

Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh úprav zařízení pro předehřev trubkových předvalků**  
**Propose Modifications to the Device for Preheating Tube Billets**

Student:

Bc. Jan Kriško

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Ostrava 2013

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 21.5.2013

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : .....

.....

Plné jméno diplomanta

Adresa trvalého pobytu diplomanta

Bc. Jan Kriško  
U Střelnice 940  
743 01 Bílovec

## **Anotace diplomové práce**

KRIŠKO, J. *Návrh úprav zařízení pro předehřev trubkových předvalků*. Ostrava: Katedra Energetiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013. Diplomová práce, vedoucí Čech, B.

Diplomová práce se zabývá využitím zbytkového tepla spalin ze spalinového kanálu Karuselové pece Stiefel 140 mm a návrhem spalinového kotle určeného pro vytápění hutních prostor.

V práci je proveden tepelný výpočet na straně spalin a vody. V další části práce se zabývá návrhem vhodné teplosměnné plochy pro vypočtený výkon spalinového kotle. Diplomová práce je doplněna o konstrukční řešení tohoto projektu, které je obsaženo v příložené výkresové dokumentaci.

### **ANNOTATION OF THESIS**

KRIŠKO, J. *Propose Modifications to the Device for Preheating Tube Billets*. Ostrava: Department Energetic, Mechanical Faculty VŠB-Technical University of Ostrava, 2013. Graduation thesis, supervisor Čech, B.

The Graduation thesis deals with usage of after heat from Karusel furnace Stiefel 140 mm. It is aimed to design a heat exchanger of waste-heat boiler.

In this work was made a calculation from side of combustion gas and the side of water as well. The second part of the work deals with design of suitable heat transfer surface for calculated power of Heat from Karusel furnace Stiefel 140 mm. Into this work is also integrated a structure design of the project, which is contained in the appended design documents.

## Seznam použitých značek

|                    |   |                                  |
|--------------------|---|----------------------------------|
| A                  | koeficient potřebný k výpočtu Nu u sdílení tepla v trubce | [ 1 ]                            |
| $C_nH_m$           | koncentrace uhlovodíků                                    | [ % ]                            |
| CH <sub>4</sub>    | metan   | [ % ]                            |
| CO                 | oxid uhelnatý   | [ % ]                            |
| CO <sub>2</sub>    | oxid uhličitý   | [ % ]                            |
| H <sub>2</sub>     | vodík   | [ % ]                            |
| H <sub>2</sub> O   | voda  | [ % ]                            |
| N <sub>2</sub>     | dušík   | [ % ]                            |
| $Nu_{lam}^M$       | Nuseltovo číslo pro laminární proudění                    | [ 1 ]                            |
| $Nu_{tur}^M$       | Nuseltovo číslo pro turbulentní proudění                  | [ 1 ]                            |
| $Nu_{sv}$          | Nuseltovo číslo svazku trubek                             | [ 1 ]                            |
| O <sub>2</sub>     | kyslík  | [ % ]                            |
| Pr                 | Prandtlovo číslo  | [ 1 ]                            |
| $Q_{spalin.vým.}$  | výkon spalinového výměníku                                | [ W ]                            |
| $Q_i$              | výhřevnost směsného plynu                                 | [ kJ/kg ]                        |
| Re                 | Reynoldsovo číslo   | [ 1 ]                            |
| T                  | teplota   | [ K ]                            |
| $V_{CO_2,teor.}$   | objem oxidu uhličitého ve spalinách teoretický            | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{H_2O,teor.}$   | objem vody ve spalinách teoretický                        | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{N_2,teor.}$    | objem dusíku ve spalinách teoretický                      | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{O_2,skut.}^s$  | objem kyslíku ve spalinách skutečných suchých             | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{CO_2,skut.}^s$ | složení spalin skutečného bez vlhkosti vzduchu            | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{H_2O,skut.}^s$ | složení spalin skutečného bez vlhkosti vzduchu            | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{N_2,skut.}^s$  | složení spalin skutečného bez vlhkosti vzduchu            | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{CO_2,skut.}^v$ | složení spalin skutečného s vlhkostí vzduchu              | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{H_2O,skut.}^v$ | složení spalin skutečného s vlhkostí vzduchu              | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{N_2,skut.}^v$  | složení spalin skutečného s vlhkostí vzduchu              | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $V_{O_2,skut.}^v$  | složení spalin skutečného s vlhkostí vzduchu              | [ $m^3 \times m_{Nplynu}^{-3}$ ] |
| $i_{sp}$           | entalpie jednotlivých složek spalin                       | [ $kJ.m_N^{-3}$ ]                |

|                          |  |   |
|--------------------------|--|---|
| $V_{H_2O}^{vzduchu}$     | objem vody ve vzduchu                                | $[ m^3 \times m_{Nplynu}^{-3} ]$        |
| $\dot{V}_{plynu}$        | množství směsného plynu                              | $[ m^3 \times s^{-1} ]$                 |
| $V_{vzd,t}^s$            | objem vzduchu teoretického suchého                   | $[ m_{Nvzd}^3 \times m_{plynuN}^{-3} ]$ |
| $V_{skut.}^s$            | objem vzduchu skutečného suchého                     | $[ m^3 \times m_{Nplynu}^{-3} ]$        |
| $V_{skut.}^v$            | objem vzduchu skutečného vlhkého                     | $[ m^3 \times m_{Nplynu}^{-3} ]$        |
| $V_{sk,spal.}^v$         | objem vlhkých spalin skutečných bez vlhkosti vzduchu | $[ m_N^3 \times m_{Nplynu}^{-3} ]$      |
| $V_{sk,spal.vzd.}^v$     | objem vlhkých spalin skutečných s vlhkostí vzduchu   | $[ m_N^3 \times m_{Nplynu}^{-3} ]$      |
| $V_{spal.skut.vznik.}^v$ | objem vzniklých spalin skutečných vlhkých            | $[ m^3 \times s^{-1} ]$                 |
| a                        | poměrná příčná rozteč                                | $[ 1 ]$                                 |
| b                        | poměrná podélná rozteč                               | $[ 1 ]$                                 |
| c                        | tloušťka stěny trubky                                | $[ m ]$                                 |
| i                        | entalpie vody  | $[ kJ.kg^{-1} ]$                        |
| $c_p$                    | měrná tepelná kapacita plynu                         | $[ kJ.m^{-3}.K^{-1} ]$                  |
| $d_1$                    | vnitřní průměr trubky                                | $[ m ]$                                 |
| $d_2$                    | vnější průměr trubky                                 | $[ m ]$                                 |
| k                        | prostup tepla  | $[ W.m^{-2}.K^{-1} ]$                   |
| l                        | charakteristický rozměr trubky                       | $[ m ]$                                 |
| m                        | střední průtočné množství vody                       | $[ kg.s^{-1} ]$                         |
| $m_{vstup}$              | vstupní průtočné množství vody                       | $[ m^3.s^{-1} ]$                        |
| $m_{výstup}$             | výstupní průtočné množství vody                      | $[ m^3.s^{-1} ]$                        |
| n                        | přebytek vzduchu                                     | $[ 1 ]$                                 |
| $s_1$                    | horizontální rozteč trubek                           | $[ m ]$                                 |
| $s_2$                    | vertikální rozteč trubek                             | $[ m ]$                                 |
| $t_{stř}$                | střední teplota                                      | $[ ^\circ C ]$                          |
| $\Delta t$               | střední teplotní spád                                | $[ ^\circ C ]$                          |
| $t_1'$                   | vstupní teplota spalin                               | $[ ^\circ C ]$                          |
| $t_2'$                   | výstupní teplota vody                                | $[ ^\circ C ]$                          |
| $t_1''$                  | výstupní teplota spalin                              | $[ ^\circ C ]$                          |
| $t_2''$                  | vstupní teplota vody                                 | $[ ^\circ C ]$                          |
| $w_{vstup}$              | vstupní rychlost proudění vody                       | $[ m.s^{-1} ]$                          |
| $w_{výstup}$             | výstupní rychlost proudění vody                      | $[ m.s^{-1} ]$                          |

|                          |   |  |
|--------------------------|---|--|
| $w_{střední}$            | střední rychlost proudění vody                      | [ m.s <sup>-1</sup> ]                  |
| $\alpha$                 | přestup tepla                                       | [ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] |
| $\eta$                   | dynamická viskozita                                 | [ Pa.s ]                               |
| $\lambda$                | tepelná vodivost                                    | [ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ] |
| $\nu$                    | kinematická viskozita                               | [ m <sup>2</sup> .s ]                  |
| $v$                      | vlhkost vzduchu relativní                           | [ 1 ]                                  |
| $\rho$                   | hustota   | [ kg.m <sup>-3</sup> ]                 |
| $\tau$                   | koeficient pro výpočet Nu u sdílení tepla ve svazku | [ 1 ]                                  |
| $f$                      | koeficient pro výpočet Nu u sdílení tepla ve svazku | [ 1 ]                                  |
| $\omega$                 | obsah dané složky ve spalinách                      | [ 1 ]                                  |
| $L_1$                    | délka trubky v první řadě                           | [ m ]                                  |
| $n_1$                    | počet řad trubek                                    | [ 1 ]                                  |
| $p_{vs}$                 | vstupní podtlak do výměníku                         | [ Pa ]                                 |
| $p_{vý}$                 | výstupní podtlak z ventilátoru                      | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{\lambda in}$  | tlaková ztráta spalinového kanálu před výměníkem    | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{\lambda out}$ | tlaková ztráta spalinového kanálu za výměníkem      | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{\lambda vým}$ | tlaková ztráta výměníku                             | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{\lambda}$     | celková tlaková ztráta                              | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_m$             | místní tlakové ztráty                               | [ Pa ]                                 |
| $S_1$                    | průřez spalinového kanálu                           | [ m <sup>2</sup> ]                     |
| $S_2$                    | průřez kanálu výměníku                              | [ m <sup>2</sup> ]                     |
| $K_1, K_2$               | konstanty odečtené z grafu literatury               | [ - ]                                  |
| $\Delta p_{sv}$          | tlaková ztráta svazku                               | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{celk}$        | celková tlaková ztráta na straně spalin             | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{zt}$          | tlaková ztráta třením                               | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_{zm}$          | tlaková ztráta místními odpory                      | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_h$             | hydraulická ztráta                                  | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p_d$             | dynamická ztráta                                    | [ Pa ]                                 |
| $\Delta p$               | celková hydraulická ztráta                          | [ Pa ]                                 |

## 1. Úvod

Tato diplomová práce je zaměřená na využití odpadního tepla, které produkují ohřívací pece ohřívající předlitky, které jsou vstupním materiálem určeným pro výrobu bezešvých trub v závodu ArcelorMittal Tubular Products neboli závodu 15. Tento závod je největším výrobcem trubek v České republice. Nosným výrobním programem závodu jsou bezešvé trubky válcované na dvou tratích Stiefel v provedení trubek hladkých, závitových, přírubových a olejářských. Trubky na tratích St 4-10" a St 140 jsou vyráběny pouze z plynule odlévaných předlitek. Nejnáročnějším výrobkem jsou bezešvé trubky olejářské - pažnicové, čerpací, vrtné a naftovodné. Od roku 1957 je závod oprávněn označovat olejářské trubky monogramem Amerického Petrolejářského Institutu – API. Kromě běžných API závitů dodává závod i pažnicové a čerpací trubky s plynotěsným závitovým spojem.

