rychlost proudící vody ve svazku trubek

Předpoklad: Rozměr  $S_T = 0,129\text{m}$ .

Vnější průměr trubky  $D = 0,0605\text{m}$ .



Obr. 4.13 - Poloha trubek.

$$w_{\text{max}} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot v_{\text{voda}} = \frac{0,129}{0,129 - 0,0605} \cdot 0,000954 = 0,0018\text{m/s} \quad (4-49)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.5.3.5 Reynoldsovo kritérium pro svazek trubek

Předpoklad: Charakteristický rozměr = vnější průměr trubky.

Hustota vody  $\rho_{voda}^{65^{\circ}C} = 979,9 \text{ kg / m}^3$  z tab. 4.13.

Dynamická viskozita vody  $\mu_{voda}^{65^{\circ}C} = 55,26 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$  z tab. 4.13.

$$\text{Re}_{d,\max} = \frac{\rho_{voda}^{65^{\circ}C} \cdot w_{\max} \cdot D}{\mu_{voda}^{65^{\circ}C}} = \frac{979,9 \cdot 0,0018 \cdot 0,0605}{55,26 \cdot 10^{-5}} = 193 \quad (4-50)$$

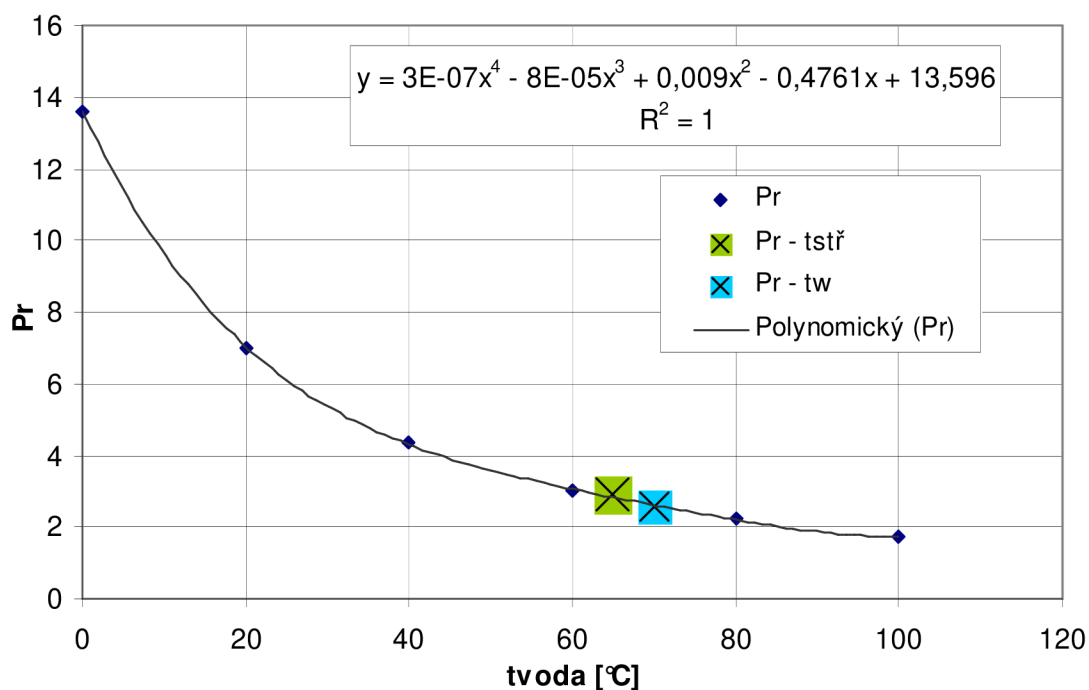
##### 4.5.3.6 Nusseltovo kritérium

Předpoklad: Konstanta  $C = 0,9$  [13].

Konstanta  $m = 0,4$  [13].

Prandtlovo číslo  $\text{Pr}^{65^{\circ}C} = 2,9$  (v proudu) a

prandtlovo číslo  $\text{Pr}_w^{70^{\circ}C} = 2,6$  (při povrchu trubky) z obr. 4.14.



Obr. 4.14 - Určení Prandtlova čísla pomocí grafu.

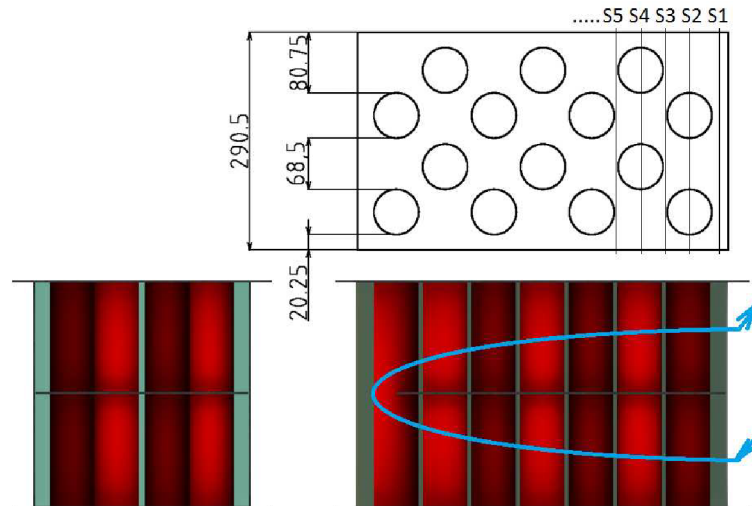
$$\overline{Nu}_d = C \cdot \text{Re}_{d,\max}^m \text{Pr}^{0,37} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{1/4} = 0,9 \cdot 193^{0,4} \cdot \left( \frac{2,9}{2,6} \right)^{1/4} = 11,25 \quad (4-51)$$



#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.5.3.7 Charakteristický rozměr $l$ pro součinitele přestupu tepla na straně vody

Jelikož ve výměníku není zcela jasný charakteristický rozměr pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody, tak byl charakteristický rozměr určen jako aritmetický průměr 29ti hydraulických průměrů, které se nachází v jednotlivých průřezech výměníku. Proudění vody ve výměníku je naznačeno na obr. 4.15.



Obr. 4.15 - Proudění vody ve výměníku.

Předpoklad: Charakteristický rozměr =  $l$   
 Hydraulický průměr =  $D_h$   
 Průřez bez trubek  $S_1 = 0,043139m^2$   
 Průřez s trubkami  $S_2 = 0,025171m^2$   
 Smáčený obvod bez trubek  $O_1 = 0,878m$   
 Smáčený obvod s trubkami  $O_2 = 1,23m$

$$D_h^{S1} = \frac{4 \cdot S_1}{O_1} = \frac{4 \cdot 0,043139}{0,878} = 0,1965m \quad (4-52)$$

$$D_h^{S2} = \frac{4 \cdot S_2}{O_2} = \frac{4 \cdot 0,025171}{0,123} = 0,0819m \quad (4-53)$$

$$l = \frac{15 \cdot D_h^{S1} + 14 \cdot D_h^{S2}}{29} = \frac{15 \cdot 0,1965 + 14 \cdot 0,0819}{29} = 0,1412m \quad (4-54)$$

##### 4.5.3.8 Součinitel přestupu tepla na straně vody

Předpoklad: Měrná tepelná vodivost vody  $\lambda_{voda}^{65^\circ C} = 0,655 \frac{W}{m \cdot K}$  z tab. 4.13.

$$\alpha_{VODA} = \frac{\overline{Nu}_d \cdot \lambda_{voda}^{65^\circ C}}{l} = \frac{11,25 \cdot 0,655}{0,1412} = 51,66 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4-55)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.5.4 Součinitel prostupu tepla

Předpoklad: Měrná tepelná vodivost trubky  $\lambda_{MAT} = 42 \frac{W}{m \cdot K}$ .

Součinitel zanesení trubek  $\varepsilon = 0,0025$ .

Vnitřní poloměr trubky  $r = 0,027m$ .

Vnější poloměr trubky  $R = 0,03025m$ .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{SPAL}} \cdot \frac{r}{R} + \frac{r}{\lambda_{MAT}} \cdot \ln\left(\frac{r}{R}\right) + \frac{1}{\alpha_{VODA}} + \varepsilon}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8,54} \cdot \frac{0,027}{0,03025} + \frac{0,027}{42} \cdot \ln\left(\frac{0,027}{0,03025}\right) + \frac{1}{51,66} + 0,025}$$

$$k = 7,92 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4-56)$$

##### 4.5.5 Střední logaritmický teplotní spád

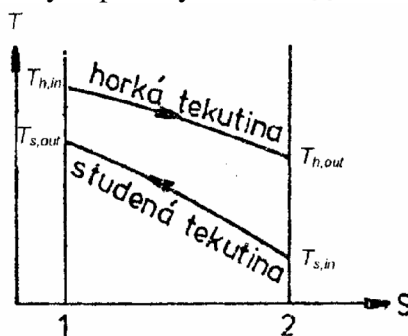
Předpoklad: Výměník s křížovým proudem.

(Počítá se jako  $\Delta t_{ln} = F \cdot \Delta t_{ln \text{ PROTIPROUD}}$  . Pro tento případ  $F=1$  [13])

Teplotní spád otopné vody  $70/60^\circ\text{C}$ .

Teplota na vstupu do výměníku  $t_{IN}=390^\circ\text{C}$ .

Teplota na výstupu z výměníku  $t_{OUT}=279^\circ\text{C}$ .



Obr. 4.16 - Průběh teplot pro protiproud.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{IN} - t_2) - (t_{OUT} - t_1)}{\ln\left(\frac{t_{IN} - t_2}{t_{OUT} - t_1}\right)} = \frac{(390 - 70) - (279 - 60)}{\ln\left(\frac{390 - 70}{279 - 60}\right)} = 266,32^\circ\text{C} \quad (4-57)$$

##### 4.5.6 Teplosměnná plocha navrženého výměníku

Předpoklad: Vnější průměr trubky  $D = 60,5mm$  .

