



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh geometrie potrubního systému pro přívod spalin

Design of exhaust ducting system

Josef Kruml

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Adamec, CSc.

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Praha 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem zadanou bakalářskou práci vypracoval samostatně za použití podkladů uvedených v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

podpis

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval doc. Ing. Josefu Adamcovi, CSc. za ochotu, trpělivost a cenné rady, které mi pomohly při zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora:	Josef Kruml
Název práce:	Návrh geometrie potrubního systému pro přívod spalin
Title:	Design of exhaust ducting system
Rok:	2015
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Adamec, CSc.
Klíčová slova:	Potrubní síť, metoda Hardy-Cross, hydraulické odpory
Keywords:	Pipe networks, Hardy-Cross method, hydraulic resistances

Abstrakt:

Cílem této bakalářské práce je stanovit rozložení hmotnostních toků v jednotlivých částech výchozí potrubní sítě a následně upravit její geometrii tak, aby bylo dosaženo rovnoměrného rozdělení hmotnostních toků na výstupech. Řešení, provedené metodou Hardy-Cross, obsahuje vymezení modelu sítě, sestavení výpočtových rovnic a srovnání výsledků původní a nově navržené geometrie. Závěr práce pak zahrnuje i vyjádření vlivu jednotlivých úseků potrubí na velikost tlakových ztrát.

Abstract:

The aim of this bachelor thesis is to determine the mass flow distribution in individual parts of default pipe network and then to modify its geometry in order to achieve uniform mass flow distribution at the outlets. The solution gained by Hardy-Cross method includes the system model definition, the equations solving and the comparison of the original with the new geometry. The closing part contains the expression of the pipe sections impact on head losses.

Obsah

Anotační list.....	5
Obsah.....	6
Úvod.....	7
1 Potrubní síť.....	8
2 Software pro řešení potrubních sítí.....	11
3 Hydraulické ztráty.....	13
3.1 Třecí ztráty.....	13
3.2 Místní ztráty.....	13
3.3 Sčítání ztrát.....	15
4 Specifikace modelu.....	16
4.1 Výpočtové rovnice.....	19
4.2 Výsledky.....	23
Závěr.....	30
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	31
Použitá literatura.....	32

Úvod

Cílem této bakalářské práce je stanovit prostřednictvím jednoduchého výpočtového modelu rozložení hmotnostních toků ve výchozím potrubním systému, zajišťujícím přívod spalin k elektrostatickým odlučovačům částic. Odlučovače slouží k odstraňování tuhých znečišťujících látek obsažených ve spalinách. V případě nerovnoměrného rozložení toků je nutno navrhnout takové úpravy geometrie systému, aby došlo k zajištění rovnoměrného přívodu spalin ke každému z odlučovačů, do nichž potrubí ústí.

Požadavek rovnoměrného zatěžování má význam především z hlediska synchronizace dob nutných pro čištění a údržbu jednotlivých odlučovačů. Tím lze totiž zajistit co nejméně přerušovaný a tudíž i co nejméně nákladný provoz zařízení, jehož jsou potrubní systém s odlučovací součástí. Zařízením se přitom rozumí například tepelné elektrárny, tudíž otázka nízkých nákladů hraje významnou roli.

Vlastní práce se skládá ze dvou částí, přičemž první z nich, teoretická, má za úkol seznámit čtenáře s metodou Hardy-Cross, využívanou pro řešení potrubních sítí, a také s počítačovými programy, jež na jejím základě pracují. Druhá část, výpočetní, se pak zabývá popisem modelu daného systému, stanovením hmotnostních toků přiváděných k odlučovačům a návrhem nové geometrie, jež vyhovuje požadavku na rovnoměrné rozložení proudění. Práce je v závěru doplněna o grafické vyjádření a zhodnocení vlivu jednotlivých segmentů potrubí na velikost tlakových ztrát proudícího média, neboť tlakové ztráty zásadním způsobem určují rozdělení toků uvnitř sítě.

1 Potrubní síť

Potrubní síť představují technická zařízení, sloužící k přenosu plyných, kapalných i pevných látek. Jejich výhodou oproti jiným užívaným způsobům přepravy je zejména schopnost zajišťovat nepřetržitý tok přenášeného média, dále pak ale také spolehlivost a šetrnost k životnímu prostředí. Naopak jako nevýhodnou lze označit nutnost specializace sítě na přepravované látky [1].

Z hlediska struktury se jedná o soustavy potrubí, jež se skládají z větví navzájem propojených v uzlech. Spojením větví do uzavřeného celku vzniká smyčka, pro niž platí, že z kteréhokoliv jejího uzlu existuje cesta zpět do daného uzlu, aniž by bylo potřeba procházet některou z větví smyčky více než jednou.

Obecné řešení libovolné potrubní sítě musí vyhovět dvěma základním podmínkám:

- 1) V libovolném uzlu sítě musí být objemový tok vtékající do uzlu roven objemovému toku vytékajícímu z uzlu. Každý uzel tedy musí splňovat rovnici kontinuity.

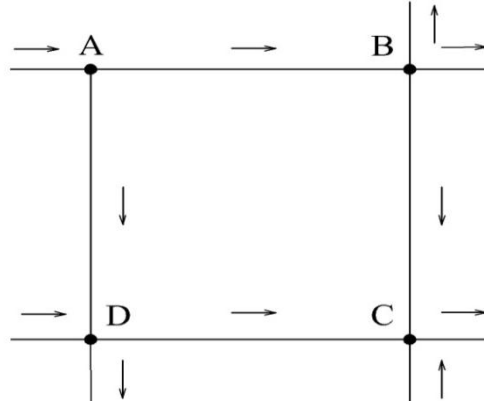
$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i = 0 \quad (1.1)$$

- 2) Algebraický součet tlakových ztrát po obvodu smyčky je roven nule.

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = 0 \quad (1.2)$$

Obě uvedené podmínky se řídí znaménkovou konvencí, v rámci které je objemový tok vtékající do uzlu brán jako kladný a naopak objemový tok vytékající z uzlu jako záporný. Obdobně tlakové ztráty vznikající při proudění po směru chodu hodinových ručiček jsou brány jako kladné a při proudění proti směru chodu hodinových ručiček jako záporné [2].

Řešení potrubních sítí lze provést několika způsoby, mezi něž patří i metoda Hardy-Cross, zvolená pro tuto práci. Postup při její aplikaci se dělí do několika kroků. V prvním je nutno odhadnout hodnoty objemových toků v jednotlivých uzlech sítě, přičemž tyto hodnoty musí vyhovovat podmínce kontinuity dle rovnice 1.1. Druhý krok následně slouží k ověření platnosti rovnice 1.2, jež však zpravidla nebude po provedeném odhadu toků splněna. V tom případě přichází na řadu krok třetí, zavádějící korekce do zmíněné rovnice 1.2. Ty již zajistí nejen platnost této podmínky, ale také přispějí k získání přesných hodnot objemových toků v každém z uzlů.



Obr.1.1 Smyčka ABCD, převzato z [4]

Zavedení korekcí lze názorně ukázat například na smyčce ABCD z obr.1.1. Zde celkové tlakové ztráty způsobené prouděním po směru chodu hodinových ručiček vyjadřuje součet ztrát jednotlivých úseků mezi uzly AB a BC – viz rovnice 1.3. Uvedený součet se rovněž zapisuje jako k -násobek objemového toku v daném směru, kde koeficient k značí tlakovou ztrátu na jednotku průtoku a n se nazývá průtokový exponent.

$$\sum \Delta p_k = \Delta p_{AB} + \Delta p_{BC} = \sum k \dot{Q}_k^n \quad (1.3)$$

Obdobně celkovým tlakovým ztrátám způsobeným prouděním proti směru chodu hodinových ručiček odpovídá součet ztrát úseků mezi uzly AD a DC, což lze rovněž zapsat ve formě objemového toku.

$$\sum \Delta p_z = \Delta p_{AD} + \Delta p_{DC} = \sum k \dot{Q}_z^n \quad (1.4)$$

Dosazením rovnic 1.3 a 1.4 do 1.2 vyloučí se vztahy 1.5 a 1.6, vyjadřující, že součet všech tlakových ztrát po obvodu smyčky je roven nule.

$$\sum \Delta p_k = \sum \Delta p_z \quad (1.5)$$

$$\sum k \dot{Q}_k^n = \sum k \dot{Q}_z^n \quad (1.6)$$

Levá a pravá strana rovnice 1.5, respektive 1.6 se však sobě po prvotním provedeném odhadu toků obvykle nerovnájí. Do rovnice 1.6 se proto začlení korekce značené $\Delta \dot{Q}$. Jsou-li pak celkové

tlakové ztráty způsobené prouděním ve směru chodu hodinových ručiček větší než celkové tlakové ztráty způsobené prouděním proti směru chodu hodinových ručiček, příslušné $\Delta\dot{Q}$ se aplikují takzvaně proti směru chodu hodinových ručiček, což znamená, že v rovnici 1.6 se přičtou ke straně vyjadřující proudění proti směru chodu hodinových ručiček a zároveň odečtou na straně druhé – viz rovnice 1.7. Dosáhnou-li vyšší hodnoty ztráty způsobené prouděním proti směru chodu hodinových ručiček, následuje analogický postup v opačném směru.