## 2. Stručný popis a historie ArcelorMittal Ostrava a.s.

V roce 1942 se začaly psát dějiny této společnosti, která je v současné době největším hutním podnikem České republiky. Tehdy byla jako jižní závod, postavený v Ostravě Kunčicích, součástí Vítkovických železáren. Dne 31. prosince 1951 nastalo osamostatnění závodu a byl zřízen národní podnik Nová huť Klementa Gottwalda. Mezi léty 1951 až 1958 byly postupně dány do provozu nejdůležitější části železáren. Jednalo se o kombinát, který tvořilo především pět koksárenských baterií, dvě vysoké pece včetně licího stroje, čtyři siemens-martinské pece a pět hlubinných pecí, válcovna trub, jedna blokovna s prvním a druhým pořadím spojitě sochorové tratě, slévárna šedé litiny a část energetiky včetně vodního hospodářství.

V letech 1958 až 1961 podnik navyšoval svou kapacitu pro produkci základních surovin, jako jsou koks, ocel a surové železo, dále stavěl také provozy s následným zpracováním těchto produktů. Taktéž byla v tomto období uvedena do provozu nová válcovací trať a linka na výrobu osobních, nákladních a traktorových kol. Pak byly vystavěny ještě čtyři koksárenské baterie a dvě vysoké pece a přibylo pět sklopných pecí pro výrobu oceli. Dále pak nová blokovna, pásové tratě, kontidrátová trať, kyslíkárna, zařízení na výrobu trubek se šroubovým svarem aj.

Mezi roky 1967 až 1985 nastala rozsáhlá modernizace martinských pecí na pece tandemové. V 80. letech proběhla další velká investice do výstavby středojemné válcovny,



nacházející se v jižní části závodu, velkokapacitní koksárenské baterie a centrální kyslíkárny. Dalším důležitým milníkem se stal rok 1989, kdy došlo ke změně názvu společnosti na Nová Huť, státní podnik. S tímto krokem se pojí další podstatné technologické události, zejména přechod od odlévání oceli do ingotů k plynulému odlévání oceli. Roku 1993 bylo uvedeno do provozu první zařízení pro plynulé odlévání oceli (ZPO č. 1), v prosinci 1997 druhé (ZPO č. 2) a poslední v srpnu 1999. Tyto inovace přinesly větší výtěžnost oceli a zároveň nižší energetickou náročnost. Další významnou událostí byla výstavba válcovny na výrobu širokého, za tepla válcovaného pásu, která vystřídala dvě zastaralé tratě a jejíž komplex se nazývá pásová minihuť.

Posledním lednem roku 2003 byla ukončena privatizace akciové společnosti Nová Huť. Kdy „představitelé společnosti LNM Group a Fondu národního majetku, včetně zástupců NOVÉ HUTI svými podpisy stvrdili ukončení vstupu nizozemské skupiny ISPAT International, která je součástí LNM Group, do hutí“. Následně zhruba v polovině dubna téhož roku vznikla ISPAT Nová Huť, a.s. Dne 15. prosince 2004 došlo ke změně názvu společnosti na Mittal Steel Ostrava a.s. a z některých závodů či provozů se v rámci privatizace staly přidružené nebo dceřiné podniky, např. Nová Huť Zábřeh, a.s., JÁKL Karviná, a.s. či Vysoké pece Ostrava, a.s. Následně probíhá fúze společnosti Mittal Steel s evropským ocelářským gigantom Arcelor, jejímž důsledkem byla změna názvu společnosti na dnešní ArcelorMittal Ostrava a.s.

### 3. Druhotné energetické zdroje

Hutní průmysl je jedním z největších producentů druhotných energetických zdrojů (DEZ), tedy sekundárních zdrojů energie vznikajících jako vedlejší produkt technologie výroby, nebo jiné lidské činnosti. Na rozdíl od primárních energetických zdrojů (PEZ), které se získávají z přírody, určuje jeho následné využití úroveň technologie výroby. Zvyšuje se tak celková efektivnost, byť by byl DEZ využíván jen částečně. Je tedy velmi účelné je racionálně využívat. Technické řešení využívání DEZ je ve většině případů v podstatě možné vždy, při praktickém řešení ale jejich využití často brání ekonomická efektivnost, což je zpravidla rozhodující. Výhody využívání DEZ jsou nesporné. Jednak nahrazují spotřebu PEZ a pokud se jedná o paliva, u nichž dochází k využití energie spalováním, nezatěžuje využívání DEZ životní prostředí škodlivými emisemi, jejich využití snižuje palivoenergetickou náročnost výroby a často představuje i ekonomické úspory.

Jak již bylo řečeno, je účelné racionálně využívat DEZ. Jejich využitelnost je ovšem omezená. Hlavně tedy technickými možnostmi - zda je technické provedení realizace využití DEZ možné, dále pak ekonomickými podmínkami, tzn. že provozní náklady využívaného zdroje musejí být nižší než při využívání jiných zdrojů energie, které pochází z PEZ. V tomto případě je důležitý rozbor ekonomické efektivity řešení, tzn. za jakou dobu se investice, vložené do řešení úsporami zaplatí. Problémy se vyskytují také u nízkopotenciálního tepla - z důvodu malé koncentrace energie v nositeli. Pro určité množství využitelné energie se jedná o velké množství látky, tím vychází zařízení k využití odpadní energie velkých rozměrů. Jsou pak vyšší zejména investiční náklady a často také provozní náklady. Se zvyšujícím potenciálem energie se možnosti využitelnosti zvyšují. Velmi často je také pro využití DEZ důležitá podmínka využitelnosti v daném místě. Např. pro využití odpadního tepla spalin z průmyslových pecí k ohřevu vody nebo k výrobě páry a následné vytápění objektů jsou pro letní měsíce podmínky pro využití energie nepříznivé, protože v tomto období lze toto teplo využívat jen pro ohřev teplé užitkové vody (TUV). Tím se snižuje celoroční využití těchto zdrojů a ekonomická efektivnost takové investice.

V hutnictví je produkce sekundární energie v mnoha úsecích výroby. V koksovnách je to koksárenský plyn, kde využíváme chemické i citelné teplo plynu, dále citelné teplo koksu. Z vysokých pecí využíváme vysokopecní plyn, jeho chemické a citelné teplo, citelné teplo chladicí vody, vysokopecní strusky, surového železa, citelné teplo spalin ohřivačů větru, přebytečný tlak vysokopecního plynu na sazebně apod. V ocelárnách je to ze Siemens-Martinských a tandemových pecí citelné teplo spalin a chladicí vody, z kyslíkových konvertorů chemické a citelné teplo konvertorového plynu, z elektrických pecí citelné teplo pecních plynů a chladicí vody. Ve všech typech oceláren pak citelné teplo strusky a oceli. U ostatních provozů jako válcovny, kovárny, výroba žáruvzdorného materiálu se dá využívat citelné teplo spalin z průmyslových pecí, příp. citelné teplo chladicí vody.

## 2.1 Charakteristika a využívání odpadních plynů z hutnictví

### 2.1.1 Konvertorový plyn

Vzniká jako odpadní produkt při výrobě oceli v kyslíkových konvertorech. Výskyt konvertorového plynu je periodický podle technologického procesu konvertorů. Doba tavby jednoho konvertoru trvá cca do 20 minut. V průběhu tavby se spalováním uhlíku ze surového železa (cca 4% C) snižuje obsah uhlíku na cca 0,2% i méně. Vzniklý konvertorový plyn má proměnlivé složení a obsah hlavní složky, oxidu uhelnatého, kolísá

až do 90%. Po dobu cca 30 až 40 minut je tavba přerušena, dochází k odpichu strusky a oceli a k nasazování další vsázky surového železa a šrotu. Je zde možnost využití jak chemického, tak i citelného tepla konvertorového plynu.

### 2.1.2 Vysokopecní plyn

Má nižší teoretickou spalovací teplotu. Samotný se může využít při spalování v technologických procesech, kde se technologická teplota pohybuje řádově do 1000°C. Samotný plyn se proto používá pro spalování v koksárenských bateriích – technologická teplota okolo 1000°C, pro ohřev větru dmychaného do vysokých pecí – teplota větru 1000 až 1200°C. Při teplotách nad 1000°C se v konečných fázích ohřevu zpravidla přidává určité množství koksárenského plynu. Ve směsi s koksárenským plynem jako směsný plyn dvousložkový, příp. ve směsi vysokopecní + koksárenský + zemní plyn jako tříložkový se používá i pro otop všech spotřebičů plynu v hutním závodě, kde jsou technologické teploty nad 1000°C. Jsou to např. ohřívací pece ve válcovnách, kovárnách a lisovnách, ohřev pánví a hlavových nástavců v ocelárnách, pro výpal šamotu v keramických pecích atp. V tomto případě se používá směsný plyn o výhřevnost  $5,5 \text{ MJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$ , nebo  $7,5 \text{ MJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$ . V některých případech se vyskytuje i plyn tzv. čtyřsložkový, kdy se do koksárenského plynu přidává důlní plyn degazační.