Délka trubek  $L = 300mm$  .

Počet trubek  $n = 14$  .

$$S_{trub} = \pi \cdot D \cdot L \cdot n = \pi \cdot 0,0605 \cdot 0,3 \cdot 14 = 0,798 m^2 \quad (4-58)$$

#### 4 Výpočet teplovodního výměníku

##### 4.5.7 Skutečný výkon výměníku

V tuto chvíli již máme všechny provozní parametry určeny a následujícím výpočtem si pouze ověříme, zda jsou tyto parametry určeny správně. Jedná se zejména o parametry teploty spalin na výstupu z výměníku, teplotní spád otopné vody a navržený hmotnostní průtok vody.

Předpoklad: Výkon přenášený otopnou soustavou  $Q_{OS} = 1,693kW$  .

Použitelný výkon ze spalin  $Q_{SPAL} = 1,691kW$  .

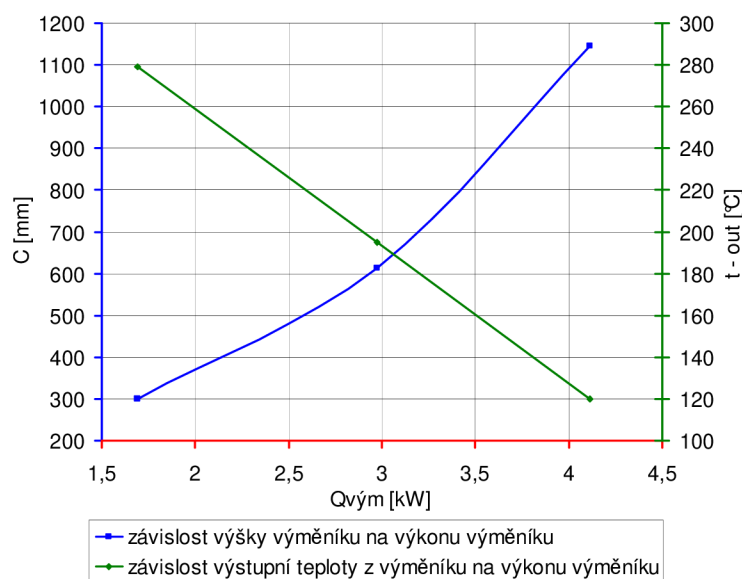
$$Q_{OS} \approx Q_{SPAL} \approx Q_{VYM} = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{trub} = 7,92 \cdot 226,32 \cdot 0,798 = 1683W \quad (4-59)$$

Jak je z výpočtu (4-59) patrné, určili jsme pravděpodobné parametry otopné soustavy a teplovodního výměníku při předpokládaných podmínkách spalování v krbových kamnech. Zanedbali jsme však tepelnou ztrátu výměníku do okolí. Nicméně předpokládané teplo bude spalinám odebráno, ale nebude distribuováno v plné míře otopnou soustavou (účinnost krbových kamen při ztrátě tepla z výměníku do okolí neklesne). Výměník by bylo vhodné zaizolovat minerální vlnou pro omezení této ztráty a zvětšení tak účinnosti vytápění otopnou vodou. Z předcházejících výpočtů a rozmanitosti proměnných je patrné, že experimentální ověření provozních parametrů je namístě a může dojít ke značným odchylkám výpočtu a měření. V následující kapitole proto bude stanoven vhodný návrh měření, kdy se „naučíme“ současně regulovat parametry otopné soustavy a parametry krbových kamen tak, abychom dosáhli co nejefektivnějšího provozu.

V následující tabulce 4.16 budou pro představu uvedeny některé výpočetní parametry. Nejvyšší dosažitelný výkon je však takový, při kterém bychom výměníkem ochladili spaliny na 120°C (za předpokladu zachování přirozeného tahu komína bez použití ventilátoru).

Tab. 4.16 - Výpočetní parametry pro  $\alpha=2,54$ .

$t_{OUT}$	120°C	195°C	279°C
$Q_{VYM}$	4,114kW	2,971kW	1,691kW
C (výška výměníku)	1146mm	614mm	300mm



Obr. 4.17 - Závislosti výšky výměníku a výstupní teploty spalin na výkonu.

## **5 ZKOUŠKA TEPLOVODNÍHO VÝMĚNÍKU**

### **5.1 Návrh měření provozních parametrů**

Měření provozních parametrů výměníku by mělo probíhat podle norem ČSN EN 305 a ČSN EN 306.

Přetlak výměníku a jeho těsnost byla ověřena tlakem vzduchu i vody. Výměník byl při zkoušce vystaven tlaku 2,5bar což odpovídá přibližně 1,5 násobku pracovního tlaku. V první fázi zkoušení těsnosti byl použit vzduch a mýdlová voda, která formou bublinek indikovala netěsná místa. Po opravení všech netěsných míst následovala druhá fáze zkoušení těsnosti, kdy se výměník napustil tlakovou vodou a zkouška byla prováděna vizuálně.

#### **5.1.1 ČSN EN 306**

Tato norma má přesný název: Výměníky tepla - Metody měření parametrů potřebných pro stanovení výkonnosti. Instalace snímačů a metody měření budou pro naše měření v nelaboratorních podmínkách podobné (ne stejné) těm uvedeným v normě, a proto nemohou být naměřené hodnoty závazné, ale mají pouze informativní charakter. Z normy si uvedeme alespoň účel měření teploty, průtoku a tlaku.

##### **5.1.1.1 Účel měření teploty**

V jednofázovém systému je dostačující stanovit změnu teploty pracovní látky pro měřený objekt a tepelnou kapacitu změnou entalpie při průchodu výměníkem tepla.

Absolutní hodnoty teplot jsou nutné pro dvou a vícefázové systémy, kde musí být měřeny i další veličiny, aby bylo možno určit změnu entalpie.

Požadavky na měření teploty pro různé typy výměníků jsou uvedeny v EN pro aplikace v různých odvětvích.

##### **5.1.1.2 Účel měření průtoku**

Měření průtoku je použito společně s jinými výsledky měření k získání podkladu pro výpočet výkonnosti výměníku tepla. Měření průtoku je rovněž prováděno pro stanovení těsnosti ve výměníku tepla, u kterého je rozhodující těsnost.

Měření průtoku společně s měřením tlakové ztráty ve výměníku může poskytnout podklady pro technické údaje proudění.

Účelem je stanovení hmotnostního průtoku. Stanovení objemového průtoku je druhotné a během průtoku pracovní látky výměníkem může docházet k jeho změně. Vybavení a metody měření jsou často závislé na stavu pracovní látky.

##### **5.1.1.3 Účel měření tlaku**

Měření tlaku se provádí za účelem stanovení tlakové ztráty způsobené průtokem pracovní látky výměníkem tepla.

Průtok a tlaková ztráta ve výměníku tepla jsou důležité pro návrh a výběr čerpadel nebo ventilátorů pro průtok pracovní látky.

Měření tlaku může být rovněž provedeno při měření jiných veličin, např. při měření rychlosti průtoku. Celkový tlak v protékající pracovní látce obvykle sestává ze dvou složek, ze statického a dynamického tlaku. Jestliže dochází k rozdílu jejich velikosti tlakovými odběry, může z nich být odvozena složka hodnoty tlaku.

### 5.1.2 ČSN EN 305

Tato norma má přesný název: Výměníky tepla - Definování výkonnosti výměníků tepla a všeobecné metody zkoušek pro stanovení výkonnosti výměníků tepla.

Výkonnost výměníku je definována čtyřmi parametry výkonnosti: Teplota, tlak (tlaková ztráta), průtok a teplotní rozdíl (LMTD).

#### 5.1.2.1 Způsob zkoušení výměníku

Způsob zkoušení výměníku tepla bude záviset na účelu zkoušky a je proto klasifikován podle jedné ze tří následujících kategorií:

- I) typová zkouška nového výměníku
- II) přejímací zkouška nového výměníku
- III) zkoušení výkonu provozovaného výměníku tepla

Řešený výměník bude zkoušen přibližně podle kategorie III):

Zkoušení výkonu provozovaného výměníku tepla se obvykle provádí na místě provozování. Může být podobné přejímací zkoušce, pokud jsou požadovány podrobné údaje o výkonech. Rovněž může sestávat z jednotlivých kontrolních činností ke stanovení všeobecného chování jednotky.

#### 5.1.2.2 Výkonnost výměníku

Provozní parametry určující výkon tepelného výměníku jsou uvedeny níže:

- a) teplota (vstupní a výstupní teplota primární i sekundární pracovní látky)
- b) průtok (hmotnostní průtok primární i sekundární pracovní látky)
- c) tlak (na stupu primární i sekundární pracovní látky)
- d) tlaková ztráta (primární i sekundární pracovní látky)
- e) druh pracovní látky
- f) fyzikální vlastnosti a chemické složení pracovní látky (na standardních bodech vstupu a výstupu)
- g) čisté nebo zanesené povrchy přenosu tepla
- h) odběry pro pomocná zařízení (odvzdušnění, kontrola hladiny, čerpadla, ventilátor, atd.)
- i) odběry týkající se okolního prostředí (okolní teplota, vlhkost, atd.)

#### 5.1.2.3 Provozní měření

Při provozním měření je často obtížné získat požadované teploty a hodnoty průtoků blízké návrhovým parametrům. Je nutné zaznamenat odpovídající parametry ve formě křivek nebo tabulek atd.