$$\sum k(\dot{Q}_k - \Delta\dot{Q})^n = \sum k(\dot{Q}_z + \Delta\dot{Q})^n \quad (1.7)$$

Rovnici 1.7 lze nyní upravit umocněním výrazů na obou stranách. V následujících vztazích se však pro zjednodušení za předpokladu dostatečně malého $\Delta\dot{Q}$ uvažují již pouze dva členy příslušného polynomu dle rovnice 1.8.

$$\sum k(\dot{Q}_k^n - n\dot{Q}_k^{n-1}\Delta\dot{Q}) = \sum k(\dot{Q}_z^n + n\dot{Q}_z^{n-1}\Delta\dot{Q}) \quad (1.8)$$

Z rovnice 1.8 se následně pomocí matematických úprav vyjádří vztah pro velikost samotných korekcí – viz 1.9.

$$\Delta\dot{Q} = \frac{\sum k\dot{Q}_k^n - \sum k\dot{Q}_z^n}{\sum n\dot{Q}_k^{n-1} + \sum n\dot{Q}_z^{n-1}} \quad (1.9)$$

Vzhledem k tomu, že některé úseky potrubní sítě jsou sdíleny i více smyčkami, může nastat situace, kdy na daný společný úsek bude v jednu chvíli zavedeno hned několikero korekcí. Ty se navzájem ovlivňují. První aplikace korekcí tedy nepomůže získat zcela přesné řešení, nicméně přispěje k přiblížení se správné hodnotě. Následně nezbyvá než pokračovat přidáváním dalších zpřesňujících korekcí a opakovat tento proces tak dlouho, dokud není dosaženo situace, kdy již dalších není třeba, neboli jsou dostatečně malé [3].

2 Software pro řešení potrubních sítí

Metoda Hardy-Cross byla poprvé použita ve 30. letech 20. století. Všechny tehdejší výpočty probíhaly ručně, což vzhledem k počtu prováděných operací značně omezovalo rozsah řešených sítí a tedy i využitelnost metody. Následný rozvoj výpočetní techniky však umožnil vzniknout řadě programů založených na této metodě a schopných řešit i rozsáhlejší sítě. Patří mezi ně například i programy PipeSolver, Helix delta-Q či Matlab Simulink SimHydraulics [4].

PipeSolver

Jedná se o program, jenž dokáže řešit dva základní typy úloh:

1) Průtok

Řešená potrubní síť je charakterizována vlastnostmi potrubí (velikostí průřezů, délky, drsnosti stěn atd.) a vlastnostmi hydraulických prvků, jež se v síti vyskytují (výkony čerpadel, pump, turbín atd.). Program následně na základě těchto uživatelem zadaných údajů určí průtok v libovolném místě sítě.

2) Dimenzování

Představuje úlohu inverzní k výše popsanému Průtoku. Software tedy z požadovaných hodnot průtoku vyhodnotí potřebné vlastnosti potrubí.

Kromě samotného řešení obou výše uvedených úloh je program také schopen poskytovat informace o hodnotách tlaků a rychlostech proudění v libovolném místě analyzované potrubní sítě [5].

Helix delta-Q

Program Helix delta-Q umožňuje svým uživatelům navrhovat a optimalizovat potrubní sítě pro širokou škálu stlačitelných i nestlačitelných tekutin. Mezi jeho největší přednosti patří zejména snadná ovladatelnost, spočívající v přesouvání a skládání bloků pomocí myši. Bloky zde zaujímají funkci hydraulických prvků a jiných komponent sítě. Uživateli se tak nabízí možnost snáze dosahovat technicky vhodných řešení, navíc ve velmi krátkém čase a s možností případného rychlého zásahu do celé soustavy.

Program poskytuje i obsáhlé databáze předdefinovaných prvků (trubky, pumpy atd.) a tekutin, zároveň ale také umožňuje modelovat prvky vlastní. Snazší orientaci uživatele v pracovním prostředí zajišťuje přehledná tabulka, z níž lze získat základní informace o průtoku, rychlosti proudění a tlakových ztrátách v různých místech soustavy, software navíc umí exportovat vytvořenou síť do CAD formátu vhodného pro následnou tvorbu velkoformátových výkresů. Helix

delta-Q tak nalézá uplatnění v širokém spektru průmyslových oblastí, od řešení plynovodů, rozvodů městských vodovodních sítí či ventilačních systémů až po odvodňování důlních šachet [6].

Matlab Simulink SimHydraulics

SimHydraulics rozšiřuje program Matlab Simulink o knihovny součástí a komponent, jež slouží k modelování a simulacím hydraulických systémů. Knihovny zahrnují kromě čerpadel, pump, ventilů a akumulátorů i například potrubí či hydraulické odpory. Uživatelé se tudíž skýtají široké možnosti využití tohoto software a to od návrhu zásobovacích tekutinových systémů až po posilovače řízení a další [7].

3 Hydraulické ztráty

Vazké tekutiny při proudění uvnitř potrubních systémů ztrácejí část své mechanické energie, neboť ta se vlivem viskozity nevratně přeměňuje v energii tepelnou. O uvedeném úbytku energie se obecně mluví jako o hydraulických ztrátách. Jejich velikost kromě hodnoty viskozity ovlivňují také vlastnosti potrubí a rychlost tekutiny, která v něm proudí. Dělí se na ztráty třecí a ztráty místní.

3.1 Třecí ztráty

Třecí ztráty se nejčastěji vyjadřují pomocí vztahu 3.1, označovaného také jako Darcy-Weisbachova rovnice.

$$e_z = gh_z = \lambda \frac{l}{d_h} \frac{v^2}{2} \quad (3.1)$$

Z daného vztahu vyplývá, že třecí ztráty jsou přímo úměrné délce zkoumaného úseku potrubí l a nepřímo úměrné hydraulickému průměru d_h , definovanému vztahem 3.2. Dále pak závisí také na střední objemové rychlosti proudění tekutiny v a na součiniteli třecích ztrát λ , jehož velikost ovlivňuje drsnost potrubí a také to, zda tekutina proudí laminárně či turbulentně.

$$d_h = \frac{4S}{O} \quad (3.2)$$

Veličina S uvedená v rovnici 3.2 se nazývá průtočný průřez potrubí, zatímco veličina O smočený obvod.

3.2 Místní ztráty

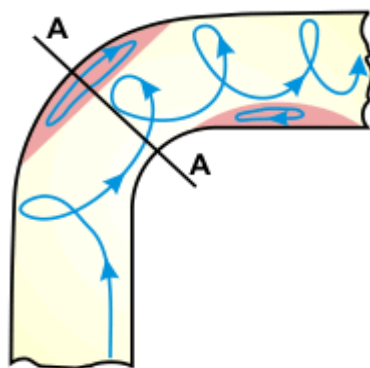
Místní ztráty vznikají ve všech oblastech potrubí, v nichž se mění jeho směr či velikost průřezu. V těchto úsecích se totiž v důsledku změny rychlosti a směru proudění dané tekutiny nevratně transformuje určité množství její mechanické energie v energii tepelnou, čili vznikají místní ztráty, jejichž velikost lze určit jako násobek měrné kinetické energie dle rovnice 3.3.

$$e_z = gh_z = \xi \frac{v^2}{2} \quad (3.3)$$

Veličina v ve vztahu 3.3 představuje střední objemovou rychlost proudění, zatímco ξ je ztrátový součinitel. Nejrozšířenějšími případy tohoto druhu ztrát jsou ztráty způsobené náhlou změnou směru proudu a ztráty způsobené náhlým rozšířením průřezu [8].

Ztráty změnou směru proudu

Tento druh ztrát obecně vzniká v ohybech a v místech, v nichž potrubí mění svůj směr. Proud tekutiny se zde odděluje jak od vnitřní, tak v některých případech i od vnější strany ohybu, což je doprovázeno vznikem četného množství vírů. Jeden z možných způsobů, jak docílit nižších ztrát vlivem změny směru proudu, představuje užití usměrňovacích lopatek.

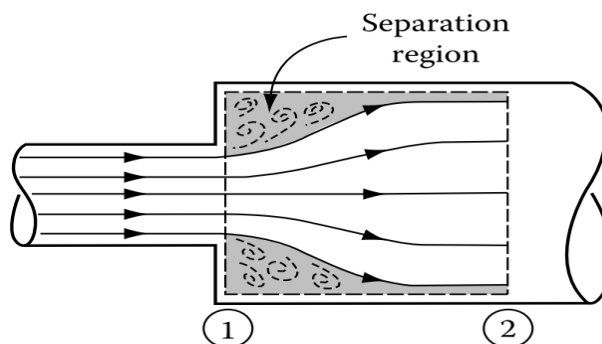


Obr.3.1 Proudění v ohybu, převzato z [9]

Ztráty náhlým rozšířením

Označují se rovněž jako Bordovy ztráty. Náhlým rozšířením průřezu se proud tekutiny okamžitě na počátku rozšíření odděluje od stěny potrubí a přimyká se k ní až v určité vzdálenosti od vstupu. Postupné rozšiřování proudu je doprovázeno vznikem vírů, čili ztrátami energie. Velikost ztrátového součinitele pro tento typ ztrát vyjadřuje vztah 3.4 (vztažen ke vstupní rychlosti v_1 dle obrázku 3.2).