### 2.1.3 Koksárenský plyn

Teoretická teplota je okolo 2000°C. Používá se buď samostatně (např. pro technologie s technologickou teplotou nad 1200°C (např. šamotárenské pece pro vysoký výpal, vysoušení a ohřev ocelárenských pánví), nebo v již zmíněném směsném plynu. U některých spotřebičů je možnost lokálního přidávání určitého množství samostatného koksárenského plynu do směsného plynu (především u ohřívacích pecí periodicky pracujících k rychlému dosažení maximální teploty ohřevu).

## 2.2 Způsoby využívání citelného tepla plyných látek

Především se jedná o spaliny z různých typů průmyslových pecí, ale také z technologických agregátů se spalovacím zařízením, jako např. rotační cementářské pece, spalovny odpadů apod.

V zásadě se toto teplo využívá dvěma způsoby:

- 1) pro ohřev spalovacího vzduchu příp. i topného plynu nebo paliva v rekuperátorech a regenerátorech (tzv. rekuperace tepla)

- 2) pro výrobu tepla k vytápění, ohřevu teplé užitkové vody (TUV) příp. i pro technologické účely v dalších navazujících zařízeních za producentem DEZ (parní a horkovodní spalínové kotle, výměníky tepla apod.)

### **2.2.1 Rekuperace tepla**

Výhodou tohoto způsobu je fakt, že využití tepla bezprostředně navazuje na technologický režim agregátu a snižuje spotřebu paliva pro příslušný agregát. Toto teplo se využívá celoročně po dobu tolika hodin, kolik hodin je agregát v provozu na rozdíl od druhého způsobu, kde je využití tepla závislé na potřebě využitého DEZ. Často se využívá i kombinace obou způsobů, zejména u vysokoteplotních procesů, kde spaliny i po rekuperaci mají ještě dostatečně vysokou teplotu, aby bylo možno teplo v odcházejících spalinách využít způsobem podle bodu 2).

### **2.2.2 Rekuperátory**

Výměna tepla mezi spalinami a vzduchem, resp. plynem probíhá kontinuálně – obě média jsou od sebe oddělena stěnou (trubky, lamely, desky). Stěna může být vyhotovena z materiálu kovového (teplota stěny může být max. 700-800°C, pro vyšší teploty je nutno použít legované žáruvzdorné oceli) či keramického (až 1000°C i výše). U kovových rekuperátorů je tedy teplota spalin max. 800 až 950°C, ohřev vzduchu pak 300 až 500°C, u keramických je max. teplota spalin 1200 až 1400°C, teplota vzduchu 850 až 950°C, hodnoty jsou samozřejmě závislé na parametrech prostupu tepla. Dle způsobu přenosu tepla můžeme rekuperátory dělit na sálavé, konvekční a kombinované.

### **2.2.3 Regenerátory**

K výměně tepla mezi spalinami a vzduchem dochází periodicky akumulací tepla ve výplni regenerátoru. Dle provedení je rozdělujeme na regenerátory s pevnými komorami a regenerátory otočné (typ Ljungström). Regenerátory s pevnými komorami jsou v podstatě dvě komory vyplněné mřížovím ze žáruvzdorných tvarovek. Spaliny z jedné strany pece proudí prostorem kolem ohřívajícího materiálu, předávají mu tedy citelné teplo akumulací. Po určité době dojde k reverzi, spalovací vzduch proudí přes vyhřátou výplň kouřovými kanálky a ohřívá se. Otočné regenerátory (Ljungström) se skládají z rotoru vyplněného zvlněnými ocelovými plechy mezi nimiž vznikají kanálky. Rotor vykonává 3 až 4 otáčky za minutu a při otáčení jednou polovinou proudí spaliny, které předávají teplo výplni. Po otočení o 180 stupňů se příslušná ohřátá část dostane do vzduchové komory regenerátoru. Vzduch, který pak proudí kanálky regenerátoru se akumulovaným teplem ohřívá.

#### 2.2.4 Využití citelného tepla spalin k vytápění či ohřevu TUV

Odpadní teplo se předává vodě (výměníky tepla spaliny - voda), nebo páře (parní kotle na odpadní teplo - spalinové kotle). Výměníky spaliny - voda jsou klasické výměníky tepla, trubkami zpravidla prochází voda, kolem trubek spaliny. Trubky mohou být hladké nebo žebrované, za účelem zvětšení teplosměnné plochy. Kotle na odpadní teplo (spalinové) se podle konstrukce dělí obdobně jako klasické parní kotle na žárotrubné a vodotrubné, mohou být bez přitápění nebo s přitápěním.

### 4. Karuselová pec válcovací tratě Stiefel 140 mm

Na trati St. 140 jsou válcovány trubky od průměrů 21,3 mm do průměrů 140 mm. Vsázku tvoří sochor o průměru 130 mm nebo 160 mm a je ohříván na požadovanou teplotu v karuselové peci. Celou trať tvoří několik agregátů, které předvlek postupně technologicky upravují do finální podoby trubky dané jakosti.

Srdcem válcovací tratě je karuselová pec, která slouží k ohřevu kruhových sochorů o průměru 95 – 160 mm a délky 1100 – 3500 mm. Pec je provedena jako mezikružní. Sestává se z části pevné a otočné nístěje. Obě části jsou vůči sobě utěsněny vodním uzávěrem. Účinná délka nístěje, tj. oblouk od osy sázecích do osy vytahovacích dvířek, činí 336°, z toho délka vytahovací zóny je 48°. Zbytek připadá na ohřívací a předeřívací zóny, které nejsou od sebe odděleny přepážkami. Odtahové kanály jsou umístěny na konci pece symetricky po obou stranách v blízkosti osy sázení.

Otočná nístěj sestává ze dvou stolů uložených volně na sobě. Tímto uspořádáním je zabráněno přenášení deformací horního stolu na spodní stůl a dále na pohon. Nístěj je poháněna dvěma 13 kW elektromotory a pohybuje se na kladkách umístěných pevně na betonových základech pece. Středění je provedeno 16-ti opěrnými kladkami. Pohyb nístěje je rotační. Nosné a středící kladky jsou mazány centrálně.

Pec je osazena 34 ks krátkoplamennými hořáky vířivého typu. Jsou umístěny na vnějším a vnitřním plášti. Celkový výkon hořáků je 27 MW.

Rekuperátor je trubkový, typu dvojtrupového a sestává se z 10-ti dílů po 20-ti trubkách. Výchřevná plocha činí 200 m<sup>2</sup>. Maximální teplota předeřátého vzduchu je 380°C.

Ventilátor je typu DM 1500 d, množství 6 Nm<sup>3</sup>/min., tlak 4,5 kPa.

### 3.1 Armatura karuselové pece

Armatura pece je provedena tak, že vnější i vnitřní oplechování je staženo rámy pece. V oplechování vnitřním i vnějším jsou otvory pro hořáky, pracovní dvířka, sázecí a

vytahovací otvory, čistící otvor a otvor montážní, který je během provozu trvale uzavřen vyzdívkou.

Rámy pece jsou provedeny z válcovaného materiálu vespod zakotveny základovými šrouby. Na rámech je upevněno zavěšení klenby a to tak, že šamotová cihla zasunutá v objímce visí závěsem na nosnících. V prostoru panelu pece je část klenby zhotovena ze žárobetonu.

Na svislých nosnících rámu je upevněna vnější a vnitřní pracovní plošina v úrovni + 1850 mm. Další plošiny slouží k obsluze měřících a regulačních orgánů a taktéž umožňují průchod nad pecí.

Odtahy jsou oboustranně provedeny 24° od osy vytahování a jsou oplechované.

Na vnitřní straně rámu jsou přišroubovány vnitřní a vnější segmentová tělesa, na kterých sedí vnitřní a vnější segmenty. K těmto částem je přišroubován nůž vnitřního a vnějšího vodního uzávěru.

### **3.2 Vyzdívka**

Tloušťka vyzdívky pece je 500 mm. Je provedena z tvarovek a normálek, spojená patřičnou jakostí malty. Otvory pro hořáky jsou provedeny z hořákových tvarovek. Klenba je zavěšená, provedena v 15° pásmech. Není v jedné úrovni, nýbrž má profilový tvar. Jedno pásmo je tvořeno žárobetonem. Je otevíratelné a slouží jako montážní otvor.

Tloušťka vyzdívky nístěje je 450 mm. Vnější a vnitřní kraj nístěje je tvořen žárobetonovými segmenty. Vlastní nístěj je v pracovní vrstvě vyzděna magnezitem. Vyzdívka je provedena s dilatačními spárami, jak ve vlastní vyzdívkce, tak i v nístěji. Pec má čtyři zděné přepážky. Jsou vyzděny 250 mm od nístěje.

### **3.3 Nístěj pece**

Nístěj pece je provedena z podložky a nosné části. Vespod na nosné části je upevněn nosný segment ozubení, středící kolejnice I. a II., segmenty vodního uzávěru, segmenty ozubeného věnce a segment vnější a vnitřní kolejnice. Ozubený věnec má lité zuby, počet 616,  $m = 28$ . Středící kolejnice je dělená.

### **3.4 Potrubí karuselové pece**

Potrubí pece je rozděleno na potrubí plynové, vzduchové a odvzdušňovací. Plynové potrubí pokračuje z hlavního řádu DN 700. U pece se plynové potrubí dělí na dvě části, tj. k předeřhřivací a ohřivací zóně DN 600 a k vyrovnávací zóně DN 400. Každá

větev je opatřena regulační klapkou ovládanou servomotorem automaticky nebo dálkově z panelu pece.

Ventilátor vhání spalovací vzduch přes rekuperátor do sběrného potrubí DN 800 a pak k peci. Tam se dělí na dvě části, tj. přehřívací a ohřívací zóně DN 800 a k vyrovnávací zóně DN 600. Každá větev je opatřena regulační klapkou ovládanou servomotorem automaticky nebo dálkově z panelu pece.

Plynové a vzduchové potrubí se rozvádí po okraji pece, je uloženo na konsolách. K hořákům je vzduch i plyn sveden potrubím DN 125. V plynovém potrubí jsou regulační šoupátka, ve vzduchovém regulační klapky. Potrubí teplého vzduchu je izolováno struskovou vlnou.