#### 5.1.2.4 Vyhodnocení

Výkonnost výměníku tepla musí být vztažena na jmenovitý stav v provozních podmínkách. Aby mohla být výkonnost předpovězena nebo projektována při jiných provozních podmínkách, mohou být důležité údaje presentovány ve formě grafů, tabulek nebo rovnic.

### 5.1.2.5 Typy a přijímací zkoušky nového výměníku tepla

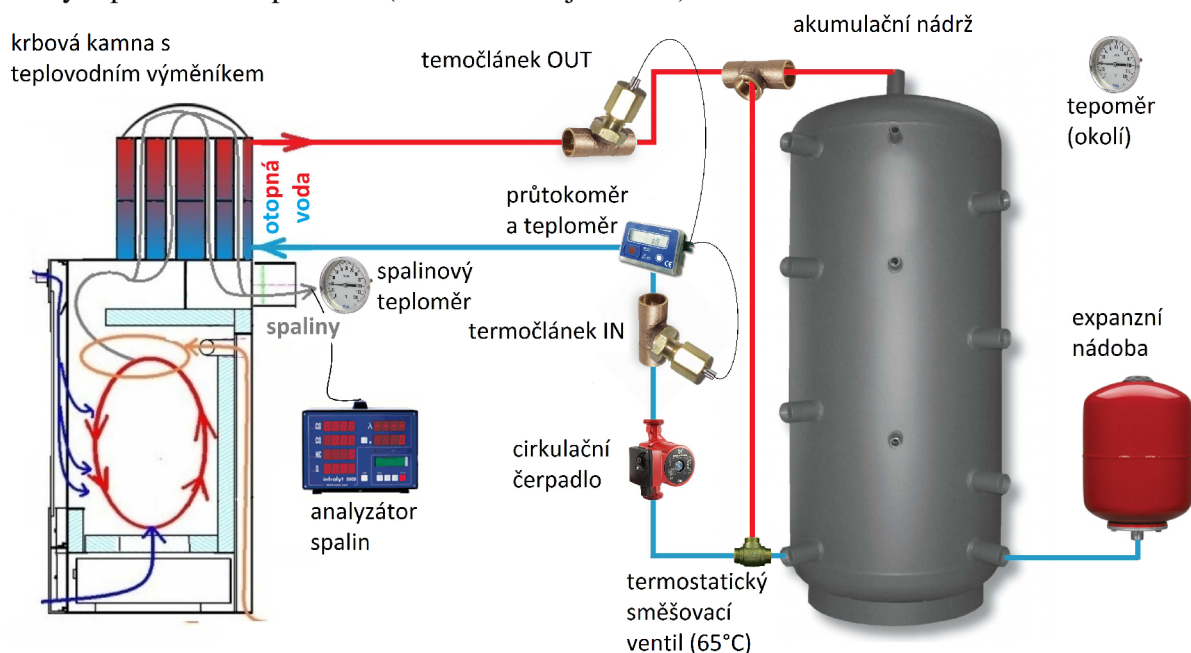
Nový výměník tepla je takový, ve kterém charakteristiky přenosu tepla a průtoku nebyly změněny korozí nebo úsadami. Dokonce i v laboratoři může být obtížné získat přesné hodnoty teplot a velikost průtoku na obou stranách přenosu tepla ve výměníku.

Stejný problém vyvstává při měření v terénu, neboť v tomto případě je ještě obtížnější získat velikosti požadovaných průtoků a teplot. Proto se doporučují měřit potřebné údaje výkonnostních parametrů blízko návrhových hodnot, aby bylo možno potvrzení těchto parametrů při požadovaných podmínkách (5.1.2.4).

Výměník tepla určený pro instalování do určitého systému výměny tepla by měl být zkoušen ve srovnatelných podmínkách včetně všeho pomocného vybavení nutného pro jeho provozování. Před uvedením do provozu musí být zajištěna totožnost výměníku tepla a má být ověřeno, že vyhovuje závažným návrhovým charakteristikám.

### 5.1.3 Měřený okruh

Testovací okruh byl sestaven dle následujícího schématu (obr. 5.1) a odpovídá reálným podmínkám provozu (bez měřících jednotek).



Obr. 5.1 - Měřený úsek vody a spalin.

### 5.1.4 Použité měřicí přístroje

Průtokoměr a teploměr:	Apator LQM-III-K
Analyzátor spalin:	Infralyt 5000
Průmyslové teploměry	

## 5.2 Experimentální měření

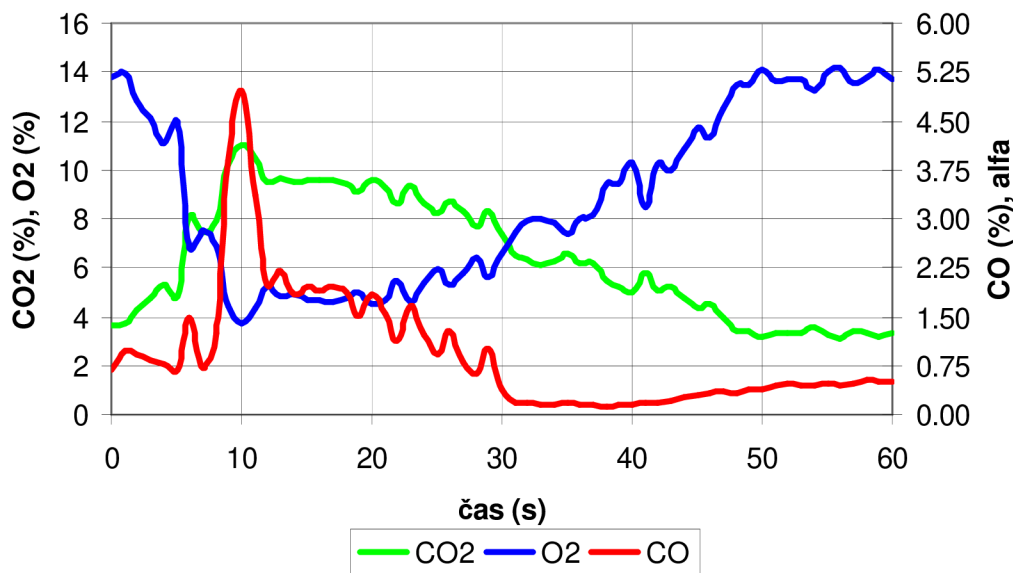
Byly provedeny dvě měření výkonnosti výměníku, které odpovídají reálným provozním podmínkám a co nejvíce se přibližují kritériím zmíněných norem. Měření teploty a průtoku bylo stanoveno pomocí měřících přístrojů, ovšem talkové ztráty výměníku zjišťovány nebudou (není nutné k určení výkonnosti). Navíc bylo zjištěno složení spalin a určena účinnost upravených křbových kamen podle normy ČSN EN 13229.

Měření bylo započato za teploty vody v systému  $t_{\text{sys}}=25^{\circ}\text{C}$  a teploty okolí  $t_{\text{okolí}}=20^{\circ}\text{C}$ .

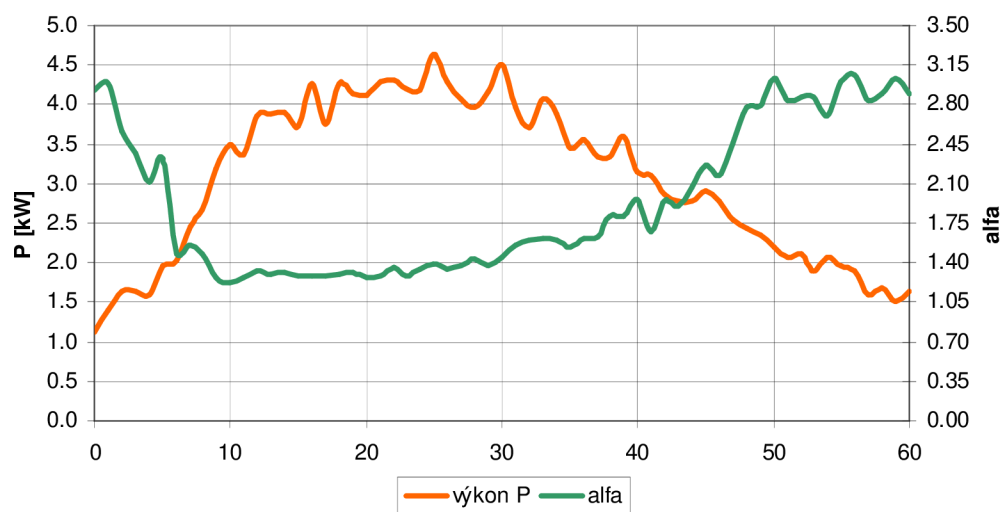
## 5.2.1 Měření č. 1

Tab. 5.1 - Tabulka nastavení kamen a vstupní hodnoty pro měření č. 1.

primární vzduch kamen	1/10	
sekundární vzduch kamen	1	
terciální vzduch kamen	1	
počáteční teplota spalin za výměníkem	120	°C
předpokládaná výhřevnost paliva	15	MJ/kg
hmotnost paliva	3,213	kg
počet kusů paliva (polen)	4	ks
druh paliva	BUK	
doba zkoušky	60	min
čas započetí zkoušky	11:14	hod
teplota do výměníku	62,9	°C
teplota z výměníku	64,5	°C
teplota akumulární nádrže (1000l)	35	°C
teplota okolí	21	°C



Obr. 5.1 - Závislost koncentrací spalin na průběhu spalování.



Obr. 5.2 - Závislost výkonu výměníku a součinitele přebytku vzduchu na čase.

## 5 Zkouška teplovodního výměníku

Tab. 5.2 - Tabulka naměřených hodnot pro měření č. 1.