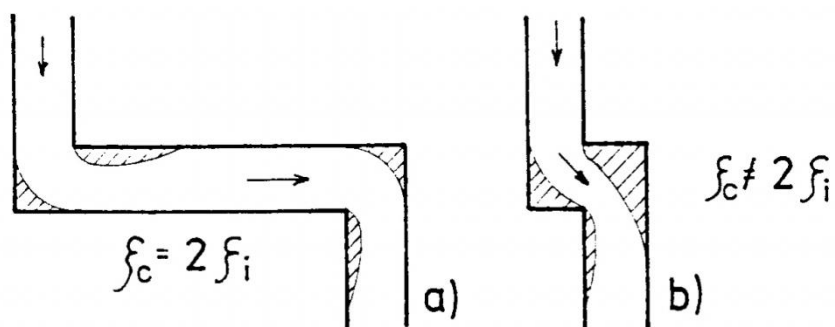
$$\xi_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (3.4)$$



Obr.3.2 Náhlé rozšíření průřezu, převzato z [10]

3.3 Sčítání ztrát

Obrázek 3.3 znázorňuje možné konfigurace místních ztrát následujících za sebou. V případě 3.3a jsou ohyby umístěny v dostatečné vzdálenosti od sebe, jejich ztráty se tedy vzájemně neovlivňují. Celkové ztráty tohoto úseku se pak vyjádří jako součet ztrát od jednotlivých ohybů - viz vztah u obrázku. Obrázek 3.3b naopak zobrazuje ohyby následující v těsném sledu. Ovlivňují se, výsledná ztráta proto nelze určit obdobně jako v předchozím případě, ale musí se získat jinak. V dalších kapitolách této práce se již pracuje pouze s případem 3.3a [11].



Obr.3.3 Kombinace místních ztrát, převzato z [11]

4 Specifikace modelu

První úkol této bakalářské práce zní stanovit rozložení hmotnostních toků ve výchozí potrubní síti – viz schéma 4.1. Vzhledem k symetrii dané sítě, byla pro výpočtovou část užitá pouze její polovina, rozdělená pro lepší manipulaci do úseků označených A, B, C, D, E, F a Z dle obrázku 4.2. Součástí obrázku 4.2 je i číselné označení přechodů mezi jednotlivými úseky, kde danému číslu vždy odpovídá index místní rychlosti proudění a průřezu. Tedy například hodnotě 1 přísluší rychlost v_1 a průřez A_1 . Koncové průřezy A_5 , A_6 a A_9 představují výstup ze sítě, A_0 značí naopak vstup. Velikosti průřezů dle uvedeného značení obsahuje tabulka 4.1. Výpočet úlohy byl proveden pomocí rovnic 4.1 – 4.10, pro Bernoulliovy rovnice bylo užit předpokladu, že spaliny proudí ve třech směrech, označovaných jako Proud 1 (tvořen úseky Z, A, B, C), Proud 2 (Z, A, B, D) a Proud 3 (Z, E, F).

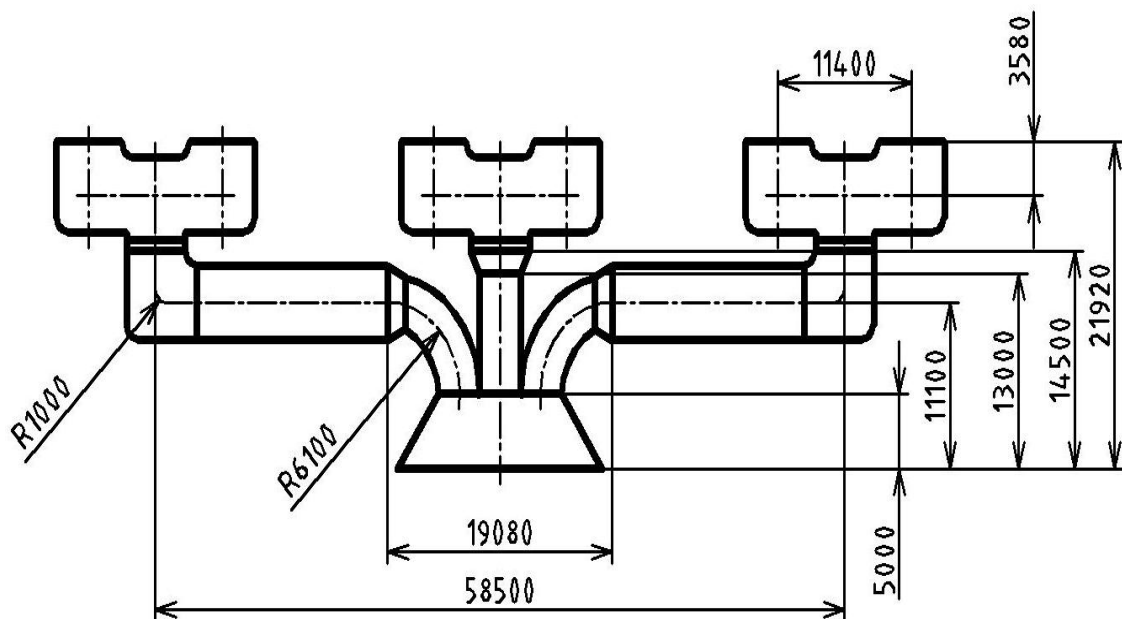
Ve druhé úloze bylo cílem dosáhnout rovnoměrného hmotnostního toku na výstupech při zachování základních rozměrů a poloh odlučovačů z předešlé úlohy – viz schéma 4.3. Rovněž postačuje uvažovat pouze polovinu nově navržené sítě včetně shodného rozdělení úseků dle obrázku 4.4. Uvedená geometrie byla navržena v souladu se snahou dosáhnout nižších hodnot ztrátových součinitelů, což lze například zvětšením poloměrů v místech ohybů či postupným rozšiřováním některých úseků namísto rozšíření prudkého. Výpočet této úlohy bude proveden pomocí stejných rovnic jako v předešlém případě, lišících se pouze v hodnotách ztrátových součinitelů. Pro výchozí geometrii je navíc nutno uvažovat v úseku B i místní ztrátu kolene. V rovnicích 4.8 a 4.9 se proto ke ztrátám třením úseku B přičte člen ξ_B .

Předpoklady užitá pro zjednodušení výpočtu:

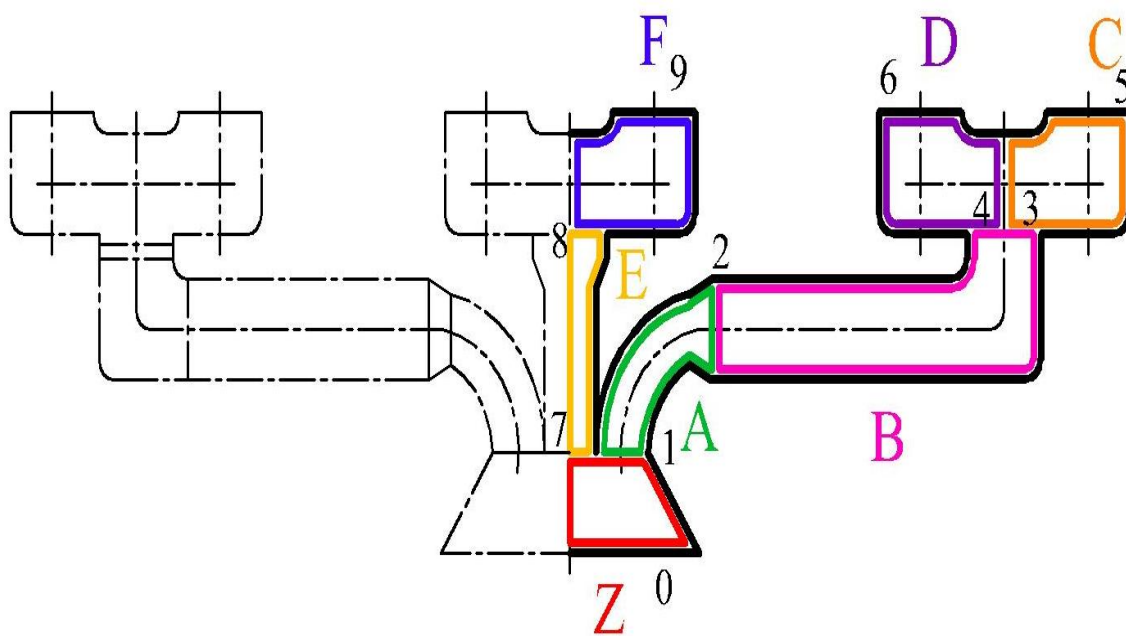
- jednorozměrné proudění
- zanedbatelná velikost částic spalin
- konstantní hustota spalin v celém potrubí
- ideálně hladké stěny potrubí
- dostatečná mezi vzdálenost místními ztrátami, neovlivňují se navzájem