### **3.5 Chlazení**

Hlavní přívod chladící vody je DN 150, prochází pod pecí a z rozváděcího potrubí je voda vedena k chladícím místům – chlazení přepážek, chlazení dveřních rámců, chlazení sázecího a vytahovacího stroje. Ohřátá zpětná voda je svedena na jedno místo a odtéká potrubím DN 200 pod valník vytahovacího stroje.

### **3.6 Rekuperátor 200 m<sup>2</sup>**

Rekuperátor je ponořen do kouřového kanálu. Skládá se z 10-ti článků. Každý článek má přívodní krabici studeného vzduchu, rozváděcí krabici teplého vzduchu, ve které jsou připevněny rekuperátorové trubky. Vnitřní trubkou prochází studený vzduch, na konci trubky vychází a prochází prostorem mezi vnější a vnitřní trubkou do rozváděcí krabice. Vnější trubky jsou materiálově uspořádány tak, že v prostoru teplejších spalin je ohnivzdornější materiál.

V případě spálení článku rekuperátoru je možné jednotlivé články vyměňovat. Chod bez rekuperátoru je možný, když se rekuperátorový otvor v kouřovém kanálu zakryje vyzděnými víky a zapojí se vzduchový obtok na studený vzduch.

### **3.7 Komínové hradítko**

Komínové hradítko je nechlazené, vyrobené ze žáruvzdorné oceli. Ovládání je pomocí servomotoru dálkově nebo automaticky z panelu pece podle přetlaku v peci. Komín je vysoký 46 metrů.

| <b>Karuselová pec St. 140 mm</b>  |                        |                       |
|-----------------------------------|------------------------|-----------------------|
| Výkon                             | 30                     | t/hod.                |
| Specifický výkon pece             | 182,5                  | kg/m <sup>2</sup> h   |
| Topný plyn                        | směsný plyn            |                       |
| Výhřevnost plynu                  | 7800-8200              | kJ/m <sup>3</sup>     |
| Tlak plynu                        | 2500-3000              | Pa                    |
| Tlak vzduchu                      | 3500-4500              | Pa                    |
| Provozní přetlak                  | 20                     | Pa                    |
| Teplota ohřevu materiálu          | 1100-1280              | °C                    |
| Max. teplota předehřátého vzduchu | 380                    | °C                    |
| Počet hořáků                      | 34                     | ks                    |
| Typ hořáků                        | krátkoplamenné, vířivé |                       |
| Výkon hořáků                      | 400                    | Nm <sup>3</sup> /hod. |
| Typ rekuperátoru - plocha         | dvojtrubkový           |                       |
| Způsob regulace ohřevu            | automatická (ASŘ)      |                       |
| Střední průměr nístěje            | 14 000                 | mm                    |
| Šířka nístěje                     | 4 000                  | mm                    |
| Plocha nístěje - celková          | 176                    | m <sup>2</sup>        |
| Krokování pece                    | 1°30',2°,3°            |                       |
| Tepelný příkon pece (max.)        | 93,8                   | GJ/hod.               |
| Světlost komína                   | 1,6                    | m                     |
| Výška komína                      | 48                     | m                     |
| Otáčky pece                       | 0,0807                 | ot./min.              |
| Dráha na 1°                       | 121,8                  | mm                    |
| Čas k otáčení 1°                  | 2,05                   | s                     |

Tab.č.1: Základní technické hodnoty zařízení

## Návrh a výpočet výměníku tepla pro karuselovou pec St. 140 mm

V současné době je odvod spalin o teplotě 450°C veden spalinovým kanálem přes dvojtrubkový rekuperátor o ploše 200 m<sup>2</sup> do komína o výšce 48 m. Jelikož rourovna debírá teplo a energie od sousedního závodu energetiky, nabízí se možnost finanční úspory a to návrhem, popř. výstavbou druhotného energetického zdroje ve formě spalinového výměníku pro ohřev TUV.

V této práci budeme navrhovat spalinový výměník tepla, který bude bypassem odebírat spaliny ze spalinového kanálu před komínem. Tento výměník bude ohřívat okružní vodu z 90°C na 130°C. Tato ohřátá voda bude využita jako otopné médium pro vytápění průmyslových hal.



## Hodnoty získané z garančního měření dne 5.2.2013 z hutní chemické laboratoře:

Předmět zkoušení: Analýza směsného plynu

Použité zkušební zařízení: Plynový chromatogram 6890N

Výsledky zkoušení, viz. tabulka č.2 a tabulka č.3 :

| [%]         | CH <sub>4</sub> | C <sub>n</sub> H <sub>m</sub> | H <sub>2</sub> | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO   | CO <sub>2</sub> |
|-------------|-----------------|-------------------------------|----------------|----------------|----------------|------|-----------------|
| Směsný plyn | 9,16            | 1,08                          | 20,7           | 0,68           | 40             | 16,5 | 11,8            |

Tab.č.2.: Analýza koncentrací jednotlivých složek ve směsném plynu

|  |                |
|--|----------------|
| Výhřevnost směsného plynu<br>[MJ.m <sup>-3</sup> ] | Q <sub>i</sub> |
|  | 8,35           |

Tab.č.3.: Výhřevnost směsného plynu - zjištěno měřením

## Hodnoty koncentrace kyslíku ve spalinách získané garančním měřením VŠB-TUO:

Dne 20.2.2013 proběhlo katedrou energetiky VŠB-TU Ostrava garanční měření a odebrání vzorků spalin ze spalinového kanálu karuselové pece Malého Stiefelu St.140mm. Cílem měření bylo zjistit množství koncentrace kyslíku ve spalinách. Výsledné hodnoty, jsou uvedeny v tabulce Tab.4.

| Vzorek | O <sub>2</sub> spalin<br>[%] |
|--------|------------------------------|
| 1.     | 14,2                         |
| 2.     | 13,6                         |
| 3.     | 13,8                         |
| 4.     | 13,6                         |
| 5.     | 13,6                         |
| 6.     | 13,6                         |
| průměr | 13,73                        |

Tab.č.4.: Výsledné koncentrace kyslíku ve spalinách.

## Stechiometrické výpočty

### Výhřevnost plynu

|                               |            |        |                                    |
|-------------------------------|------------|--------|------------------------------------|
| C <sub>n</sub> H <sub>m</sub> | výhřevnost | 62 048 | [kJ m <sup>-3</sup> <sub>N</sub> ] |
| CO                            | výhřevnost | 12 635 | [kJ m <sup>-3</sup> <sub>N</sub> ] |
| CH <sub>4</sub>               | výhřevnost | 35 880 | [kJ m <sup>-3</sup> <sub>N</sub> ] |
| H <sub>2</sub>                | výhřevnost | 10 785 | [kJ m <sup>-3</sup> <sub>N</sub> ] |

## Výpočet výhřevnosti směšného plynu

$$Q_i = (CO \cdot Q_{iCO} + H_2 \cdot Q_{iH_2} + CH_4 \cdot Q_{iCH_4} + C_n H_m \cdot Q_{iC_n H_m})$$
$$Q_i = (0,165 \cdot 2635 + 0,207 \cdot 10785 + 0,0916 \cdot 35880 + 0,0108 \cdot 62048) \quad (1)$$
$$\underline{Q_i = 8274 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}_N}$$

## Minimální množství kyslíku

$$O_{2\min} = 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 2 \cdot CH_4 + 3,8 \cdot C_n H_m - O_2$$
$$O_{2\min} = 0,5 \cdot 0,165 + 0,5 \cdot 0,207 + 2 \cdot 0,0916 + 3,8 \cdot 0,0108 - 0,0068 \quad (2)$$
$$\underline{O_{2\min} = 0,403 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}_{N\text{plynu}}}$$

## Teoretické množství suchého spalovacího vzduchu

$$V_{vzd,t}^s = 4,784 \cdot (CO \cdot 0,5 + H_2 \cdot 0,5 + 2 \cdot CH_4 + 3,8 \cdot C_n H_m - O_2)$$
$$V_{vzd,t}^s = 4,784 \cdot (0,165 \cdot 0,5 + 0,207 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,0916 + 3,8 \cdot 0,0108 - 0,0068) \quad (3)$$
$$\underline{V_{vzd,t}^s = 1,93 \text{ m}^3_{Nvzd} \cdot \text{m}^{-3}_{N\text{plynu}}}$$

## Skutečné množství suchého spalovacího vzduchu

$$V_{skut.}^s = V_{teor.}^s \cdot n$$
$$V_{skut.}^s = 1,93 \cdot 3,268 \quad (4)$$
$$\underline{V_{skut.}^s = 6,307 \text{ m}^3_N \cdot \text{m}^{-3}_{N\text{plynu}}}$$

## Skutečné množství vlhkého spalovacího vzduchu

$$V_{skut.}^v = V_{skut.}^s \cdot \nu$$
$$V_{skut.}^v = 6,307 \cdot 1,0032 \quad (5)$$
$$\underline{V_{skut.}^v = 6,327 \text{ m}^3 \cdot \text{m}^{-3}_{N\text{plynu}}}$$

## Složení spalin teoretických

$$V_{co_2,teor.}^s = CO + CO_2 + CH_4 + 2,6 \cdot C_n H_m$$
$$V_{co_2,teor.}^s = 0,165 + 0,118 + 0,0916 + 2,6 \cdot 0,0108 \quad (6)$$
$$\underline{V_{co_2,teor.}^s = 0,4026 \text{ m}^3_N \cdot \text{m}^{-3}_{N\text{plynu}}}$$

$$\begin{aligned}
 V_{N_2, teor.}^s &= N_2 + O_{2min} \cdot \frac{79}{21} \\
 V_{N_2, teor.}^s &= 0,40 + 0,403 \cdot \frac{79}{21} \\
 \underline{V_{N_2, teor.}^s} &= \underline{1,916 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_{N \text{ plynu}}^{-3}}
 \end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
 V_{H_2O, teor.}^v &= H_2 + 2 \cdot CH_4 + 2,4 \cdot C_n H_m \\
 V_{H_2O, teor.}^v &= 0,207 + 2 \cdot 0,0916 + 2,4 \cdot 0,0108 \\
 \underline{V_{H_2O, teor.}^v} &= \underline{0,4161 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_{N \text{ plynu}}^{-3}}
 \end{aligned} \tag{8}$$