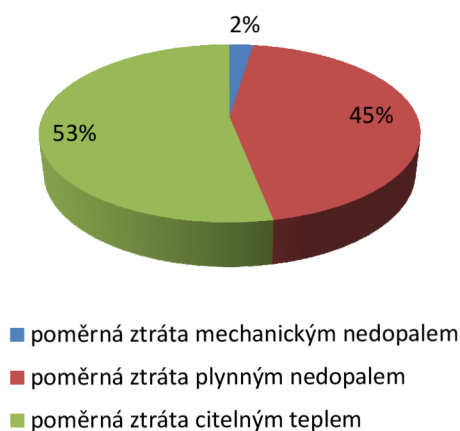
minuta	čas	CO [%]	CO2 [%]	O2 [%]	t1 [°C]	t2 [°C]	m [m <sup>3</sup> /hod]
0	11:14	0.672	3.63	13.82	62.9	64.5	0.61
1	11:15	0.966	3.76	13.96	62.5	64.4	0.65
2	11:16	0.912	4.3	12.83	62.2	64.4	0.65
3	11:17	0.84	4.78	12.12	62.1	64.3	0.65
4	11:18	0.784	5.31	11.06	62.2	64.36	0.65
5	11:19	0.694	4.84	11.94	62.23	64.71	0.69
6	11:20	1.474	8.09	6.78	62.3	64.88	0.69
7	11:21	0.714	7.41	7.55	62.5	65.82	0.65
8	11:22	1.254	7.91	6.86	63.2	66.8	0.65
9	11:23	3.884	10.18	4.44	63.4	67.7	0.65
10	11:24	4.946	11.02	3.74	63.8	68.5	0.65
11	11:25	3.362	10.43	4.37	64.4	69	0.64
12	11:26	1.996	9.49	5.19	64.5	69.7	0.65
13	11:27	2.194	9.63	4.82	64.6	69.9	0.64
14	11:28	1.842	9.47	4.94	64.75	70	0.65
15	11:29	1.966	9.57	4.69	64.85	70.2	0.61
16	11:30	1.892	9.58	4.7	64.8	70.3	0.68
17	11:31	1.948	9.58	4.58	64.95	70.35	0.61
18	11:32	1.86	9.44	4.78	65	70.49	0.68
19	11:33	1.516	9.14	4.98	65.06	70.64	0.65
20	11:34	1.844	9.56	4.5	65.1	70.66	0.65
21	11:35	1.556	9.28	4.71	65.1	70.8	0.66
22	11:36	1.142	8.67	5.45	65.18	70.9	0.66
23	11:37	1.668	9.32	4.6	65.2	70.86	0.65
24	11:38	1.204	8.63	5.36	65.14	70.79	0.65
25	11:39	0.934	8.2	5.95	65.03	70.83	0.7
26	11:40	1.268	8.74	5.31	65.09	70.87	0.65
27	11:41	0.814	8.28	5.75	65.17	70.67	0.65
28	11:42	0.634	7.68	6.39	65.03	70.63	0.62
29	11:43	0.996	8.3	5.66	64.87	70.47	0.65
30	11:44	0.386	7.35	6.56	64.8	70.87	0.65
31	11:45	0.172	6.53	7.46	64.48	69.9	0.64
32	11:46	0.19	6.32	7.92	64.46	69.79	0.61
33	11:47	0.156	6.07	7.98	64.4	69.65	0.68
34	11:48	0.156	6.22	7.85	64.28	69.35	0.67
35	11:49	0.174	6.54	7.36	64.27	69.21	0.61
36	11:50	0.144	6.19	8.01	64.2	69.07	0.64
37	11:51	0.146	6.15	8.16	64.07	68.88	0.61
38	11:52	0.116	5.49	9.39	64.02	68.6	0.64
39	11:53	0.134	5.26	9.39	63.88	68.46	0.69
40	11:54	0.14	4.99	10.28	63.6	68.13	0.61
41	11:55	0.186	5.81	8.48	63.61	67.85	0.64
42	11:56	0.19	5.07	10.18	63.51	67.61	0.61
43	11:57	0.202	5.19	9.96	63.35	67.42	0.6
44	11:58	0.27	4.78	10.86	63.05	67.04	0.61
45	11:59	0.3	4.38	11.7	62.97	66.71	0.68
46	12:00	0.312	4.51	11.35	62.84	66.42	0.68
47	12:01	0.344	3.96	12.48	62.66	66.15	0.64
48	12:02	0.336	3.39	13.45	62.51	65.78	0.65
49	12:03	0.386	3.42	13.46	62.39	65.55	0.65
50	12:04	0.4	3.16	14.09	62.36	65.51	0.61
51	12:05	0.458	3.34	13.6	62.21	65.18	0.61
52	12:06	0.474	3.32	13.69	62.08	64.97	0.64
53	12:07	0.448	3.35	13.67	62.02	64.73	0.61
54	12:08	0.454	3.54	13.24	61.95	64.57	0.69
55	12:09	0.474	3.26	14.01	61.97	64.48	0.68
56	12:10	0.46	3.12	14.15	61.93	64.36	0.68
57	12:11	0.476	3.41	13.58	61.9	64.18	0.61
58	12:12	0.534	3.34	13.75	61.78	64.08	0.64
59	12:13	0.51	3.2	14.06	61.82	63.97	0.61
60	12:14	0.512	3.35	13.74	61.79	63.9	0.68
<b>PRŮMĚR</b>	---	<b>0.957</b>	<b>6.471</b>	<b>9.095</b>	<b>64.6</b>	<b>68.8</b>	<b>0.66</b>



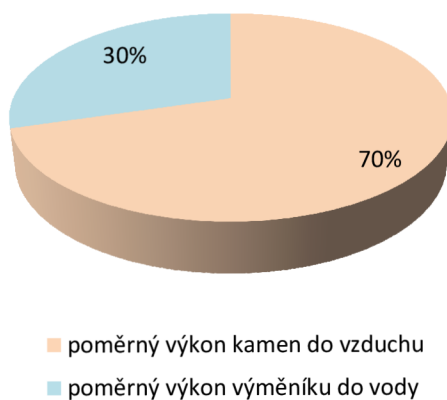
## 5 Zkouška teplovodního výměníku

Tab. 5.3 - Naměřené a vypočtené hodnoty pro měření č. 1.

$t_{\text{okolí}}$	21	°C
$t_{\text{IN}}$ - průměrná teplota spalin za vým.	120	°C
$t_{\text{OUT}}$ - průměrná teplota spalin před vým.	390	°C
teplota akumulční nádrže (1000l)	50	°C
koncentrace O <sub>2</sub> ve spalinách	9,10	%
koncentrace CO <sub>2</sub> ve spalinách	6,47	%
koncentrace CO při 13% O <sub>2</sub> ve spalinách	0,96	%
koncentrace CO ve spalinách	1,68	%
součinitel přebytku vzduchu	1,96	-
komínová ztráta	1645,92	kJ/kg
poměrná komínová ztráta	11,0	%
ztráta plynným nedopalem	1382,24	kJ/kg
poměrná ztráta plynným nedopalem	9,21	%
poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,5	%
účinnost kamen	79,3	%
příkon kamen	13,4	kW
výkon kamen	10,7	kW
výkon kamen do vzduchu	7,6	kW
<b>výkon kamen do vody (výměník)</b>	<b>3,1</b>	<b>kW</b>
třída účinnosti	1	-
třída emisí	2	-



Obr. 5.3 - Poměr ztrát pro měření č. 1.

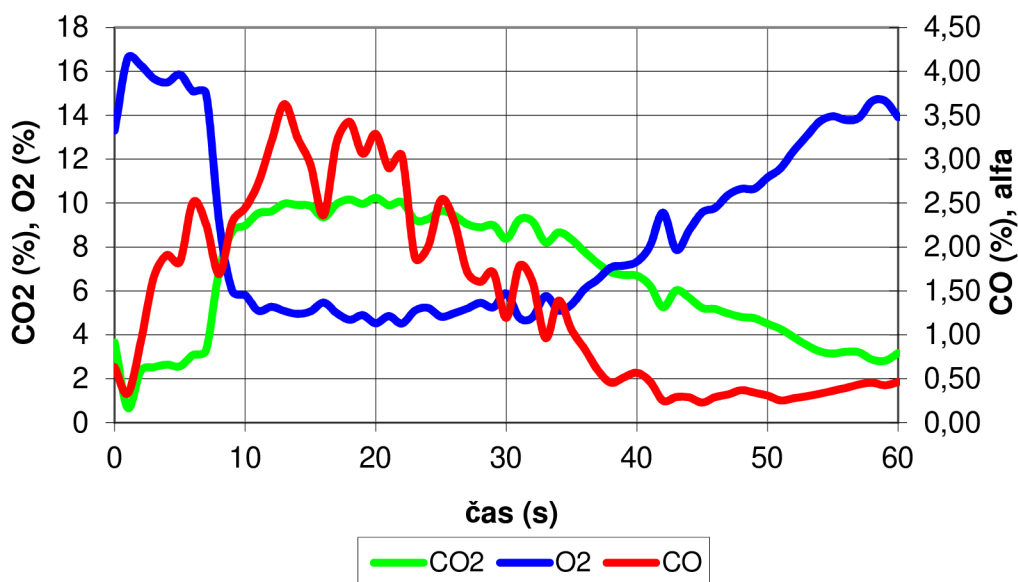


Obr. 5.4 - Poměr výkonů krbových kamen pro měření č. 1.