	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9
$b[mm]$	10500	3500	5000	2500	2500	5600	5600	3500	5000	5600
$h[mm]$	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550	3550

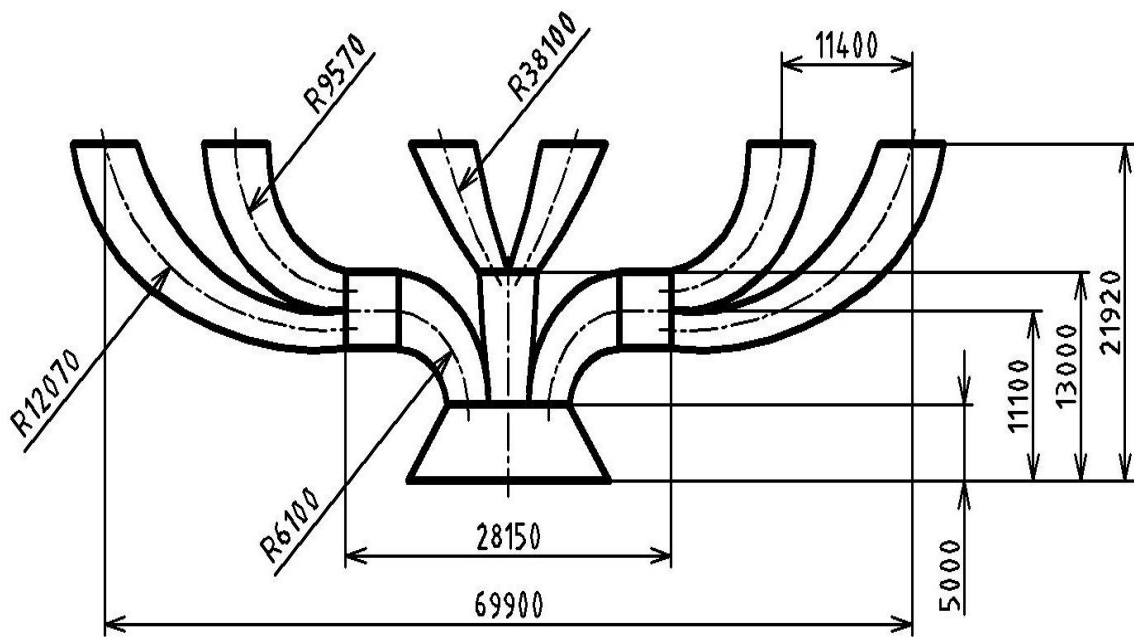
Tabulka 4 Velikosti průřezů



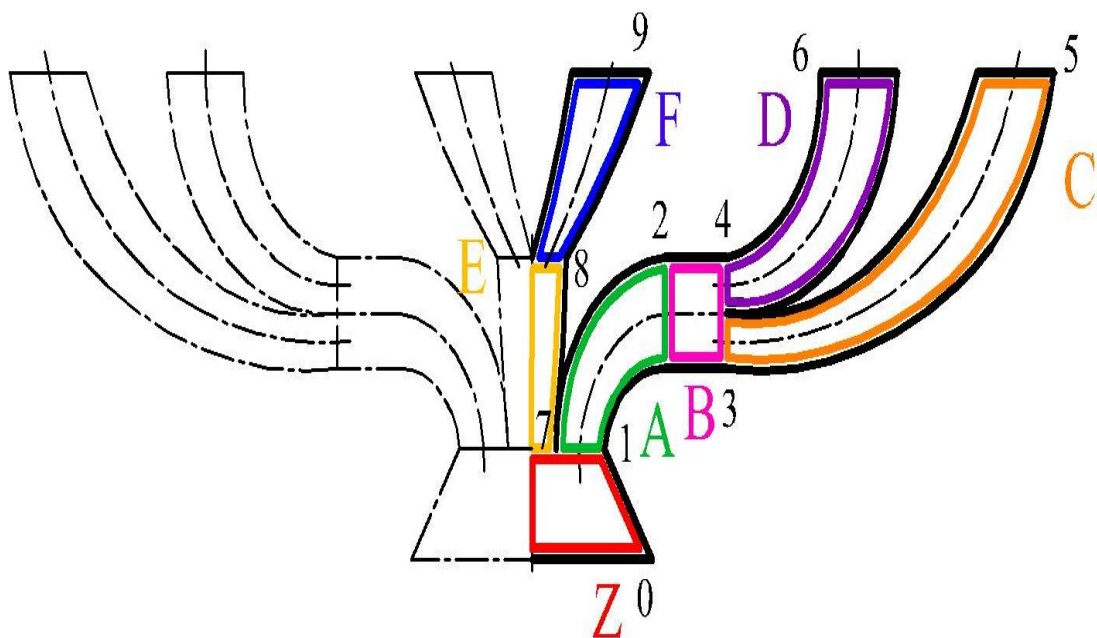
Obr.4.1 Schéma výchozí geometrie



Obr.4.2 Rozbor výchozí geometrie pro výpočet



Obr.4.3 Schéma nově navržené geometrie



Obr.4.4 Rozbor nově navržené geometrie pro výpočet

4.1 Výpočtové rovnice

$$v_1 A_1 - v_2 A_2 = 0 \quad (4.1)$$

$$v_2 A_2 - v_3 A_3 - v_4 A_4 = 0 \quad (4.2)$$

$$v_3 A_3 - v_5 A_5 = 0 \quad (4.3)$$

$$v_1 A_1 - v_6 A_6 - v_5 A_5 = 0 \quad (4.4)$$

$$v_7 A_7 - v_8 A_8 = 0 \quad (4.5)$$

$$v_8 \frac{A_8}{2} - v_9 A_9 = 0 \quad (4.6)$$

$$v_0 A_0 - v_9 A_9 - v_5 A_5 - v_6 A_6 = 0 \quad (4.7)$$

Rovnice 4.1 vyjadřuje rovnici kontinuity úseku A, ohraničeného průřezy A_1 a A_2 . Přítok do kolene se zde musí rovnat odtoku z něj. Rovnice 4.2 představuje rovnici kontinuity úseku B, jehož přítok se musí rovnat odtoku, posléze se dělicímu mezi úseky C a D. Rovnice 4.3 je rovnicí kontinuity právě zmíněného úseku D. Rovnice kontinuity 4.4 vyjadřuje, že přítok vtékající do boční větve se musí rovnat odtoku z této větve. Rovnice 4.5 a 4.6 jsou rovnicemi kontinuity úseků střední větve, tedy E, respektive F. Rovnice 4.7 představuje rovnici kontinuity celé uvažované poloviny sítě, tedy přítok do střední a jedné z bočních větví se musí rovnat celkovému odtoku z této oblasti.

Rovnice 4.1 až 4.7 zajišťují splnění podmínky 1.1, již musí vyhovět každé obecné řešení potrubních sítí. Bylo by možné použít i rovnice kontinuity ostatních úseků, neboť uvedené rovnice 4.1 – 4.7 nepředstavují jedinou použitelnou soustavu.

Proud 1

$$\begin{array}{cccccc}
 p_0 - p_5 + \frac{v_0^2}{2} \rho - \frac{v_5^2}{2} \rho - \left(\frac{v_0 A_0}{A_1 + A_7} \right)^2 \rho \frac{\xi_z}{2} - \frac{v_2^2}{2} \rho \left(\xi_A + \lambda \frac{L_B}{d_3} \right) - \frac{v_5^2}{2} \rho \xi_c = 0 & & & & & (4.8) \\
 \hline
 1 & 2 & 3 & 4 & 5 &
 \end{array}$$

Rovnice 4.8 vyjadřuje tlakovou ztrátu Proudů 1 mezi průřezy A_0 a A_5 . Proud 1 zahrnuje úseky Z, A, B a C. Význam jednotlivých ztrátových součinitelů, jež se vyskytují v rovnici 4.8, podrobněji rozvádí Tabulka 4.1.

Význam jednotlivých členů:

člen 1 – tlakový spád mezi vstupem A_0 a výstupem A_5

člen 2 – rozdíl dynamických tlaků mezi A_0 a A_5

člen 3 – tlaková ztráta zúžením úseku Z, dle knihy [10] byla vztažena ke vstupní rychlosti

člen 4 – tlaková ztráta třením v úseku B, vzhledem k tomu, že úsek B ukončují dva odtoky různých rychlostí, vztahuje se zde třecí ztráta k rychlosti na vstupu, pro výchozí geometrii nutno uvažovat i ξ_B , součástí členu je i ztráta úseku A

člen 5 – tlaková ztráta úseku C

Proud 2

$$\underbrace{p_0 - p_6}_{1} + \underbrace{\frac{v_0^2}{2}\rho - \frac{v_6^2}{2}\rho}_{2} - \underbrace{\left(\frac{v_0 A_0}{A_1 + A_7}\right)^2 \rho \frac{\xi_Z}{2}}_{3} - \underbrace{\frac{v_2^2}{2}\rho \left(\xi_A + \lambda \frac{L_B}{d_3}\right)}_{4} - \underbrace{\frac{v_6^2}{2}\rho \xi_D}_{5} = 0 \quad (4.9)$$

Rovnice 4.9 vyjadřuje tlakovou ztrátu Proudů 2 mezi průřezy A_0 a A_6 . Proud 2 zahrnuje úseky Z, A, B a D. Význam jednotlivých ztrátových součinitelů, jež se vyskytují v rovnici 4.9, podrobněji rozvádí Tabulka 4.1.