Objem suchých spalín teoretických

$$\begin{aligned}
 V_{sp, teor.}^s &= V_{CO_2, teor.}^s + V_{N_2, teor.}^s \\
 V_{sp, teor.}^s &= 0,4026 + 1,916 \\
 \underline{V_{sp, teor.}^s} &= \underline{2,318 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_{N \text{ plynu}}^{-3}}
 \end{aligned} \tag{9}$$

Přebytek vzduchu

$$\begin{aligned}
 n &= 1 + \frac{O_{2m\ddot{e}ren\acute{e}}}{0,21 - O_{2m\ddot{e}ren\acute{e}}} \cdot \frac{V_{sp, teor.}^s}{V_{vz, teor.}^s} \\
 n &= 1 + \frac{0,1373}{0,21 - 0,1373} \cdot \frac{2,318}{1,930} \\
 \underline{n} &= \underline{3,268}
 \end{aligned} \tag{10}$$

Objem vlhkých spalín skutečných bez vlhkosti vzduchu

$$\begin{aligned}
 V_{sk, spal.}^v &= V_{CO_2, teor.}^s + V_{H_2O, teor.}^v + V_{N_2, skut.}^s + V_{O_2, skut.}^s \\
 V_{sk, spal.}^v &= 0,4026 + 0,4161 + 5,354 + 0,919 \\
 \underline{V_{sk, spal.}^v} &= \underline{7,091 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_{N \text{ plynu}}^{-3}}
 \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 V_{N_2, skut.}^s &= N_2 + O_{2min} \cdot \frac{79}{21} \cdot n \\
 V_{N_2, skut.}^s &= 0,40 + 0,403 \cdot \frac{79}{21} \cdot 3,268 \\
 \underline{V_{N_2, skut.}^s} &= \underline{5,354 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_{N \text{ plynu}}^{-3}}
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
V_{O_2,skut.}^s &= 0,21 \cdot (n-1) \cdot V_{vzd,t}^s \\
V_{O_2,skut.}^s &= 0,21 \cdot (1,0032 - 1) \cdot 1,93 \\
V_{O_2,skut.}^s &= 0,919 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3}
\end{aligned} \tag{13}$$

Objem vlhkých spalin skutečných s vlhkostí vzduchu

$$\begin{aligned}
V_{sk,spal.vzd.}^v &= V_{CO_2,teor.}^s + V_{H_2O,teor.}^v + V_{H_2O}^{vzduch} + V_{N_2,skut.}^s + V_{O_2,skut.}^s \\
V_{sk,spal.vzd.}^v &= 0,4026 + 0,4161 + 0,020 + 5,354 + 0,919 \\
V_{sk,spal.vzd.}^v &= 7,111 \, m_N^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3}
\end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
V_{H_2O}^{vzduchu} &= (\nu - 1) \cdot V_{skut}^v \\
V_{H_2O}^{vzduchu} &= (1,0032 - 1) \cdot 6,327 \\
V_{H_2O}^{vzduchu} &= 0,020 \, m_N^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3}
\end{aligned} \tag{15}$$

Množství směšného plynu přivedeného do karuselové pece

$$\dot{V}_{plynu} = 5000 \, m^3 \cdot h^{-1} = 1,388 \, m^3 \cdot s^{-1} \tag{16}$$

Množství vzniklých vlhkých spalin skutečných

$$\begin{aligned}
V_{spal.skut.vznik.}^v &= \dot{V}_{plynu} \cdot V_{spal.skut.}^v \\
V_{spal.skut.vznik.}^v &= 1,388 \cdot 7,091 \\
V_{spal.skut.vznik.}^v &= 9,842 \, m^3 \cdot s^{-1}
\end{aligned} \tag{17}$$

Složení spalin teoretické

$$\begin{aligned}
V_{CO_2,teor.} &= 0,4026 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3} \\
V_{H_2O,teor.} &= 0,4161 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3} \\
V_{N_2,teor.} &= 1,916 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3}
\end{aligned} \tag{18}$$

Složení spalin skutečné bez vlhkosti vzduchu

$$\begin{aligned}
V_{CO_2,skut.}^s &= 0,4026 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3} \\
V_{H_2O,skut.}^s &= 0,4161 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3} \\
V_{N_2,skut.}^s &= 5,354 \, m^3 \cdot m_{N \, plynu}^{-3}
\end{aligned} \tag{19}$$

## Složení spalin skutečné s vlhkostí vzduchu

$$\begin{aligned}V_{CO_2,skut.}^v &= 0,4026 \text{ m}^3 \cdot m_N^{-3} \text{ plynu} \\V_{H_2O,skut.}^v &= 0,06161 \text{ m}^3 \cdot m_N^{-3} \text{ plynu} \\V_{N_2,skut.}^v &= 5,354 \text{ m}^3 \cdot m_N^{-3} \text{ plynu} \\V_{O_2,skut.}^v &= 0,919 \text{ m}^3 \cdot m_N^{-3} \text{ plynu}\end{aligned}\tag{20}$$

## Složení spalin vlhkých

$$\begin{aligned}\omega_{CO_2} &= \frac{V_{CO_2}}{V_{sk.spal.vzd.}^v} = \frac{0,4026}{7,111} = \underline{5,661\%} \\ \omega_{H_2O} &= \frac{V_{H_2O}}{V_{sk.spal.vzd.}^v} = \frac{0,4361}{7,111} = \underline{6,132\%} \\ \omega_{N_2} &= \frac{V_{N_2}}{V_{sk.spal.vzd.}^v} = \frac{5,354}{7,111} = \underline{75,291\%} \\ \omega_{O_2} &= \frac{V_{O_2}}{V_{sk.spal.vzd.}^v} = \frac{0,919}{7,111} = \underline{12,923\%}\end{aligned}\tag{21}$$

## Entalpie složek spalin, odečteno z literatury L[1]

$$\begin{aligned}i_{sp,CO_2}^{450^\circ C} &= 883,2 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,H_2O}^{450^\circ C} &= 710,7 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,N_2}^{450^\circ C} &= 597,2 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,O_2}^{450^\circ C} &= 624,8 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3}\end{aligned}\tag{22}$$

## Výpočet entalpií spalin na vstupu (450°C)

$$\begin{aligned}i_{sp,CO_2}^{450^\circ C} &= \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^{450^\circ C} = 49,99 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,H_2O}^{450^\circ C} &= \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^{450^\circ C} = 43,58 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,N_2}^{450^\circ C} &= \omega_{N_2} \cdot i_{N_2}^{450^\circ C} = 449,63 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\ i_{sp,O_2}^{450^\circ C} &= \omega_{O_2} \cdot i_{O_2}^{450^\circ C} = 80,73 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3}\end{aligned}\tag{23}$$

$$\underline{\underline{\sum i_{sp} = 623,94 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3}}}}$$

Výpočet entalpií spalin na výstupu z výměníku (130°C),  $i_{sp}$  odečteny z [L1]

$$\begin{aligned}
 i_{sp,CO_2}^{130^\circ C} &= \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^{130^\circ C} = 13,15 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\
 i_{sp,H_2O}^{130^\circ C} &= \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^{130^\circ C} = 12,13 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\
 i_{sp,N_2}^{130^\circ C} &= \omega_{N_2} \cdot i_{N_2}^{130^\circ C} = 127,56 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3} \\
 i_{sp,O_2}^{130^\circ C} &= \omega_{O_2} \cdot i_{O_2}^{130^\circ C} = 22,42 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3}
 \end{aligned} \tag{24}$$

$$\underline{\sum i_{sp} = 175,28 \text{ kJ} \cdot m_N^{-3}}$$

Měrná tepelná kapacita pro teplotu střední  $t_{stř} = 290^\circ C$  odečteno z [L1]

$$\begin{aligned}
 cp_{CO_2} &= 1,8924 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1} \\
 cp_{H_2O} &= 1,5366 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1} \\
 cp_{N_2} &= 1,3147 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1} \\
 cp_{O_2} &= 1,3565 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}
 \end{aligned} \tag{25}$$

$$\underline{\sum cp_{směsi} = 1,366 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}}$$

Množství spalin při  $t_{sp,vstup} = 450^\circ C$

$$\begin{aligned}
 V_{sp}^{450^\circ C} &= V_{sp} \cdot \frac{273,15 + t_{sp,vstup}}{273,15} \\
 V_{sp}^{450^\circ C} &= 8,568 \cdot \frac{273,15 + 450}{273,15} \\
 \underline{V_{sp}^{450^\circ C} = 22,683 \text{ m}^3 \cdot s^{-1}}
 \end{aligned} \tag{26}$$

Vstupní průřez kanálu na vstupu do výměníku

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{V_{sp}^{450^\circ C}}{\omega_{zvolená}} \\
 S &= \frac{22,683}{15} \\
 \underline{S = 1,5122 \text{ m}^2}
 \end{aligned} \tag{27}$$

- rychlost spalin v kanále, zvolená  $\omega = 15 \text{ m} \cdot s^{-1}$
- volím průřez spalinového kanálu  $a \times b = 1,5 \text{ m} \times 1 \text{ m}$

## Výkon spalínového výměníku

$$\begin{aligned} Q_{spalin.vým.} &= V_{sp}^{450^{\circ}C} \cdot c p_{směsi} \cdot \Delta i \\ Q_{spalin.vým.} &= 22,683 \cdot 1,366 \cdot (623,94 - 175,28) \\ Q_{spalin.vým.} &= 13901,41 \text{ kW} \end{aligned} \tag{28}$$

## Výpočet sdílení tepla na straně spalín

### Příčné obtékání trubkového svazku dle L[1]

V praxi vycházejí rovnice, používané pro výpočet přestupu tepla, z výsledků experimentálních měření, zpracovaných podle teorie podobnosti do kritériálních rovnic. Při nuceném proudění pracovní látky uvnitř trubky jsou použity postupy dle literatury [L1]

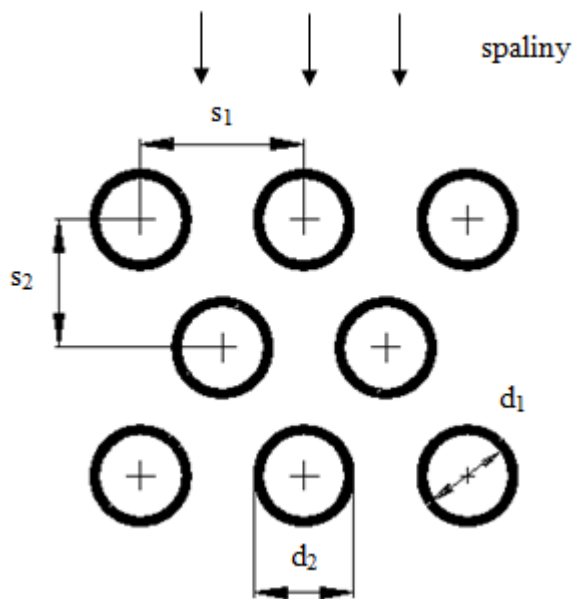
Volíme svazek s vystřídánými trubkami, neboť tento svazek zajišťuje intenzivnější přestup tepla a lepší vyplnění prostoru. Trubky volíme hladké ocelové bezešvé tvářené za tepla.