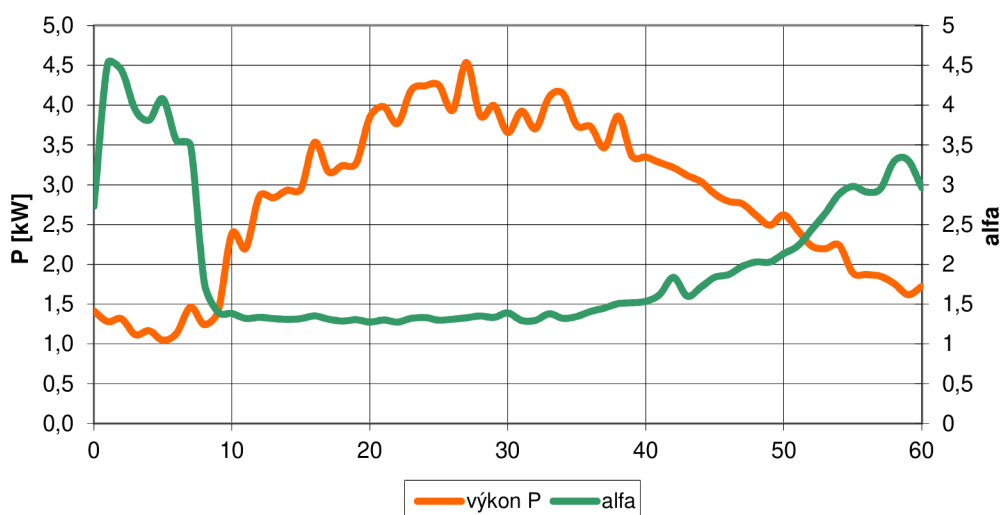
## 5.2.2 Měření č. 2

Tab. 5.1 - Tabulka nastavení kamen a vstupní hodnoty pro měření č. 2.

primární vzduch kamen	1/4	
sekundární vzduch kamen	1	
terciální vzduch kamen	1	
počáteční teplota spalin za výměníkem	93,00	°C
předpokládaná výhřevnost paliva	15	MJ/kg
hmotnost paliva	3,233	kg
počet kusů paliva (polen)	6	ks
druh paliva	BUK	
doba zkoušky	60	min
čas započetí zkoušky	12:20	hod
teplota do výměníku	61,76	°C
teplota z výměníku	63,58	°C
teplota akumulární nádrže (1000l)	50,00	°C
teplota okolí	21,00	°C



Obr. 5.5 - Závislost koncentrací spalin na průběhu spalování.



Obr. 5.6 - Závislost výkonu výměníku a součinitele přebytku vzduchu na čase.

## 5 Zkouška teplovodního výměníku

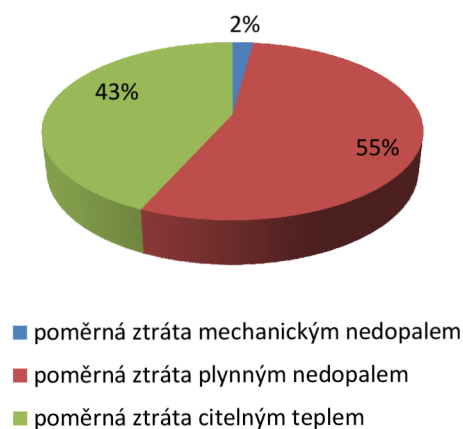
Tab. 5.2 - Tabulka naměřených hodnot pro měření č. 2.

minuta	čas	CO [%]	CO2 [%]	O2 [%]	t1 [°C]	t2 [°C]	m [m <sup>3</sup> /hod]
0	12:20	0,63	3,65	13,3	61,76	63,58	0,68
1	12:21	0,332	0,67	16,6	61,78	63,53	0,64
2	12:22	0,918	2,35	16,27	61,75	63,44	0,68
3	12:23	1,656	2,52	15,67	61,78	63,38	0,61
4	12:24	1,908	2,64	15,49	61,8	63,3	0,68
5	12:25	1,832	2,56	15,85	61,8	63,3	0,61
6	12:26	2,508	3,08	15,08	61,91	63,37	0,68
7	12:27	2,258	3,3	14,99	61,94	63,82	0,68
8	12:28	1,69	6,91	9,15	62,33	64,14	0,6
9	12:29	2,28	8,69	6,01	62,57	64,63	0,6
10	12:30	2,446	8,98	5,8	62,77	65,84	0,68
11	12:31	2,728	9,53	5,09	62,98	66,19	0,6
12	12:32	3,194	9,62	5,27	63,1	66,78	0,68
13	12:33	3,626	9,97	5,08	63,31	66,96	0,68
14	12:34	3,244	9,91	4,95	63,41	67,42	0,64
15	12:35	2,936	9,86	5,06	63,52	67,55	0,64
16	12:36	2,362	9,35	5,46	63,96	68,51	0,68
17	12:37	3,194	9,95	4,99	64,06	68,6	0,61
18	12:38	3,424	10,16	4,68	64,17	68,9	0,6
19	12:39	3,062	9,96	4,89	64,33	69,1	0,6
20	12:40	3,286	10,24	4,52	64,42	69,38	0,68
21	12:41	2,896	9,9	4,85	64,57	69,7	0,68
22	12:42	3,038	10,04	4,51	64,69	69,62	0,67
23	12:43	1,878	9,23	5,1	64,79	70,27	0,67
24	12:44	2	9,27	5,22	64,89	70,44	0,67
25	12:45	2,538	9,64	4,82	64,92	70,48	0,67
26	12:46	2,29	9,44	4,98	64,97	70,36	0,64
27	12:47	1,716	9,04	5,19	64,43	70,36	0,67
28	12:48	1,602	8,89	5,45	64,85	70,23	0,63
29	12:49	1,708	8,99	5,25	64,84	70,31	0,64
30	12:50	1,192	8,37	5,88	64,89	70,23	0,6
31	12:51	1,784	9,25	4,77	64,94	70,4	0,63
32	12:52	1,604	9,16	4,79	64,83	70,24	0,6
33	12:53	0,962	8,2	5,76	64,88	70,25	0,67
34	12:54	1,388	8,66	5,1	64,05	70,1	0,6
35	12:55	1,054	8,34	5,38	64,73	70,02	0,62
36	12:56	0,836	7,77	6,09	64,68	69,95	0,62
37	12:57	0,598	7,26	6,52	64,6	69,66	0,6
38	12:58	0,454	6,85	7,06	64,5	69,55	0,67
39	12:59	0,514	6,72	7,15	64,34	69,01	0,63
40	13:00	0,566	6,69	7,33	64,07	68,8	0,62
41	13:01	0,466	6,24	8,04	63,83	68,46	0,62
42	13:02	0,248	5,25	9,56	63,76	68,3	0,62
43	13:03	0,29	6,02	7,87	63,66	68,06	0,62
44	13:04	0,286	5,69	8,75	63,52	67,81	0,62
45	13:05	0,228	5,22	9,57	63,3	67,37	0,62
46	13:06	0,29	5,17	9,78	63,03	66,97	0,62
47	13:07	0,32	4,96	10,37	62,97	66,93	0,61
48	13:08	0,368	4,81	10,65	62,94	66,69	0,61
49	13:09	0,34	4,75	10,65	62,83	66,59	0,58
50	13:10	0,308	4,5	11,16	62,77	66,3	0,65
51	13:11	0,252	4,26	11,58	62,56	65,99	0,62
52	13:12	0,276	3,89	12,37	62,53	65,68	0,62
53	13:13	0,3	3,53	13,05	62,4	65,5	0,62
54	13:14	0,328	3,24	13,71	62,21	65,18	0,66
55	13:15	0,362	3,14	13,95	62,15	64,82	0,62
56	13:16	0,394	3,22	13,78	62,04	64,68	0,62
57	13:17	0,434	3,2	13,88	61,95	64,56	0,62
58	13:18	0,454	2,87	14,63	61,91	64,39	0,62
59	13:19	0,424	2,81	14,65	61,91	64,31	0,59
60	13:20	0,46	3,16	13,91	61,86	64,25	0,63
<b>PRŮMĚR</b>	---	<b>1,4</b>	<b>6,7</b>	<b>9,0</b>	<b>64,5</b>	<b>68,4</b>	<b>0,6</b>

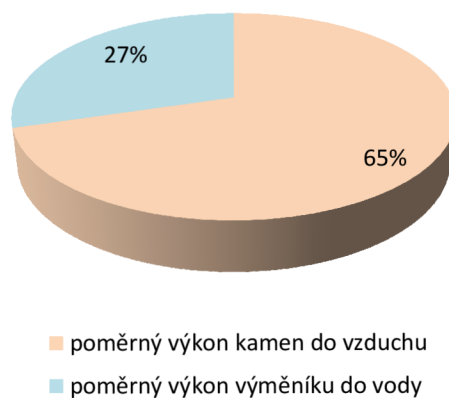
## 5 Zkouška teplovodního výměníku

Tab. 5.3 - Naměřené a vypočtené hodnoty pro měření č. 2.

$t_{\text{okolí}}$	21	°C
$t_{\text{IN}}$ - průměrná teplota spalin za vým.	110	°C
$t_{\text{OUT}}$ - průměrná teplota spalin před vým.	340	°C
teplota akumulární nádrže (1000l)	60	°C
koncentrace O <sub>2</sub> ve spalinách	9,00	%
koncentrace CO <sub>2</sub> ve spalinách	6,70	%
koncentrace CO při 13% O <sub>2</sub> ve spalinách	2,50	%
koncentrace CO ve spalinách	1,40	%
součinitel přebytku vzduchu	2,05	-
komínová ztráta	1516,298	kJ/kg
poměrná komínová ztráta	10,1	%
ztráta plynným nedopalem	1909,83	kJ/kg
poměrná ztráta plynným nedopalem	12,7	%
poměrná ztráta mechanickým nedopalem	0,5	%
účinnost	76,70	%
příkon kamen	13,47	kW
výkon kamen	10,32	kW
výkon kamen do vzduchu	7,45	kW
<b>výkon kamen do vody (výměník)</b>	<b>2,87</b>	<b>kW</b>
třída účinnosti	1	-
třída emisí	2	-



Obr. 5.7 - Poměr ztrát pro měření č. 2.