Význam jednotlivých členů:

člen 1 – tlakový spád mezi vstupem A_0 a výstupem A_6

člen 2 – rozdíl dynamických tlaků mezi A_0 a A_6

člen 3 – tlaková ztráta zúžením úseku Z, dle knihy [10] byla vztažena ke vstupní rychlosti

člen 4 – tlaková ztráta třením v úseku B, vzhledem k tomu, že úsek B ukončují dva odtoky různých rychlostí, vztahuje se zde třecí ztráta k rychlosti na vstupu, pro výchozí geometrii nutno uvažovat i ξ_B , součástí členu je i ztráta úseku A

člen 5 – tlaková ztráta úseku D

Proud 3

$$p_0 - p_9 + \frac{v_0^2}{2} \rho - \frac{v_9^2}{2} \rho - \left(\frac{v_0 A_0}{A_1 + A_7} \right)^2 \rho \frac{\xi_Z}{2} - \frac{v_8^2}{2} \rho \xi_E - \frac{v_9^2}{2} \rho \xi_F = 0 \quad (4.10)$$

1	2	3	4	5
---	---	---	---	---

Rovnice 4.10 vyjadřuje tlakovou ztrátu Proudů 3 mezi průřezy A_0 a A_9 . Proud 3 zahrnuje úseky Z, E a F. Význam jednotlivých ztrátových součinitelů, jež se vyskytují v rovnici 4.10, podrobněji rozvádí Tabulka 4.1.

Význam jednotlivých členů:

člen 1 – tlakový spád mezi vstupem A_0 a výstupem A_9

člen 2 – rozdíl dynamických tlaků mezi A_0 a A_9

člen 3 – tlaková ztráta zúžením úseku Z, dle knihy [10] byla vztažena ke vstupní rychlosti

člen 4 – tlaková ztráta třením v úseku E,

člen 5 – tlaková ztráta úseku F

Následující tabulka vysvětluje význam jednotlivých ztrátových součinitelů obsažených v rovnicích 4.8 – 4.10. Jejich hodnoty byly zjištěny z knihy [12].

Tabulka ztrátových součinitelů				
úsek	výchozí geometrie		nově navržená geometrie	
	hodnota	charakteristika ztráty	hodnota	charakteristika ztráty
Z	0,14	uvažovány ztráty zúžením	0,14	uvažovány ztráty zúžením
A	0,86	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením, místní ztráty kolene a ztráty třením	0,69	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením, místní ztráty kolene a ztráty třením
B	0,41	uvažovány ztráty v koleni a ztráty třením vyjádřené pomocí Darcy-Weisbachova vztahu	-	uvažovány ztráty třením vyjádřené pomocí Darcy-Weisbachova vztahu
C	0,9	uvažovány ztráty rozdělením, místní ztráty v koleni, ztráty setrvačností a ztráty třením	0,73	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením, místní ztráty v koleni a ztráty třením
D	1,01	uvažovány ztráty rozdělením, místní ztráty v koleni, ztráty setrvačností a ztráty třením	0,75	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením, místní ztráty v koleni a ztráty třením
E	0,57	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením a ztráty třením	0,72	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením a ztráty třením
F	0,76	uvažovány ztráty rozdělením, místní ztráty v koleni a ztráty třením	0,61	uvažovány ztráty rozdělením, ztráty rozšířením, místní ztráty v koleni a ztráty třením

Tabulka 4.1 Význam ztrátových součinitelů

4.2 Výsledky

Řešení soustavy rovnic, jak pro výchozí, tak pro nově navrženou geometrii potrubní sítě bylo provedeno v programu Matlab. Výsledky obou úloh jsou zpracovány v následujících tabulkách. Rozložení tlakových ztrát v jednotlivých úsecích bylo vykresleno graficky – viz grafy níže.

Výchozí geometrie

v_0 [m/s]	15,025	v_5 [m/s]	5,909
v_1 [m/s]	18,637	v_6 [m/s]	5,739
v_2 [m/s]	13,046	v_7 [m/s]	18,506
v_3 [m/s]	12,855	v_8 [m/s]	8,262
v_4 [m/s]	13,236	v_9 [m/s]	26,438

Tabulka 4.2 Místní rychlosti proudění spalin

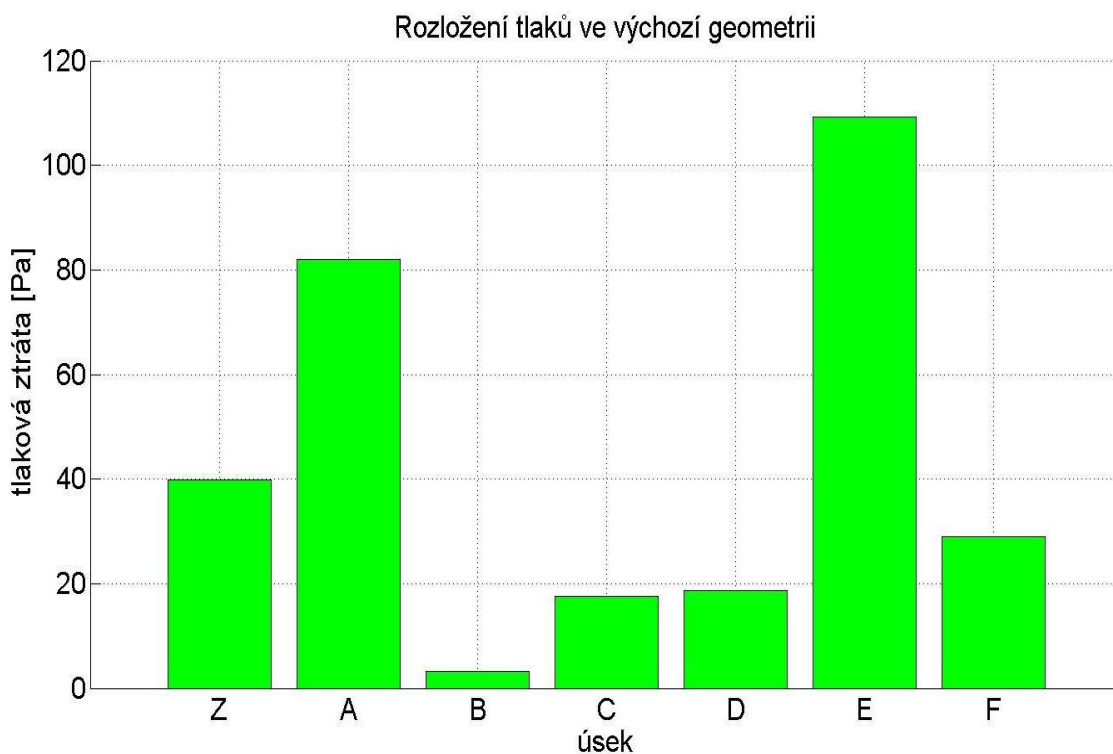
úsek	Z	A	B	C	D	E	F
Δp [Pa]	39,82	81,96	3,24	17,52	18,63	109,32	29,05

Tabulka 4.3 Velikosti tlakových ztrát v jednotlivých úsecích sítě

místo	Proud 1	Proud 2	Proud 3
\dot{m} [%]	29,68	28,82	41,5

Tabulka 4.4 Rozložení hmotnostních toků

Hodnota tlakového spádu mezi vstupem a výstupem byla nastavena na konstantních 85 Pa, součinitel tření λ pak na hodnotu 0,03 a hustota spalin ρ na 1,12 kg/m³. Z vypočtených hodnot vyplývá, že rozložení hmotnostních toků na výstupech sítě není rovnoměrné. K odlučovačům střední větve teče 41,5 % spalin, zatímco v boční větvi 28,82 % a 29,68 %. Bude tedy třeba navrhnout novou geometrii, zajišťující rovnoměrné rozložení hmotnostních toků. Co se týče velikosti rychlostí, dle [13] rychlost proudění nevyčištěných spalin v elektrárně Třebovice dosahuje hodnot 14,68 m/s u nevyčištěných spalin a 14,43 m/s u vyčištěných. Vypočtené hodnoty v tabulce 4.2 těmto hodnotám přibližně odpovídají. Velikost tlakových ztrát v jednotlivých úsecích dle tabulky 4.3 byla zpracována graficky – viz graf 4.1. Lze z ní například odečíst, že největší tlakové ztráty v boční větvi způsobuje úsek A, předmětem dalšího studia by tak například mohla být úprava geometrie tohoto úseku.