Rozměry:      - vnější průměr  $d_2$  – 0,028 mm  
                  - vnitřní průměr  $d_1$  – 0,0228 mm  
                  - tloušťka stěny  $c$  – 0,0026 mm

Dále volím rozteče mezi trubkami a řadami.

$s_1$  – rozteč mezi trubkami = 0,058 mm

$s_2$  – rozteč mezi řadami = 0,039 mm



V prvním kroku volíme poměrné rozteče

| <i>Poměrná</i>               | <i>Příčná</i>                |
|------------------------------|------------------------------|
| $a = \frac{s_1}{d_2}$        | $b = \frac{s_2}{d_2}$        |
| $a = \frac{0,058}{0,028}$    | $b = \frac{0,039}{0,028}$    |
| <u><math>a = 2,07</math></u> | <u><math>b = 1,39</math></u> |

(29)

kde:  $s_1$  – rozteč mezi trubkami

$s_2$  – rozteč mezi řadami

$d_2$  – vnější průměr trubky

Výpočet charakteristického rozměru vnějšího průměru obtékané trubky

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_2 \tag{30}$$

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot 0,028$$

$$\underline{l = 0,044 \text{ m}}$$



### Výpočet veličiny $\tau$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (31)$$

$$\tau = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 2 \cdot 1,39}$$

$$\underline{\tau = 0,717}$$

### Výpočet hustoty směsi plynu

Hustoty jednotlivých složek směsného jsem nejprve stanovil dle L[2] a následně pomocí stavové rovnice přepočtl pro střední teplotu.

$$\rho_{N_2} = 1,251 \text{ kg} / m_n^3$$

$$\rho_{O_2} = 1,429 \text{ kg} / m_n^3$$

$$\rho_{CO_2} = 1,977 \text{ kg} / m_n^3$$

$$\rho_{H_2O} = 0,833 \text{ kg} / m_n^3$$

$$\rho = \rho_{N_2} \cdot \omega_{N_2} + \rho_{O_2} \cdot \omega_{O_2} + \rho_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2} + \rho_{H_2O} \cdot \omega_{H_2O}$$

(32)

$$\rho = 1,251 \cdot 0,613 + 1,429 \cdot 0,0139 + 1,977 \cdot 0,244 + 0,833 \cdot 0,129$$

$$\underline{\rho = 1,377 \text{ kg} / m_n^3}$$

$$\rho_{sm} = \rho \cdot \frac{T_n}{T_{stř}} \quad (33)$$

$$\rho_{sm} = 1,377 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 347}$$

$$\underline{\rho_{sm} = 0,606 \text{ kg} / m^3}$$

### Výpočet kinematické viskozity dle L[5]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (34)$$

$$\nu = \frac{0,0000265}{0,606}$$

$$\underline{\nu = 0,0000438 \text{ m}^2 / s}$$

Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{w \cdot l}{\tau \cdot \nu} \quad (35)$$

$$Re = \frac{13,35 \cdot 0,044}{0,633 \cdot 4,3131 \cdot 10^{-5}}$$

$$\underline{Re = 21515}$$

Výpočet Nuseltova čísla pro laminární proudění

$$Nu_{lam}^M = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (36)$$

$$Nu_{lam}^M = 0,664 \cdot \sqrt{21515} \cdot \sqrt[3]{0,778}$$

$$\underline{Nu_{lam}^M = 89,57}$$

Výpočet Nuseltova čísla pro turbulentní proudění

$$Nu_{tur}^M = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (37)$$

$$Nu_{tur}^M = \frac{0,037 \cdot 21515^{0,8} \cdot 0,778}{1 + 2,443 \cdot 21515^{-0,1} \cdot \left( 0,778^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

$$\underline{Nu_{tur}^M = 97,8}$$

Výpočet celkového Nuseltova čísla

$$Nu_0^M = 0,3 + \sqrt{\left( Nu_{lam}^M \right)^2 + \left( Nu_{tur}^M \right)^2} \quad (38)$$

$$Nu_0^M = 0,3 + \sqrt{\left( 89,57 \right)^2 + \left( 97,8 \right)^2}$$

$$\underline{Nu_0^M = 39,785}$$

Výpočet korekčního součinitele  $f_A$  podchycujícího dané uspořádání  
trubkového svazku

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad (39)$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,39}$$

$$\underline{f_A = 1,479}$$

Výpočet Nuseltova čísla s korekci na počet řad

$$Nu_{sv} = f_A \cdot Nu_0^M \quad (40)$$

$$Nu_{sv} = 1,479 \cdot 39,78$$

$$\underline{Nu_{sv} = 58,83}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_{sv} = \frac{Nu_{sv} \cdot \lambda}{l} \quad (41)$$

$$\alpha_{sv} = \frac{58,83 \cdot 0,047659}{0,044}$$

$$\underline{\alpha_{sv} = 63,72 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}$$

Výpočet sdílení tepla na straně vody

Proudění pracovní látky uvnitř trubky dle L[1]

**Výpočet průtočného množství vody**

$$m = \frac{Q_{spalin.vým.}}{(i_{450} - i_{130})} \quad (42)$$

**Výpočet středního průtočného množství vody**

$$m = \frac{13901,41}{(623,94 - 175,28)} \quad (43)$$

$$\underline{m = 30,984 \text{ kg / s}}$$

**Výpočet vstupního průtočného množství vody do spalínového kotle**

$$m_{vstup} = \frac{m}{\rho} \cdot \frac{t_n + t_{90}}{t_n}$$

$$m_{vstup} = \frac{30,984}{951} \cdot \frac{273,15 + 90}{273,15} \quad (44)$$

$$\underline{m_{vstup} = 0,0433 \quad m^3 / s}$$

### Výpočet výstupního průtočného množství vody ze spalinového kotle

$$m_{výstup} = \frac{m}{\rho} \cdot \frac{t_n + t_{130}}{t_n}$$

$$m_{výstup} = \frac{30,984}{951} \cdot \frac{273,15 + 130}{273,15} \quad (45)$$

$$\underline{m_{výstup} = 0,0480 \quad m^3 / s}$$

### Výpočet rychlosti vody v trubkách

#### Výpočet plochy trubek a počtu trubek

$$S_{trubek} = \frac{Q_{vody}}{w_{vody}}$$

$$S_{trubek} = \frac{0,0433}{3} \quad (46)$$

$$\underline{S_{trubek} = 0,01443 \quad m^2}$$

$$\underline{S_{trubky} = 0,000408 \quad m^2}$$

$$n_{trubek} = \frac{S_{trubek}}{S_{trubky}} \quad (47)$$

$$n_{trubek} = \frac{0,01443}{0,00048}$$

$$\underline{n_{trubek} = 30 \quad ks}$$

#### Výpočet vstupní rychlosti vody

$$w_{vstup} = \frac{\frac{m_{vstup}}{t_n + t_{90}} \cdot \rho_{vstup}}{\rho_{vstup} \cdot n \cdot S} \quad (48)$$

$$w_{vstup} = \frac{0,0433 \cdot 965,8}{1,329 \cdot 965,8 \cdot 30 \cdot 0,000408}$$

$$w_{vstup} = 2,66 \text{ m / s}$$

### Výpočet výstupní rychlosti

$$w_{výstup} = \frac{\frac{m_{výstup}}{t_n + t_{130}} \cdot \rho_{výstup}}{\rho_{výstup} \cdot n \cdot S} \quad (49)$$

$$w_{výstup} = \frac{0,048 \cdot 934,8}{1,475 \cdot 934,8 \cdot 30 \cdot 0,000408}$$

$$w_{výstup} = 2,65 \text{ m / s}$$

### Výpočet střední rychlosti

$$w_{střední} = \frac{m}{\rho_{střední} \cdot n \cdot S} \quad (50)$$

$$w_{střední} = \frac{30,984}{951 \cdot 30 \cdot 0,000408}$$

$$w_{střední} = 2,66 \text{ m / s}$$

### Požadované hodnoty zadavatelem

$$t_{vstup} = 90 \text{ } ^\circ\text{C} - 363,15 \text{ K}$$

$$t_{výstup} = 130 \text{ } ^\circ\text{C} - 403,15 \text{ K}$$

$$t_{stř} = \frac{t_{vstup} + t_{výstup}}{2}$$

$$t_{stř} = \frac{90 + 130}{2}$$

$$t_{stř} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(51)

## Tabulkové hodnoty Termofyzikálních vlastností vody dle L[2] pro střední teplotu

|           |                       |                          |                        |
|-----------|-----------------------|--------------------------|------------------------|
| $\rho$    | Hustota               | 951                      | [ kg/m <sup>3</sup> ]  |
| $\lambda$ | Tepelná vodivost      | 0,684                    | [ W/m·K ]              |
| $\eta$    | Dynamická viskozita   | 254,973·10 <sup>-6</sup> | [ Pa·s ]               |
| $\nu$     | Kinematická viskozita | 0,268·10 <sup>-6</sup>   | [ m <sup>2</sup> / s ] |
| Pr        | Prandtlovo číslo      | 1,57                     | [ - ]                  |

### Výpočet entalpie vody

cp Měrná tepelná kapacita pro 90 °C – 4,202 kJ / kg · K

cp Měrná tepelná kapacita pro 130 °C – 4,25 kJ / kg · K

### Entalpie vody pro 90 °C a pro provozní tlak 1 MPa dle L[2]

i = 377,35 kJ/kg

### Entalpie vody pro 130 °C a pro provozní tlak 1 MPa dle L[2]

i = 546,2 kJ/kg

### Entalpie vody pro střední teplotu 110 °C a pro provozní tlak 1 MPa dle L[2]

i = 461,6 kJ/kg

### Výpočet Nuseltova čísla bez vlivu součinitele zakřivení osy

$$Nu_0^{tr} = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

(52)

$$Nu_0^{tr} = \frac{0,00329 \cdot (19387 - 1000) \cdot 1,57}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00329} \cdot \left( 1,57^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

$$Nu_0^{tr} = 54,97$$

kde: A je koeficient pro pásmo přechodového a turbulentního proudění, tedy pro Reynoldsovo číslo v rozsahu  $Re = 2300 - 1\,000\,000$ .