Obr. 5.8 - Poměr výkonů křbových kamen pro měření č. 2.

### 5.3 Vyhodnocení a porovnání měření

Den před měřením byla provedena zkouška těsnosti kouřové izolace výměníku. Při zátopu došlo k zadýmení interiéru. Venkovní stav počasí a chladná místnost, kde byl umístěn krb, předpovídaly problémový tah komínu již před zahájením zkoušky.

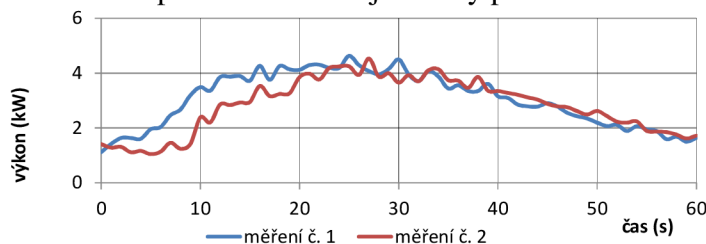
Ze zkušeností z předchozího dne byl proto v den měření nad deflektor krbu umístěn novinový papír a bylo nutné provést přehřev spalinových cest, aby nedošlo k zadýmení interiéru. Před samotnou zkouškou výkonnosti byla kamna naložena palivem, zapálen novinový papír nad deflektorem a posléze kamna roztopena na provozní teplotu výměníku (tentokrát bez zadýmení). Výměník se nahřál na provozní teplotu přibližně za 35min.

V měřeném okruhu byla použita akumulční nádrž o objemu 1000l. Při dosažení teploty 65°C (voda z výměníku) se začala do zkušebního okruhu (přes termostatický trojcestný směšovací ventil) přimíchávat chladnější voda z akumulční nádrže. Teplota vody v akumulční nádrži měla, před zápalen kamen, hodnotu 35°C a na konci měření 60°C (za 3,5hod provozu). Při zahřívání na provozní teplotu dosáhla kamna maximálního naměřeného výkonu 4,9kW. Poté se nechala kamna vyhasnout (ponechali se žhavé uhlíky) a následně byl simulován běžný provoz dvěma měřeními.

Měření č. 1 bylo zahájeno přiložením 3,2kg paliva. Vznícení paliva nastalo v šesté minutě měření a dohořívání pak bylo pozvolné. Od počátku měření jsme se potýkali s malým tahem komína (vizuální zjištění), které se projevilo na pomalejším rozhoření paliva a zvýšené koncentraci oxidu uhelnatého (malý přebytek vzduchu). Museli jsme proto nechat uvřené dvířka, než došlo ke vznícení paliva na žhavých uhlících. Malému tahu komína rovněž přispěla nízká teplota spalin, která měla průměrnou hodnotu 120°C. Pravděpodobně do tahu komína zasáhl i stav počasí, kdy byl krb umístěn v chladné místnosti (20°C) a komín byl vystaven přímému slunečnímu záření (venkovní teplota vzduchu 26°C). Problém s malým tahem komína by se mohl vyřešit zmenšením průtoku čerpadla (pro náš experiment bylo v chodu na nejnižší možné otáčky), kterým by došlo, za cenu snížení výkonu výměníku (pozitivní vliv na koncentraci emisí), k méně intenzivnímu ochlazení spalin. Jednodušším způsobem, jak zvýšit tah, by bylo otevření výměňkové klapky do určité polohy (pro náš experiment byla klapka zkonstruována pouze na polohu „otevřeno“ a „zavřeno“). I když byla měření zjištěna velká poměrná ztráta plynným nedopalem a větší koncentrace oxidu uhelnatého ve spalinách, tak se krbová kamna měření zařadila do první třídy účinnosti a druhé třídy emisí podle normy ČSN EN 13229. Výkon teplovodního výměníku dosáhl 30% z celkového výkonu krbových kamen, což bylo při neodizolovaném plášti výměníku nadmíru pozitivní.

Měření č. 2 probíhalo obdobně jako měření č. 1 s relativně shodnými výsledky. Jedinou změnou v nastavení bylo otevření primárního vzduchu z 1/10 na 1/4 což se paradoxně negativně projevilo na zvýšené koncentraci oxidu uhelnatého. Můžeme proto konstatovat, že při malém tahu komína nemělo nastavení primárního vzduchu na měření téměř žádný vliv.

U měření č. 1 byla zjištěna o 2,6% větší účinnost a tím pádem měření dosáhlo lepších výsledků. Oscilování výkonu bylo pravděpodobně způsobeno funkční charakteristikou termostatického ventilu nebo nepřesností měřící jednotky průtoku.

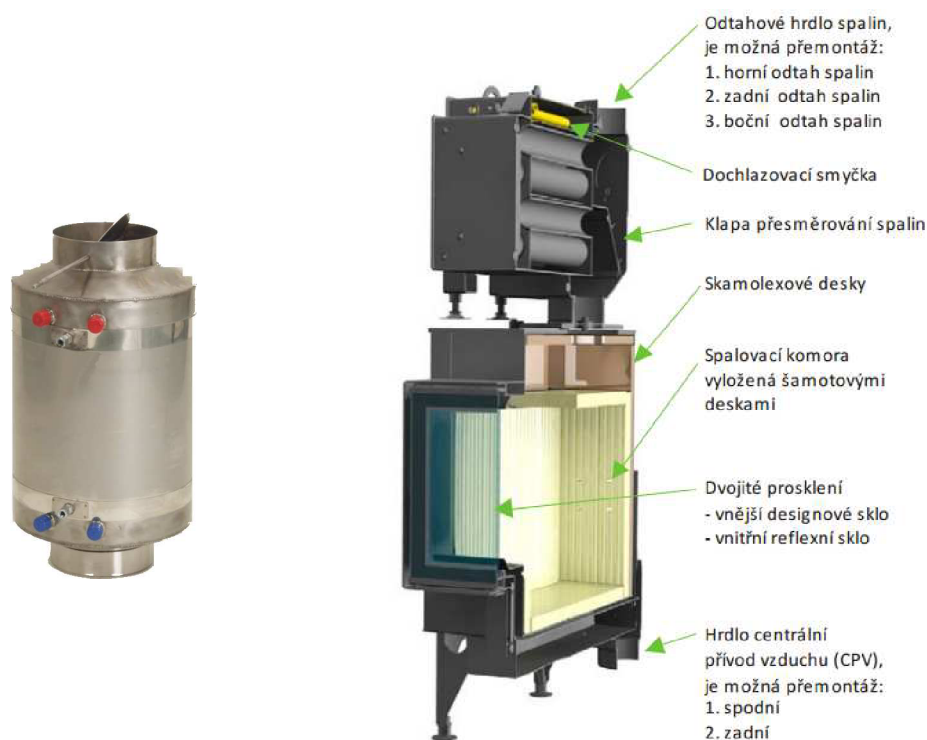


Obr. 5.9 - Výsledky měření výkonu.

## 6 POROVNÁNÍ NÁVRHU, NAMĚŘENÝCH ÚDAJŮ A KOMERČNĚ DOSTUPNÝCH PRODUKTŮ

Výpočtový návrh výměníku se od naměřených údajů výměníku značně liší. Pokud provedeme zpětný přepočet pro naměřené hodnoty, tak zjistíme, že do kapitoly 4.4 je výpočet v rámci odchylek shodný s naměřenými hodnotami. Problematická začíná být část výpočtu, kde se určují součinitele přestupu tepla na straně vody a spalin. Ve skutečnosti totiž došlo k daleko intenzivnějšímu přestupu tepla, než udává výpočet. Pro srovnání by měl být experimentálně určený výkon 3,1kW (měření č. 1) shodný s výpočtovým výkonem 1kW (vypočteno z hodnot spalin) a experimentálně určený výkon 2,87kW (měření č. 2) shodný s výpočtovým výkonem 0,87kW. Z uvedeného vyplývá, že odchylka mezi výpočtem a měřeními jsou 2kW ve prospěch měření. Bylo by ovšem nutné experimentálně proměřit více provozních stavů, aby se dala odchylka 2kW mezi návrhem a výpočtem prohlásit za konstantní. Tato odchylka vznikla patrně zanedbáním přenosu tepla formou radiace z deflektoru krbových kamen nebo ze samotných spalin a bylo by vhodné pro budoucí návrhy obdobných výměníků s touto problematikou počítat. Pro představu je zde uveden výpočtový součinitel prostupu tepla (pro spaliny z měření č. 1)  $k_{v\dot{y}p}=8,4W/m^2K$  a prostup tepla ke kterému skutečně došlo  $k_{real}=26,2W/m^2K$ . Pro spaliny z měření č. 2 je pak  $k_{v\dot{y}p}=8,65W/m^2K$  a  $k_{real}=30,5W/m^2K$ .

Porovnání výměníku jako takového s komerčně dostupnými produkty je značně obtížné. Jelikož výkon výměníku je vždy závislý na množství paliva ve spalovací komoře a výrobci udávají pouze rozsah výkonu, tak je pro nás udávaný výkon nic neříkající. Muselo by být provedeno garanční měření těchto výměníků a následné porovnání získaných hodnot pro konkrétní parametry spalování. Rovněž nelze cenově ohodnotit náš vyrobený výměník s těmi komerčně dostupnými. Navržený výměník byl vyroben svépomocí a největší podíl na ceně výměníků bývá obecně cena za práci a návrh nikoli materiál.



Obr. 6.1 - Ukázka komerčně dostupných výměníků instalovaných na kouřovod.