Graf 4.1 Tlakové ztráty v jednotlivých úsecích výchozí geometrie

Nově navržená geometrie

v_0 [m/s]	15,003	v_5 [m/s]	6,994
v_1 [m/s]	22,318	v_6 [m/s]	6,954
v_2 [m/s]	15,622	v_7 [m/s]	22,690
v_3 [m/s]	15,578	v_8 [m/s]	15,883
v_4 [m/s]	15,667	v_9 [m/s]	7,091

Tabulka 4.5 Místní rychlosti proudění spalin

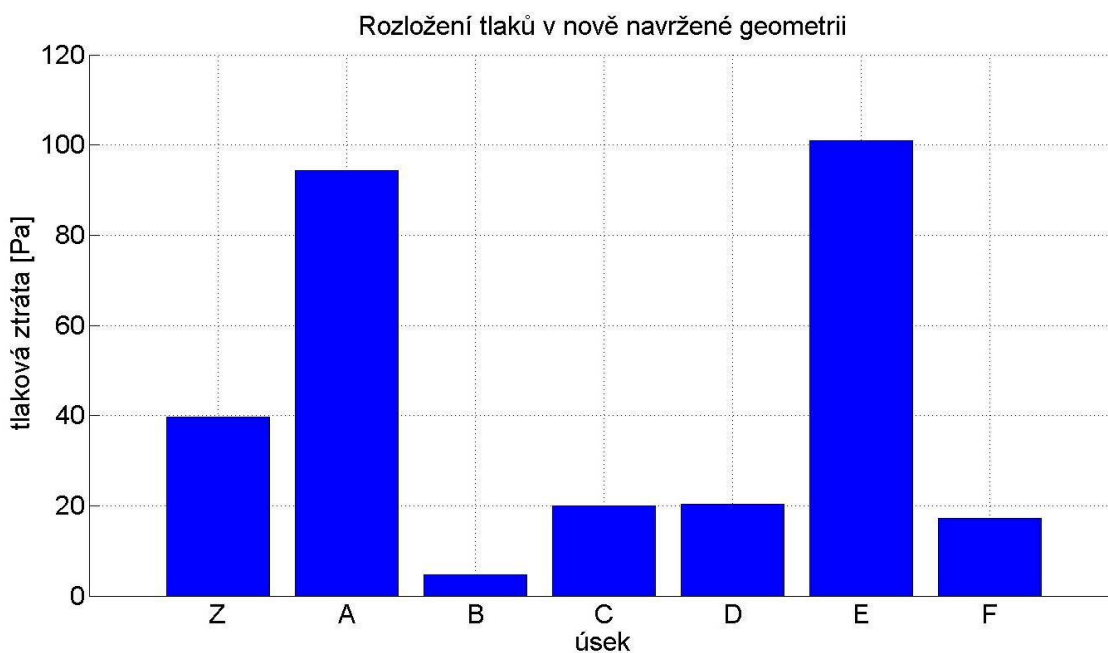
úsek	Z	A	B	C	D	E	F
Δp [Pa]	39,70	94,30	4,64	19,99	20,31	101,01	17,17

Tabulka 4.6 Velikosti tlakových ztrát v jednotlivých úsecích sítě

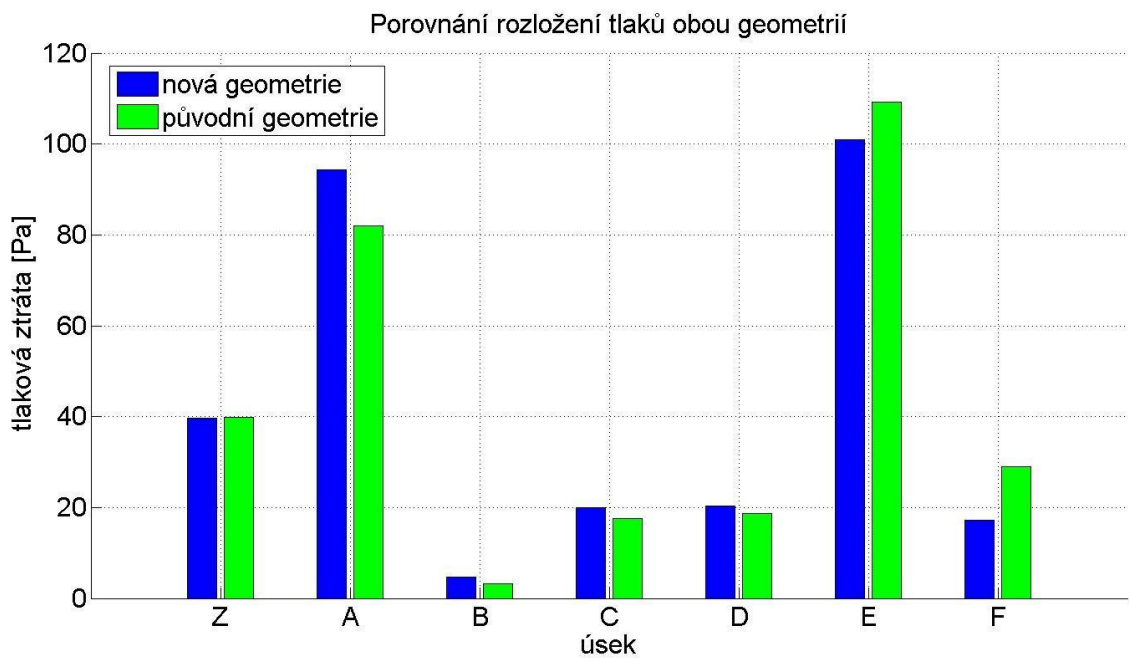
místo	Proud 1	Proud 2	Proud 3
\dot{m} [%]	33,24	33,06	33,70

Tabulka 4.7 Rozložení hmotnostních toků

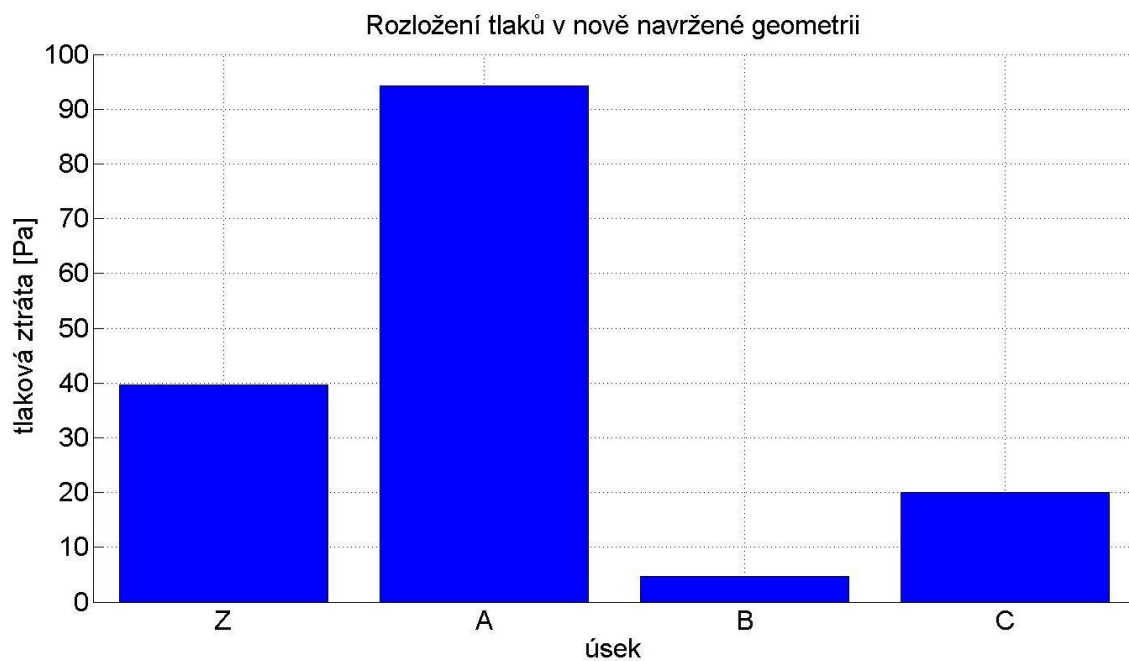
Hodnota tlakového spádu mezi vstupem a výstupem byla nastavena na konstantních 30 Pa, součinitel tření λ pak na hodnotu 0,03 a hustota spalin ρ na 1,12 kg/m³. Z vypočtených hodnot vyplývá, že rozložení hmotnostních toků na výstupech sítě již je rovnoměrné. K odlučovačům střední větve teče 33,7 % spalin, zatímco v boční větvi 33,24 % a 33,06 %, což představuje výrazně lepší rozložení oproti původně dosahovaným hodnotám. Co se týče velikosti rychlostí, dle [13] rychlost proudění nevyčištěných spalin v elektrárně Třebovice dosahuje hodnot 14,68 m/s u nevyčištěných spalin a 14,43 m/s u vyčištěných. Vypočtené hodnoty v tabulce 4.5 těmito hodnotám přibližně odpovídají. Velikost tlakových ztrát v jednotlivých úsecích sítě a proudech dle tabulky 4.6 byla zpracována graficky – viz následující grafy, v nichž jsou hodnoty pro příslušný proud vždy vyneseny v Pa i v %.