### Výpočet koeficientu A

$$A = \frac{1}{(1,82 \log_{10} \cdot \text{Re} - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (53)$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \log_{10} \cdot 21515 - 1,64)^2 \cdot 8}$$

$$A = 0,00329$$

### Výpočet Reynoldsova čísla

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_1 \cdot \rho}{\eta} \quad (54)$$

$$\text{Re} = \frac{2,28 \cdot 0,00228 \cdot 951}{0,000255}$$

$$\underline{\text{Re} = 19387}$$

kde:  $w$  – rychlost pracovní látky v trubce  
 $d_1$  – vnitřní průměr trubky

### Výpočet přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_{tr} = \frac{Nu_{tr} \cdot \lambda}{d_1} \quad (55)$$

$$\alpha_{tr} = \frac{54,97 \cdot 0,684}{0,0228}$$

$$\underline{\alpha_{tr} = 1649 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}}$$

### Výpočet součinitele prostupu tepla

Pro  $1 \text{ m}^2$  hladké trubky

$$k = \frac{\frac{1}{d_2}}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (56)$$

$$k = \frac{\frac{1}{0,028}}{\frac{1}{1649 \cdot 0,0228} + \frac{1}{2 \cdot 52,34} \cdot \ln \frac{0,028}{0,0228} + \frac{1}{100,441 \cdot 0,028}}$$

$$k = 93 \quad W / m^2 \cdot K$$

Pro 1m hladké trubky

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (57)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{1649 \cdot 0,0228} + \frac{1}{2 \cdot 52,34} \cdot \ln \frac{0,028}{0,0228} + \frac{1}{100,441 \cdot 0,028}}$$

$$k = 8,181 \quad W / m \cdot K$$

Výpočet teplosměnné plochy

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \quad (58)$$

$$S = \frac{13901,410 \cdot 10^3}{8,181 \cdot 196,65}$$

$$S = 739,6 \quad m^2$$

Výpočet celkové délky trubek ve spalínovém kotli

$$L = \frac{Q}{k \cdot \Delta} \quad (59)$$

$$L = \frac{13901,41 \cdot 10^3}{8,181 \cdot 196,65}$$

$$L = 8647,5 \quad m$$

### **Střední teplotní spád**

Tepelný výkon výměníku závisí na rozdílu teplot ochlazovaného a ohřívajícího média (spaliny x voda). Ten se podél teplosměnné plochy mění, proto se ve výpočtu pracuje se středním teplotním spádem, který závisí na zapojení výměníku. V tomto návrhu výměníku volíme protiproudé zapojení výhřevné plochy, kdy obě média proudí protisměrně. Teplotní spád se určí jako střední logaritmický teplotní rozdíl.



$$\Delta t_1' = t_1' - t_2' = 450 - 130 = 320^\circ C$$

$$\Delta t_2'' = t_1'' - t_2'' = 200 - 90 = 110^\circ C$$

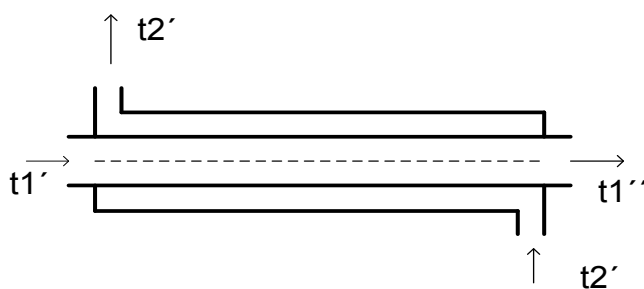
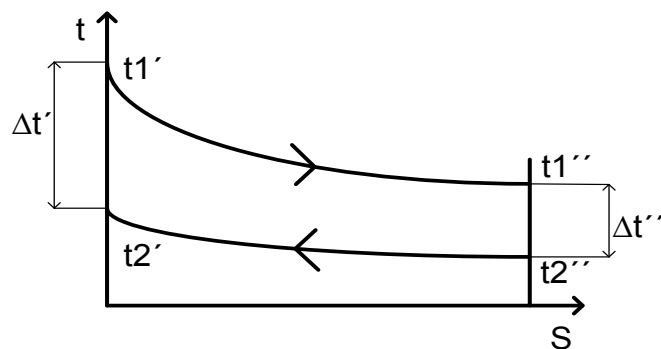
$$\Delta t = \frac{\Delta t_1' - \Delta t_2''}{\ln \frac{\Delta t_1'}{\Delta t_2''}}$$

$$\Delta t = \frac{(450 - 130) - (200 - 90)}{\ln \frac{320}{110}}$$

$$\Delta t = 196,65^\circ C$$

(59)

kde:  $t_1'$  - vstupní teplota spalin [°C]  
 $t_2'$  - výstupní teplota vody [°C]  
 $t_1''$  - výstupní teplota spalin [°C]  
 $t_2''$  - vstupní teplota vody [°C]



## Návrh rozměrů spalínového kotle

V tomto kroku práce jsou navrženy rozměry spalínového kotle. Volíme hladké trubky bezešvé dle L[1]. Tyto trubky jsou voleny zejména s ohledem na pořizovací cenu.

Stanovil jsem si:  $l$  – délka jedné trubky = 1,2 m  
 $K$  – šířka výměníku = 1,74 m

### Výpočet počtu trubek vedle sebe v první řadě

$$n = \frac{K}{s_1}$$
$$n = \frac{1,74}{0,058} \quad (60)$$
$$\underline{n = 30}$$

kde:  $s_1$  – rozteč mezi trubkami

### Výpočet délky trubek v první řadě

$$L_1 = n \cdot l$$
$$L_1 = 30 \cdot 1,2 \quad (61)$$
$$\underline{L_1 = 36 \text{ m}}$$

### Výpočet počtu řad

$$n_1 = \frac{l}{L_1}$$
$$n_1 = \frac{8648}{36} \quad (62)$$
$$\underline{n_1 = 240}$$

V dalším kroku této práce je navrhnutá konstrukce v níž bude umístěná teplosměnná plocha. Dále kolem celé konstrukce bude navržena vnitřní a vnější konstrukce, jež bude zaručovat, aby teplota spalin neklesla o velmi vysokou hodnotu a následně spaliny nezkondenzovaly.

Zvolil jsem: - vnitřní plech o tloušťce – 5 mm  
- vnější plech z pozinkovaného plechu – 0,5mm  
- izolace jsem zvolil z minerální plsti – 80 mm

## Návrh komory

### Aerodynamický výpočet ztrát

Aerodynamický výpočet kotle slouží k určování odporů (tlakových ztrát) při proudění spalin jednotlivými částmi kotle, aby mohly být navrženy ventilátory. Výsledný odpor se určí jako součet tlakové ztráty třením  $\Delta p_{\lambda}$ , místních ztrát  $\Delta p_m$  a ztrát trubkového svazku  $\Delta p_{sv}$ .

### Ztráty třením

Hodnoty zadané od zadavatele diplomové práce:

$p_{vs}$  vstupní podtlak do výměníku = - 420 Pa

$p_{vý}$  výstupní podtlak z ventilátoru = - 700 Pa

Ztráty vzniklé třením při proudění závisí na délce kanálu  $L$  (m), ekvivalentním průměru kanálu  $d_e$  (m), rychlosti proudění  $w$  při střední teplotě spalin (m/s) a hustotě proudícího prostředí  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ ) a vypočítají se dle vztahu:

### Výpočet tlakové ztráty ve spalinovém kanálu před výměníkem:

|   |       |                            |
|---|-------|----------------------------|
| Kde: $\lambda$ – součinitel tření odečtený z grafu dle L[3] | 0,041 | [ - ]                      |
| $L$ – délka kanálu  | 17    | [ m ]                      |
| $d$ – průměr kanálu   | 1,5x1 | [ m ]                      |
| $w$ – rychlost spalin                                       | 15    | [ m/s ]                    |
| $\rho$ – hustota spalin                                     | 0,486 | [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ] |

$$\Delta p_{\lambda in} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (63)$$

$$\Delta p_{\lambda in} = 0,041 \cdot \frac{17}{1,5} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 0,486$$

$$\underline{\Delta p_{\lambda in} = 25,4 \text{ Pa}}$$

### Výpočet tlakové ztráty ve spalínovém kanálu za výměníkem:

|   |       |                      |
|---|-------|----------------------|
| Kde: $\lambda$ – součinitel tření odečtený z grafu dle L[3] | 0,041 | [ - ]                |
| $L$ – délka kanálu  | 11,5  | [ m ]                |
| $d$ – průměr kanálu   | 1,5x1 | [ m ]                |
| $w$ – rychlost spalin                                       | 10    | [ m/s ]              |
| $\rho$ – hustota spalin                                     | 0,743 | [m <sup>3</sup> /kg] |

$$\Delta p_{\lambda out} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (64)$$

$$\Delta p_{\lambda out} = 0,041 \cdot \frac{11,5}{1,5} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 0,743$$

$$\underline{\Delta p_{\lambda out} = 11,67 \text{ Pa}}$$

### Výpočet tlakové ztráty výměníku:

|   |          |                      |
|---|----------|----------------------|
| Kde: $\lambda$ – součinitel tření odečtený z grafu dle L[3] | 0,041    | [ - ]                |
| $L$ – délka kanálu  | 10       | [ m ]                |
| $d$ – průměr kanálu   | 1,74x1,2 | [ m ]                |
| $w$ – rychlost spalin                                       | 13,35    | [ m/s ]              |
| $\rho$ – hustota spalin                                     | 0,486    | [m <sup>3</sup> /kg] |

$$\Delta p_{\lambda vým} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (65)$$

$$\Delta p_{\lambda vým} = 0,041 \cdot \frac{10}{1,74 \cdot 1,2} \cdot \frac{13,35^2}{2} \cdot 0,624$$

$$\underline{\Delta p_{\lambda vým} = 10,92 \text{ Pa}}$$

### Výpočet celkové tlakové ztráty:

$$\Delta p_{\lambda} = \Delta p_{\lambda in} + \Delta p_{\lambda out} + \Delta p_{\lambda vým} \quad (66)$$

$$\Delta p_{\lambda} = 25,4 + 10,92 + 11,67$$

$$\underline{\Delta p_{\lambda} = 35,7 \text{ Pa}}$$

## Výpočet místních ztrát

Místní ztráty při proudění se určují z rovnice:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (67)$$