[25] [26]

## 7 ZÁVĚR

Pro návrh teplovodního výměníku pro krbová kamna byl sestaven orientační výpočet, který je však pro přesnější odhad budoucího výkonu výměníku nutné upravit. Výpočet vycházel z úvahy, že k dominantnímu přestupu tepla ve spalinovém výměníku, řešeného v této práci, dochází prostřednictvím nucené konvekce spalin a vody. Jak bylo měřením ověřeno, tak tomu tak ve skutečnosti není a do přenosu tepla se pravděpodobně největším podílem zapojuje přenos tepla radiací. Jelikož pro danou problematiku návrhu výměníku pro krbovou vložku není žádná veřejně dostupná literatura, tak byly veškeré výpočetní úvahy prováděny analogicky k návrhům průmyslových výměníků velkých výkonů.

Cílem této práce bylo navrhnout a zkonstruovat teplovodní výměník ke stávajícím krbovým kamnům, aby byl přebytečný výkon použit k ohřívání akumulární nádrže a zároveň aby krbová kamna spalovala palivo s lepší účinností. V prvním (měření č. 1) jsme dosáhli účinnosti krbových kamen 79,3% což je o 1% lepší výsledek než nejlepší výsledek z měření kamen bez výměníku. Tato zjištěná účinnost může být, vhodným nastavením kamen a při dosažení lepšího tahu komína, překonána bez konstrukčních úprav.

Pokud by byl požadován menší lokální výkon krbových kamen, tak by bylo nutné tepelně izolovat plášť výměníku (nebo i kamen) a výkon tak odvádět z místnosti ve formě ohřáté vody. Bez izolace byl zjištěný poměrný výkon do vody = 30% z celkového výkonu kamen.

Výměník byl vyroben v dílnách VUT. Měření probíhalo v podmínkách co nejvíce podobných normě ČSN EN 305, ČSN EN 306 a ČSN EN 13229. Přesto, že byl kladen důraz na dodržení všech normativních požadavků, mají veškeré získané hodnoty pouze informativní charakter.

## 8 ZDROJE

- [1] BAŠTA a KABELE. SPOLEČNOST PRO TECHNIKU PROSTŘEDÍ ODBORNÁ SEKCE VYTÁPĚNÍ. *Otopné soustavy teplovodní: Sešit projektanta*. Druhé přepracované vydání. 2001. ISBN 80-02-01426-X.
- [2] NOSKIEVIČ, Pavel, Jan KOLONIČNÝ a Tadeáš OCHODEK. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ. *Malé zdroje znečišťování* [online]. Ostrava, 2004 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.biomasa-info.cz/cs/doc/zdroje.pdf>
- [3] *Článeková otopná tělesa: DELTA Laserline* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.thermoquell.cz/delta.pdf>
- [4] Radiátory: Deskové otopné těleso. VODO-PLASTTOP S.R.O. *Vodoinstalace-koupelny-topeni* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.vodo-plasttop.cz/48386-radik-vk-deskove-otopne-teleso/>
- [5] Trubková otopná tělesa. CORDIVARI. [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.cordivari.cz/>
- [6] JANDAČKA, J. - MIKULÍK, M.: *Technológie pre zvyšovanie energetického potenciálu biomasy*. Jozef Bulejčík, 010 01 Mojš, Žilina, 2007, s. 110, ISBN 978-80-969595-4-9. Dostupné z: <http://www.biomasa-info.sk/docs/PriruckaTechnologie.pdf>
- [7] Radiátory do podlahy: Podlahové konvektory. LICON. *Otopné konvektorové systémy: Radiátory pro život* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.licon.cz/konvektory-do-podlahy-pk.html>
- [8] FOREJTEK, Jaroslav. *Expanzní nádoby pro topení*. [online]. [cit. 2012-05-9]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2510-expanzni-nadoby-pro-topeni>
- [9] Krby, krbová kamna. ASTRA. *Hlavní stránka sítě internetových obchodů AstraNet.cz* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://kamna.astranet.cz/>
- [10] ŘÍHA, Vladimír. *Regulace malých otopných soustav s kotli (nejen) na pevná paliva* [online]. 2007 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/4016-regulace-malych-otopnych-soustav-s-kotli-nejen-na-pevna-paliva-ii>
- [11] HESTIA. *Energetika: encyklopedie* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://hestia.energetika.cz/encyklopedie/9.htm#9>
- [12] Podlahové vytápění: Kyslíková bariéra. In: [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://forum.tzb-info.cz/100677-kyslikova-bariera>
- [13] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. 1. vyd. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.



[14] ŠTELCL, O. Návrh krbové vložky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš.

[15] VANĚK, Vladimír. Problematika plynů v otopných systémech. [online]. 2009 [cit. 2012-05-19]. ISSN <http://www.tzb-info.cz/5832-problematika-plynu-v-o>.

[16] TRNOBRANSKÝ, Karel. Vytápění domů při dnešním vývoji cen energií z fosilních paliv a biomasy jako obnovitelného zdroje energie. [online]. 2007 [cit. 2012-05-19]. ISSN <http://www.tzb-info.cz/5832-problematika-plynu-v-o>.

[17] VAVŘIČKA, Roman. *Teplovodní otopné soustavy* [online]. [cit. 2012-5-1]. Dostupné z: <http://www.fsid.cvut.cz/~vavrirom/Kurz%20Vytapeni/Otopne%20soustavy%20teplvodni%20-%20Kurz%20vytapeni.pdf>

[18] STOOL, Petr. Vytápění obecně. In: [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://forum.tzb-info.cz/104014-automaticky-kotel-s-litinovym-vyminenem-eko-perfekt/vsechny-prispevky#text111>

[19] Podlahové vytápění. [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/podlahove-vytapeni>

[20] GRUNDFOS. *Otopné systémy v domácnostech* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.usporna-cerpadla.cz/>

[21] LECHMA. *Schémat zapojení teplovodních krbových vložek: Výkon 8 - 32kW* [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: [http://lechma.cz/download/schema\\_zapojeni.pdf](http://lechma.cz/download/schema_zapojeni.pdf)

[22] Miroslav HOŘEJŠÍ, Jan NOVÁK. Výpočet pojistného ventilu pro kotle a výměníky tepla. [online]. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>

[23] TRAKAL, Libor. Stará kamna. [online]. [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://www.starakamna.cz/>

[24] ROMOTOP. Možnosti vytápění krbovými kamny a vložkami. [online]. [cit. 2012-05-20]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/zdroje-tepla/6976-moznosti-vytapeni-krbovymi-kamny-a-vlozkami-pokracovani>

[25] Krbová kamna. [online]. [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://www.romotop.cz/krbove-vlozky-dynamic/kv-075-w-teplvodni-vyminenik>

[26] Výměníky tepla. [online]. [cit. 2012-05-25]. Dostupné z: <http://kamna.astranet.cz/>

[27] ČSN EN 305

[28] ČSN EN 306

[29] ČSN EN 13229

## 9 SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

ZKRATKA	JEDNOTKA	POPIS
DN	-	Jmenovitý průměr
ČSN	-	Česká státní norma
EN	-	Expanzní nádrž
K	-	Kotel
KK	-	Kulový kohout
M	-	Manometr
OT	-	Otopné těleso
P <sub>j</sub> V	-	Pojistný ventil
T	-	Teploměr
TUV	-	Teplá užitková voda
VD	-	Vodoznak
VK	-	Vypouštěcí kohout
-----	-----	-----
SYMBOL	JEDNOTKA	POPIS
C	[%]	Hmotnostní podíl uhlíku v palivu
H <sub>2</sub>	[%]	Hmotnostní podíl vodíku v palivu
O <sub>2</sub>	[%]	Hmotnostní podíl kyslíku v palivu
CO	[%]	Objemová koncentrace oxidu uhelnatého ve spalinách
CO <sub>2</sub>	[%]	Objemová koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách
α	-	Součinitel přebytku vzduchu
LMTD	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
Δ <i>t</i> <sub>ln</sub>	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
<i>t</i> <sub>spal</sub>	[°C]	Teplota spalin
<i>t</i> <sub>a</sub>	[°C]	Teplota spalin
<i>t</i> <sub>s</sub>	[°C]	Teplota spalin
<i>t</i> <sub>OUT</sub>	[°C]	Teplota okolního vzduchu
<i>t</i> <sub>IN</sub>	[°C]	Teplota spalin vstupujících do výměníku
<i>t</i> <sub>OUT</sub>	[°C]	Teplota spalin vystupujících z výměníku
<i>t</i> <sub>1</sub>	[°C]	Teplota otopné vody vratné
<i>t</i> <sub>2</sub>	[°C]	Teplota otopné vody přívodní
Δ <i>t</i>	[°C]	Teplotní spád otopné vody
$\bar{t}_{spal}$	[°C]	Střední teplota proudu spalin
$\bar{t}_{voda}$	[°C]	Střední teplota proudu vody
<i>V</i> <sub>O<sub>2</sub>min</sub>	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální množství kyslíku
<i>V</i> <sub>VS min</sub>	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální množství vzduchu suchého
<i>f</i>	-	Součinitel vlhkosti