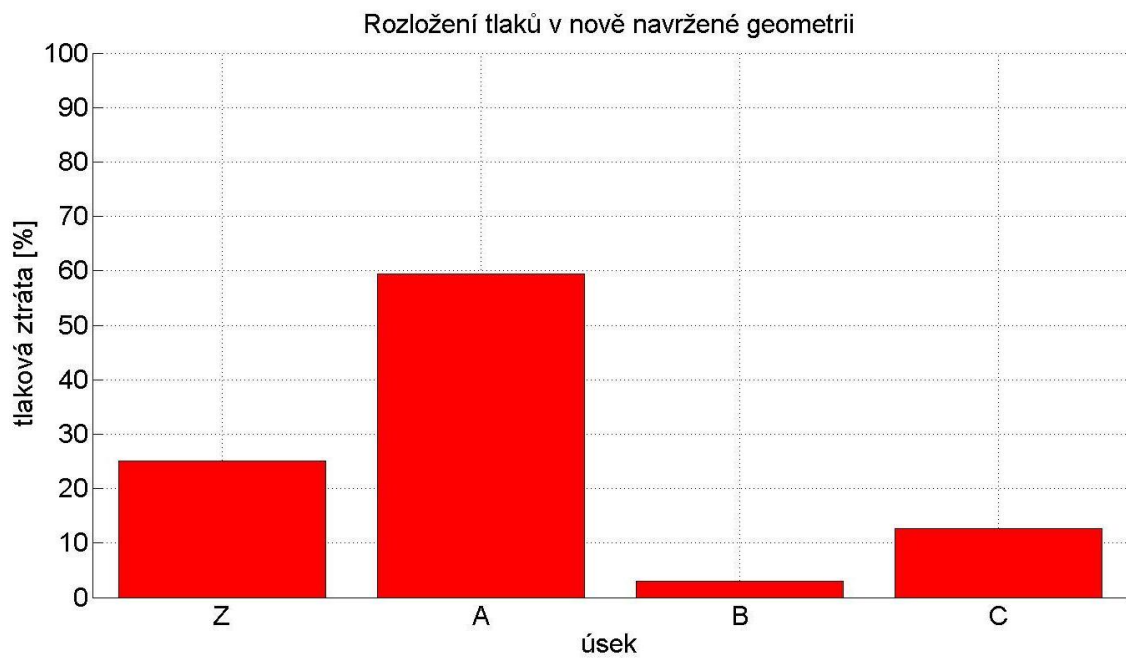
Graf 4.2 Tlakové ztráty v jednotlivých úsecích nově navržené geometrie



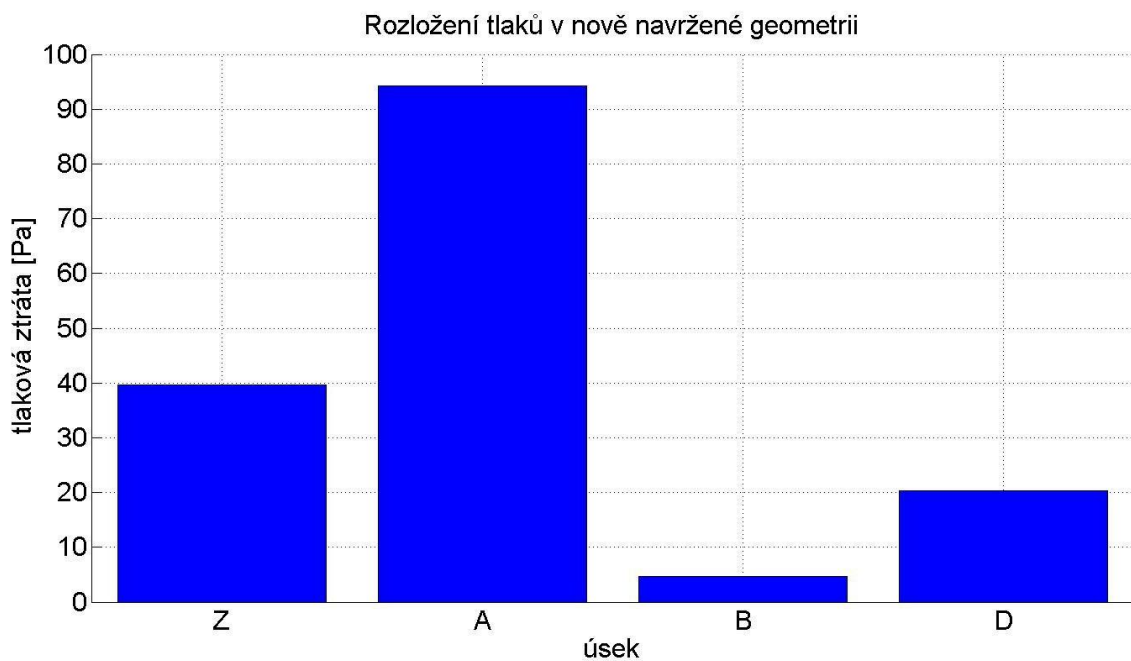
Graf 4.3 Porovnání tlakových ztrát v úsecích výchozí a nově navržené geometrie



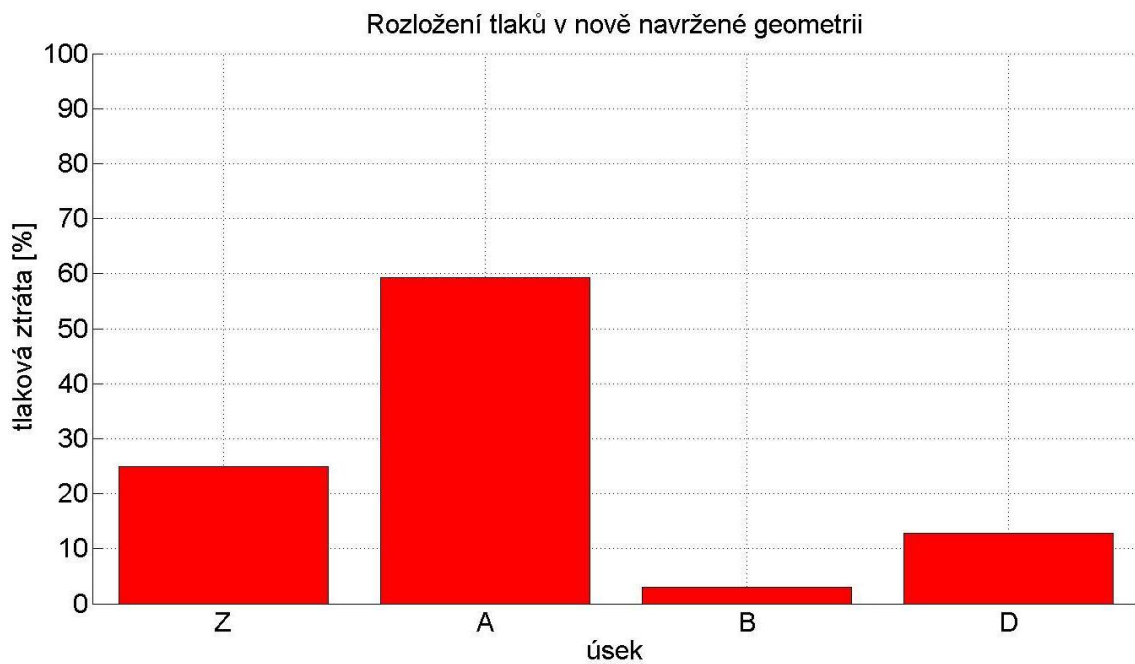
Graf 4.4 Vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 1 nově navržené geometrie