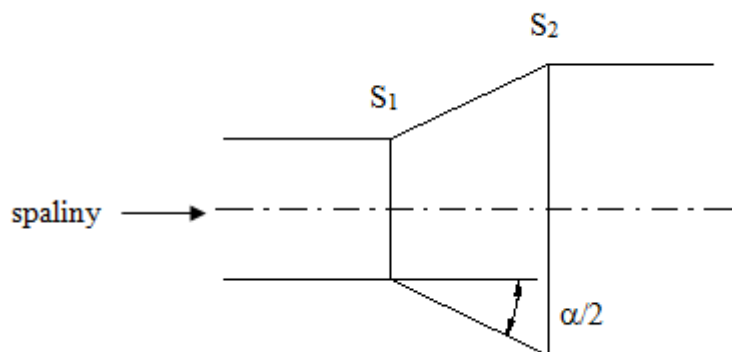
přičemž součinitele místních ztrát budeme uvažovat pro zužující se a rozšiřující se průměry potrubí – difuzor, konfuzor a kolena (viz obr. č. ).

### 1) Difuzor

Výpočet provádíme dle rovnice:

$$\zeta_1 = K_1 \cdot K_2 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right) \quad (68)$$

přičemž hodnoty  $K_1$  a  $K_2$  se určí z grafu závislosti  $K_1$  a  $K_2$  na úhlu  $\alpha$  (dle literatury [ ]), poměr  $S_1/S_2$  je poměr vstupní plochy ku výstupní podle obr. č.



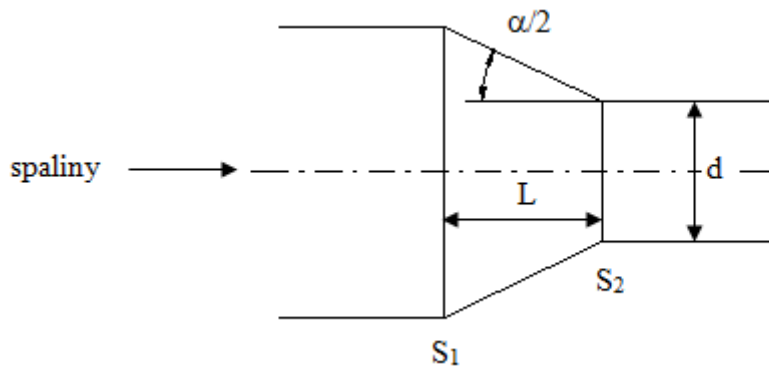
Výsledná hodnota součinitele místních ztrát při  $K_1 = 0,4$  a  $K_2 = 1,4$ ; plochy  $S_1 = 1,5 \text{ m}^2$ ,  $S_2 = 2,088 \text{ m}^2$  a úhlu  $\alpha = 14^\circ$  je  $\underline{\zeta_1 = 0,16}$

### 2) Konfuzor

Výpočet provádíme dle rovnice:

$$\zeta_2 = \zeta' \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right) \quad (69)$$

přičemž hodnot  $\zeta'$  se odečte z grafu závislosti  $\zeta'$  na úhlu  $\alpha$  a poměru  $L/d$  (dle literatury [4]), poměr  $S_2/S_1$  je poměr výstupní plochy ku vstupní podle obr. č.



Výsledná hodnota pro konfuzor: při  $\zeta' = 0,14$  a  $S_2/S_1 = 0,718$ ;  $L = 0,5$  m,  $d = 1,5$  m a úhlu  $\alpha = 28^\circ$  je  $\zeta_2 = 0,04$ .

### 3) Kolena

Vycházíme z rovnice:

$$\zeta_3 = \frac{a}{b}, \quad (70)$$

přičemž hodnota  $\zeta_0$  se odečte z grafu závislosti  $\zeta_0$  na  $a/b$  (literatura [4]), kde hodnota  $a$  je výška kanálu a hodnota  $b$  je šířka kanálu, v našem případě  $a = 1$  m,  $b = 1,5$  m. Odečtená hodnota činí  $\zeta_3 = 1,05$ , jelikož kanálový systém tvoří čtyři kolena, pak výsledná hodnota součinitele místních ztrát  $\zeta_{3,4,5,6} = 4,2$ .

Celkové místní ztráty v difuzoru, konfuzoru a kolenech poté vycházejí:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

$$\Delta p_m = (0,16 + 0,04 + 4,2) \cdot \frac{12,5^2}{2} \cdot 0,617 \quad (71)$$

$$\underline{\Delta p_m = 212 \text{ Pa}}$$

### Výpočet tlakové ztráty svazku

$$\Delta p_{sv} = \zeta_{sv} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (72)$$

$$\Delta p_{sv} = \zeta_{sv} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot 0,606$$

$$\Delta p_{sv} = 50,28 \cdot \frac{13,35^2}{2} \cdot 0,624$$

$$\underline{\Delta p_{sv} = 2796 \text{ Pa}}$$

$$\zeta_{sv} = (5,4 + 3,4 \cdot z) \cdot \text{Re}^{-0,28}$$

$$\zeta_{sv} = (5,4 + 3,4 \cdot 240) \cdot 21515^{-0,28} \quad (73)$$

$$\underline{\zeta_{sv} = 50,28}$$

Celková ztráta na straně spalin bude součtem tlakové ztráty třením  $\Delta p_\lambda$ , místních ztrát  $\Delta p_m$  a ztrát trubkového svazku  $\Delta p_{sv}$ , tedy:

$$\underline{\Delta p_{\text{celk}} = 35,7 + 212 + 2796 = 3043,7 \text{ Pa.}} \quad (74)$$

Ventilátor musí být nadimenzován tak, aby překonal tlakovou ztrátu 3043,7 Pa. Z provozní charakteristiky ventilátorů, tedy závislosti tlakové ztráty na objemovém průtoku se zvolí příslušný typ ventilátoru.

### Navrhnout ventilátor

### Hydraulický výpočet

Cílem hydraulického výpočtu spalinového kotle je určení tlakových ztrát při proudění pracovního média, tedy vody, přes hladkotrubný výměník. Na základě tohoto výpočtu bude navrženo příslušné čerpadlo, které zajistí průtok vody spalinovým kotlem o požadovaných hodnotách. Nejprve si spočítám hydraulické ztráty dle L[4]

### Výpočet tlakové ztráty třením

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (75)$$

$$\Delta p_{zt} = 0,0286 \cdot \frac{288}{0,0228} \cdot \frac{2,66^2}{2} \cdot 951$$

$$\underline{\Delta p_{zt} = 1215451 \text{ Pa}}$$

kde:  $\lambda$  – součinitel tření dle průměru trubky

$L$  – délka jedné trubky v celém svazku

$d$  – vnitřní průměr trubky

$w$  – rychlost vody

$\rho$  – hustota vody

### Výpočet tlakové ztráty místními odpory

$$\begin{aligned}\Delta p_{zm} &= \zeta_m \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \\ \Delta p_{zm} &= 1 \cdot \frac{2,66^2}{2} \cdot 951 \\ \underline{\Delta p_{zm} &= 3364 \text{ Pa}}\end{aligned}\tag{76}$$

Součinitel tlakové ztráty místními odpory jsem odečetl z grafu z L[4]

### Výpočet hydraulických ztrát

$$\begin{aligned}\Delta p_h &= h \cdot g \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \\ \Delta p_h &= 1,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{965,3 + 934,8}{2} \\ \underline{\Delta p_h &= 11184 \text{ Pa}}\end{aligned}\tag{77}$$

### Výpočet dynamických ztrát

$$\begin{aligned}\Delta p_d &= \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 - \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1 \\ \Delta p_d &= \frac{2,66^2}{2} \cdot 965,3 - \frac{2,65^2}{2} \cdot 934,8 \\ \underline{\Delta p_d &= 133 \text{ Pa}}\end{aligned}\tag{78}$$

### Celkové hydraulické ztráty

$$\begin{aligned}\Delta p &= 1215451 + 3364 + 11184 + 133 \\ \underline{\Delta p &= 1,23 \text{ MPa}}\end{aligned}\tag{79}$$

**Výběr čerpadla!**



## Hmotnost výměníku

Hmotnost 1 m ocelové hladké bezešvé trubky je – 1,63 kg

Délka trubek ve výměníku 8648 m

$$\text{Hmotnost} = \underline{8648 \cdot 1,63 = 14096 \text{ kg}}$$

## Pevnostní výpočet

Tento výpočet je proveden pro jednotlivé trubky, dále je třeba ověřit, zda vydrží provozní tlak vody, který se pohybuje v hodnotách kolem 1 MPa.

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{P \cdot d}{S} \\ \sigma &= \frac{1 \cdot 0,028}{2 \cdot 0,0026} \\ \sigma &= \underline{5,4 \text{ MPa}}\end{aligned}\tag{80}$$

Dle L[ ] jsem si zjistil parametry dané trubky, a dle pevnostního výpočtu jsem zjistil, že bezešvé trubky byly vhodně zvolené.

Zvolené trubky ocelové bezešvé dle ČSN 11353 mají tyto mechanické vlastnosti

- $R_m = 343 - 441 \text{ MPa}$
- $R_{emin} = 216 - 245 \text{ MPa}$
- Tvrdost HB – max. 135
- Třída odpadu – 002

- Použití
- svařitelnost zaručena do tloušťky stěny 25 mm
  - nosné trubkové konstrukce
  - pro vedení oleje, nafty, vody, páry, vzduchu a plynu
  - na spojovací části potrubí