9 Seznam symbolů a zkratk

$V_{VV\min}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální množství vlhkého vzduchu
$V_{CO_2}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální objem oxidu uhličitého ve spalinách
$V_{N_2}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální objem dusíku ve spalinách
$V_{SS\min}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální objem suchých spalin
$V_{H_2O\min}^P$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální objem vodní páry
$V_{SV\min}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Minimální objem vlhkých spalin
$V_{SV1}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{kg}_{\text{pal}}]$	Skutečné objem vlhkých spalin
$V_{SV}$	$[\text{m}^3_{\text{n}}/\text{hod}]$	Skutečné objem vlhkých spalin na dané množství paliva
$M_{\text{pal}}$	$[\text{kg}/\text{hod}]$	Množství spáleného paliva za hodinu
$x$	$[\%]$	Hmotnostní podíly složek spalin
$\varphi$	$[\text{kg}/\text{m}^3_{\text{n}}]$	Dílčí hustota složek spalin
$v$	$[\%]$	Měrný objem složek spalin
$\rho_{\text{spal}}$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Hustota spalin
$\rho$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Hustota otopné vody
$\nu_{\text{spal}}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Kinematická viskozita spalin
$\nu$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Kinematická viskozita vody
$\mu_{\text{spal}}$	$[\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}]$	Dynamická viskozita spalin
$\mu_{\text{voda}}$	$[\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}]$	Dynamická viskozita vody
$\lambda_{\text{spal}}$	$[\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}]$	Měrná tepelná vodivost spalin
$\lambda_{\text{voda}}$	$[\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}]$	Měrná tepelná vodivost otopné vody
$\lambda_{\text{MAT}}$	$[\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}]$	Měrná tepelná vodivost trubky
$Pr_{\text{spal}}$	-	Prandtlovo číslo pro spalinu
$Pr$	-	Prandtlovo číslo otopné vody
$i_{\text{n}}$	$[\text{kJ}/\text{m}_{\text{n}}^3]$	Měrná entalpie spalin
$i$	$[\text{kJ}/\text{m}_{\text{spal}}^3]$	Měrná entalpie spalin
$i_{\text{IN}}$	$[\text{kJ}/\text{m}_{\text{spal}}^3]$	Měrná entalpie spalin vstupujících do výměníku
$i_{\text{OUT}}$	$[\text{kJ}/\text{m}_{\text{spal}}^3]$	Měrná entalpie spalin vystupujících do výměníku
$m_{\text{n}}^{\text{spal}}$	$[\text{m}_{\text{n}}^3/\text{s}]$	Objemový průtok spalin
$\dot{m}_{\text{spal}}$	$[\text{kg}/\text{s}]$	Objemový průtok spalin
$w_{\text{max}}$	$[\text{m}/\text{s}]$	Maximální rychlost proudění vody v potrubí
$c_p$	$[\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}]$	Měrná tepelná kapacita vody
$\dot{m}_{\text{voda}}$	$[\text{kg}/\text{s}]$	Hmotnostní průtok vody
$D$	$[\text{mm}]$	Vnější průměr potrubí
$t_{\text{trub}}$	$[\text{mm}]$	Tloušťka stěny trubky
$d$	$[\text{mm}]$	Vnitřní průměr trubky
$r$	$[\text{m}]$	Vnitřní poloměr trubky
$R$	$[\text{m}]$	Vnější poloměr trubky
$n$	$[\text{mm}]$	Počet trubek

## 9 Seznam symbolů a zkratk

$L$	[mm]	Délka trubek
$S_{\text{trub}}$	[m <sup>2</sup> ]	Vnitřní průřez trubky
$A$	[mm]	Délka výměníku
$B$	[mm]	Šířka výměníku
$C$	[mm]	Výška výměníku
$t_{\text{plech}}$	[mm]	Tloušťka plechu
$V_{\text{vod}}$	[l]	Objem výměníku
$M_{\text{spal}}$	[m <sup>3</sup> /s]	Reálný průtok spalin
$S_{\text{spal}}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha spalinového kanálu
$\bar{w}_{\text{spal}}$	[m/s]	Průměrná rychlost spalin v trubkovém prostoru výměníku
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez bez trubek
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Průřez s trubkami
$O_1$	[m]	Smáčený obvod bez trubek
$O_2$	[m]	Smáčený obvod s trubkami
$D_h^{S1}$	[m]	Hydraulický průměr pro průřez bez trubek
$D_h^{S2}$	[m]	Hydraulický průměr pro průřez s trubkami
$l$	[m]	Charakteristický rozměr
$Re_d$	-	Reynoldsovo kritérium pro spaliny
$Re_{d,\text{max}}$	-	Reynoldsovo kritérium pro svazek trubek
$Nu_D$	-	Nusseltovo kritérium pro spaliny
$\bar{Nu}_d$	-	Nusseltovo kritérium pro vodu
$\alpha_{\text{SPAL}}$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Součinitel přestupu tepla na straně spalin
$\alpha_{\text{VODA}}$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Součinitel přestupu tepla na straně vody
$S_{\text{voda}}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha přitékající vody do svazku trubek
$v_{\text{voda}}$	[m/s]	Rychlost vody vstupující do svazku trubek
$w_{\text{max}}$	[m/s]	Maximální střední rychlost proudící vody ve svazku trubek
$\epsilon$	-	Součinitel zanesení trubek
$k$	[W/m <sup>2</sup> *K]	Součinitel prostupu tepla
$Q_{\text{SPAL}}$	[W]	Využitelný tepelný výkon spalin
$Q_{\text{OS}}$	[W]	Tepelný výkon přenášený otopnou soustavou
$Q_{\text{VYM}}$	[W]	Tepelný výkon výměníku

## **10 SEZNAM PŘÍLOH**

- **Koncept výměníku 1, 2, 3, 4**
- **Fotky z výroby**
- **Fotky z montáže**
- **Fotky z měření**

### 10.1 Koncept výměníku 1



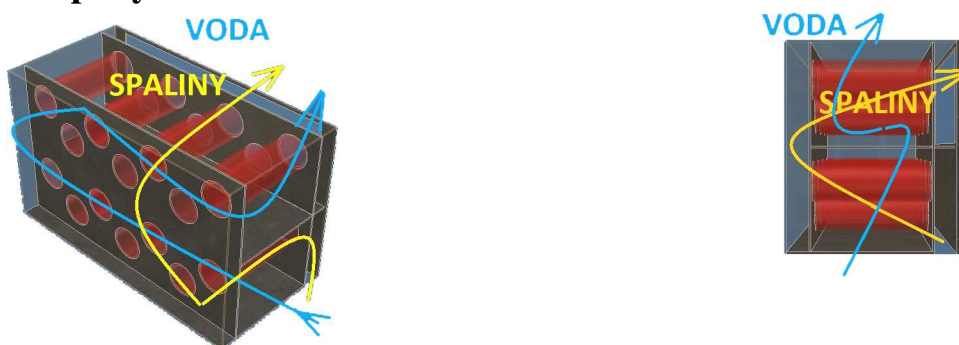
Obr. I - Spaliny prochází skrz výměník pouze směrem vzhůru.

### 10.2 Koncept výměníku 2



Obr. II - Spaliny prochází skrz výměník pouze směrem vzhůru a jsou zavířeny turbulátory. (u tohoto konceptu by byla dosažena největší rychlost spalin na teplosměnných plochách)

### 10.3 Koncept výměníku 3



Obr. III - Spaliny a voda prochází skrz výměník ve vyznačených směrech.

### 10.4 Koncept výměníku 4



Obr. IV - Spaliny a voda prochází skrz výměník ve vyznačených směrech (tento koncept byl vybrán jako nejefektivnější a proto byl realizován).

### 10.5 Fotky z výroby



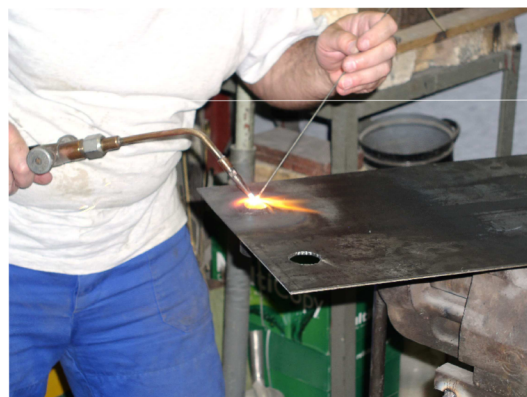
Obr. I - Řezání závitu závitovou hlavou (pro připojení otopné vody).



Obr. II - Sortiment všech potřebných dílů.



Obr. III - Příprava kotlového plechu (odvoz na vypálení trubkovic laserem).



Obr. IV - Přivaření vodních přípojek.



Obr. V - Sváření vodní přepážky a vymezení vŕlů žárových trubek.



Obr. VI - Svařenec pláště výměníku.

## 10.6 Fotky z montáže



Obr. I - Odřezání kouřové komory.



Obr. II - Kamna bez kouřové komory.



Obr. III - Zhotovení pomocné konstrukce, která bude umožňovat šroubové spojení kamen s výměníkem.



Obr. IV - Zatěsnění



Obr. V - Středová klapka usměrňující spaliny.



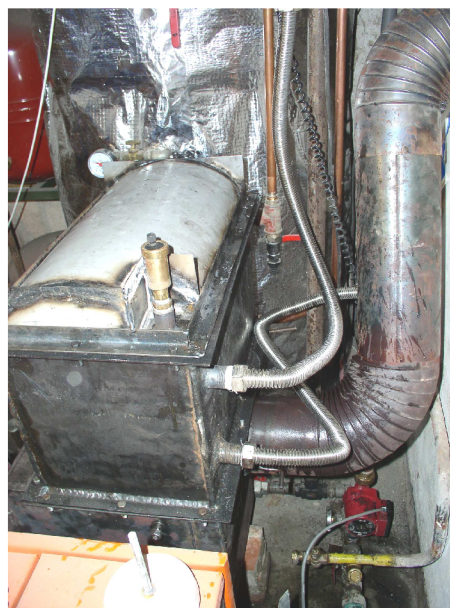
Obr. VI - Zaizolování středové klapky.



### 10.7 Fotky z měření



Obr. I - Měřená sestava.



Obr. II - Přípojky výměníku.



Obr. III - Krbová kamna s výměníkem.



Obr. IV - Zahájení zkoušky.