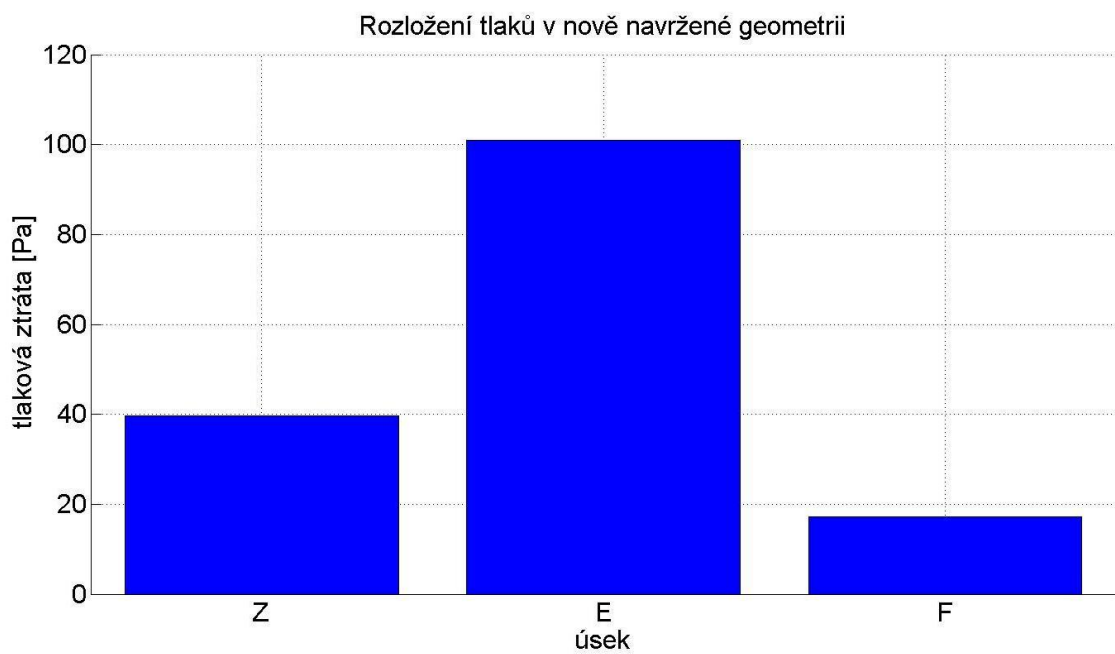
Graf 4.5 Procentuální vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 1 nově navržené geometrie



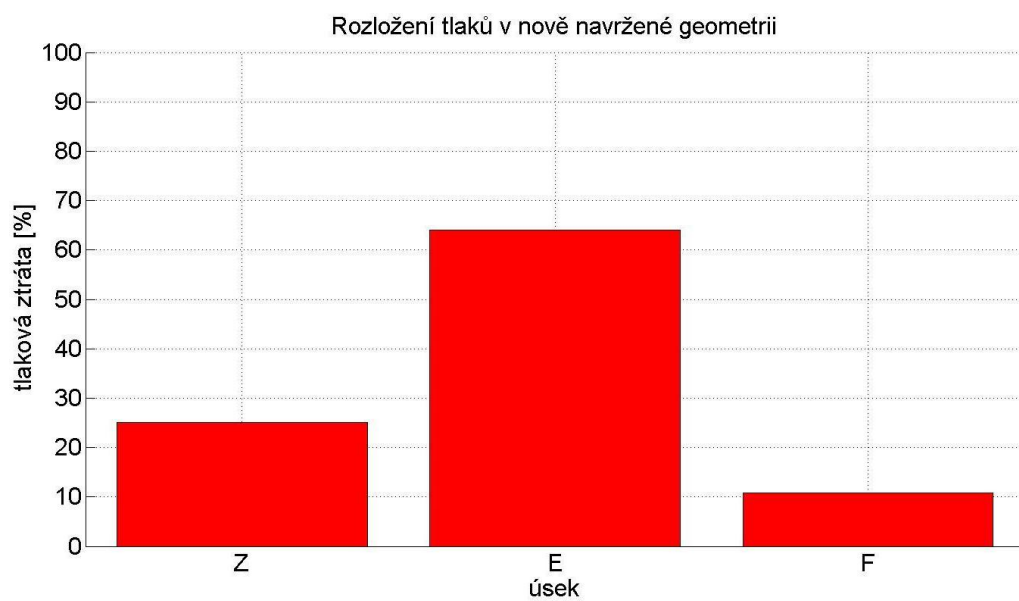
Graf 4.6 Vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 2 nově navržené geometrie



Graf 4.7 Procentuální vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 2 nově navržené geometrie



Graf 4.8 Vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 3 nově navržené geometrie



Graf 4.9 Procentuální vyjádření tlakových ztrát v úsecích Proudů 3 nově navržené geometrie

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo stanovit rozložení hmotnostních toků v předlohové potrubní síti a v případě jejich nerovnoměrného rozložení navrhnout takové úpravy sítě, aby došlo k rozložení rovnoměrnému. Řešení úlohy proběhlo za použití jednoduchého modelu sítě, popsaného příslušnou soustavou rovnic. Ze získaných výsledků vyplynulo, že toky zaujmají nerovnoměrné rozložení, kdy odlučovači střední větve proudí 41,5% spalin, zatímco těmi v krajní větvi 28,82 % a 29,68% spalin. V návaznosti na tuto skutečnost byla navržena nová geometrie sítě a opět sestaven její model, rovněž popsaný soustavou rovnic. Oba použité modely byly popsány totožnými rovnicemi, jež se lišily pouze v hodnotách ztrátových součinitelů, určených z dostupné literatury. Následné řešení ukázalo, že došlo ke zlepšení, co se týče rozdělení hmotnostních toků, neboť bylo dosaženo toho, že odlučovači ve střední větvi proudí 33,7 % spalin a v krajní větvi 33,05 % a 33,25 %. Každý z odlučovačů by tedy nyní měl být zatěžován přibližně stejně. Součástí obou řešení rovněž tvořily výpočty velikostí místních rychlostí a tlakových ztrát. Rychlosti spalin uvnitř sítě přibližně odpovídaly běžně dosahovaným rychlostem uvnitř průmyslových odvodních systémů. Pro oba řešené případy byly velikosti jejich tlakových ztrát v jednotlivých úsecích sítě vyjádřeny také pomocí grafů, z nichž tak lze odečíst, že největší tlakové ztráty v boční větvi způsobuje úsek A, tedy vstupní koleno celé této větve. Předmětem dalšího řešení by tak například mohla být úprava poloměru daného kolene, či změna délky navazujícího rovného úseku B.

..

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka veličiny	Název veličiny	Jednotka
\dot{Q}	<i>objemový tok</i>	m^3/s
p	<i>tlak</i>	Pa
k	<i>tlaková ztráta na jednotku průtoku</i>	$Pa \cdot s/m^3$
n	<i>průtokový exponent</i>	l
ρ	<i>hustota</i>	kg/m^3
g	<i>tíhové zrychlení</i>	m/s^2
h	<i>výška</i>	m
λ	<i>součinitel tření</i>	l
l	<i>délka</i>	m
v	<i>rychlost</i>	m/s
d	<i>průměr</i>	m
S, A	<i>plocha</i>	m^2
O	<i>obvod</i>	m
ξ	<i>ztrátový součinitel</i>	l
e_z	<i>ztrátová měrná energie</i>	J/kg
\dot{m}	<i>hmotnostní průtok</i>	kg/s

Použitá literatura

- [1] HANTA, V. Modelování potrubních sítí. *Humusoft* [online]. 5.6.2007 [vid. 2015-04-13].
Dostupné z:
http://www2.humusoft.cz/www/akce/witkonf07/prispevky/Hanta_doc.pdf
- [2] BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Návody do cvičení "Čerpací technika a potrubí"* [online]. VŠB-TU Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-2205-1 [vid. 2015-04-18].
Dostupné z:
www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf
- [3] CROWE, C. T., ELGER, D. F., ROBERTSON, J.A.. *Engineering Fluid Mechanics*. Wiley, 2006. ISBN 0470086394.
- [4] *Network calculations* [online]. TUDelft. [vid. 2015-05-12]. Dostupné z:
ocw.tudelft.nl/fileadmin/ocw/courses/PumpingStationsandTransportPipelines/res00032/embedded/network_calculations.pdf
- [5] *Pipesolver* [online]. EasyCFD. [vid. 2015-05-12]. Dostupné z:
www.easycfd.net/pipesolver/
- [6] *Helix delta-Q* [online]. Helix Technologies. [vid. 2015-05-12]. Dostupné z:
www.helixtech.com.au/prod01.htm
- [7] *SimHydraulics* [online]. MathWorks. [vid. 2015-05-12]. Dostupné z:
www.mathworks.com/products/simhydraulics/
- [8] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin* [online]. VŠB-TU Ostrava, 2002. ISBN 80-7078-595-0 [vid. 2015-05-18]. Dostupné z:
www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf
- [9] Schematic diagram of a double spiral flow in a bend: longitudinal section. *Thermopedia* [online]. © 2010-2015 Themopedia. [vid. 2015-05-18]. Dostupné z :
www.thermopedia.com/content/577/?tid=104&sn=1422
- [10] JANNA, W. *Introduction to Fluid Mechanics*. 4th ed. Boca Raton: CRC Press, © 2010. ISBN 978-1-4200-8524-2.

- [11] JEŽEK, J., VÁRADIOVÁ, B., ADAMEC, J. *Mechanika tekutin*. ČVUT, Praha, 2000, 150 s. ISBN 80-01-01615-3.
- [12] IDELCHIK, I. *Handbook of Hydraulic Resistance*. Gosudarstvennoe Energeticheskoe Izdatel'stvo Moskva-Leningrad, 1960. © 1966.
- [13] *Ekologizace kotlů K2, K3, K4 v Elektrárně Třebovice* [online].Technoprojekt [vid. 2015-05-12]. Dostupné z:
www.technoprojekt.cz/ekologizace_trebovice.php