



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**AERODYNAMICKÝ VÝPOČET VZDUCHOVÉ ČÁSTI
PARNÍHO KOTLE**

AERODYNAMIC CALCULATION OF AIR PART OF STEAM BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Libor Kudela

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Libor Kudela**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Aerodynamický výpočet vzduchové části parního kotle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce bude provedení aerodynamického výpočtu sacího vzduchového traktu parního kotle a návrh sacího vzduchového ventilátoru.

Cíle diplomové práce:

Provést rozbor problematiky aerodynamického výpočtu parních kotlů na straně spalovacího vzduchu.
Na základě projekční dokumentace provést stanovení dílčích ztrátových součinitelů jednotlivých komponent sacího traktu.
Provést výpočet sumární tlakové (tahové) ztráty.
Vyspecifikovat komponenty s nejvyšší ztrátou a navrhnout u nich možnosti optimalizace.

Seznam literatury:

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této práce je provést rozbor problematiky aerodynamického výpočtu parních kotlů na straně spalovacího vzduchu. Na základě projekční dokumentace provést stanovení dílčích ztrátových součinitelů jednotlivých komponent sacího traktu. Provést výpočet sumární tlakové (tahové) ztráty. Vyspecifikovat komponenty s nejvyšší ztrátou a navrhnout u nich možnosti optimalizace.

Klíčová slova

Aerodynamický výpočet, spalovací vzduch, sací trakt, tlaková ztráta.

ABSTRACT

The aim of this thesis is to realize analysis of problematics of aerodynamic calculations of steam boilers on the part of combustion air. On the basis of project documentation realize evaluations of sectional dissipation factors of each component of inlet tract. Realize calculation of summary pressure (draft) loss. Specify components with highest loss and propose options of their optimization.

Key words

Aerodynamic calculation, combustion air, inlet tract, pressure loss.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUDELA, L. *Aerodynamický výpočet vzduchové části parního kotle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Aerodynamický výpočet vzduchové části parního kotle** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Bc. Libor Kudela

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Martinu Lisému Ph.D. za cenné rady a připomínky, které také pomohly při vypracování této práce.

podpis

OBSAH

ABSTRAKT.....	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	5
PROHLÁŠENÍ.....	6
PODĚKOVÁNÍ	7
OBSAH	8
ÚVOD.....	9
1 Teoretické podklady pro výpočty tlakových ztrát v systémech s prouděním reálné stlačitelné tekutiny	10
1.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmoty	10
1.2 Energetická rovnice (Bernoulliova rovnice) – zákon zachování energie.....	11
1.3 Definice součinitele tlakových ztrát, celkové tlakové ztráty a jejich přepočty	15
1.4 Určování hodnot součinitelů tlakových ztrát.....	18
1.4.1 Třecí odpory	19
1.4.2 Místní odpory	22
1.5 Určování distribuce statického tlaku v segmentech sítí	22
2 Výpočet tlakových ztrát segmentů sacího vzduchového traktu parního kotle, výpočet sumární tlakové ztráty a návrh sacího vzduchového ventilátoru	26
2.1 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1HLA.....	28
2.2 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1REC	30
2.3 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1	31
2.4 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C2HLA.....	32
2.5 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C a CVENT.....	33
2.6 Stanovení součinitelů segmentů potrubí CREC	34
2.7 Stanovení součinitelů segmentů potrubí CVENT	34
2.8 Optimalizace tlakových reziduí a volba ventilátoru.....	36
3 Výsledky analýzy systému na uvažovaném rozsahu a optimalizace vybraných segmentů myšlené trati.....	41
DISKUSE.....	52
ZÁVĚR	53
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	54
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	55
SEZNAM PŘÍLOH.....	57

ÚVOD

Aerodynamická ztráta vzduchové části parního kotle je klíčovým parametrem pro návrh ventilátoru spalovacího vzduchu. Spalovací vzduch má pak zásadní vliv na stechiometrii v ohništi a ovládání jeho množství je jednou z hlavních možností regulace spalovacího procesu. Odhad závislosti ztrát této trasy v závislosti na různých provozních podmínkách lze provést pomocí výpočetních metod založených na metodě konečných prvků nebo na experimentálně získaných znalostech jednotlivých tvarových součástí systémů a jejich následnou sumací.

První kapitola této práce se zabývá shromážděním základních teoretických poznatků při využití druhého z výše zmíněných přístupů. V tomto ohledu nejvíce slouží kniha uvedená ve zdrojích této práce Handbook of Hydraulic Resistance [1], jenž pojednává o této problematice ve velké šíři. První kapitola je tedy zaměřena na odvození energetických rovnic pro výpočet distribuce tlaku, hustoty, teploty apod. podrobnějším způsobem s uvedením použitých předpokladů. Dále se kapitola zabývá teorií třecích a místních součinitelů ztrát segmentů a systémů.

Druhá kapitola pak pojednává o zpracování konkrétního sacího traktu vzduchu parního kotle. Jako hlavní nástroje budou využity empirické znalosti o segmentech ze zdrojů a příloh této práce a u segmentů, jejichž povaha neumožňuje jejich dohledání v rozumném čase nebo je nelze dohledat vůbec, bude využito Softwaru Solidworks Flow. V zájmu čtenářova zážitku nejsou podrobně vypsány rovnice ztrátových součinitelů jednotlivých segmentů, ale je pouze popsán použitý přístup k jejich stanovení. Detailní hodnoty a použité rovnice jsou znamenány v elektronické příloze hlavního výpočtového souboru. U součástí, které vyžadují zvýšenou pozornost, je úvaha použitá při odhadu jejich ztrátových součinitelů popsána podrobněji. V této kapitole je také popsán postup automatizace výpočtu a je zvolen ventilátor.

Ve třetí kapitole jsou uvedeny některé zásadní výsledky analýz myšleného sacího traktu získané pomocí vytvořeného modelu v grafické podobě a je uvedena možná optimalizace některých významných součástí a to jak z hlediska ztrátového, tak z hlediska formace nepříznivých víření v částech, kde by mohlo dojít k nevhodnému tvaru proudění.

Jako poslední část je diskuze a následně závěr, jenž stručně shrnují získané poznatky.

1 Teoretické podklady pro výpočty tlakových ztrát v systémech s prouděním reálné stlačitelné tekutiny

1.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmoty

Rovnice kontinuity je výsledkem aplikace zákona o zachování hmoty na tekutinu (kapalinu či plyn) pohybující se skrze dokonale těsné potrubí. V obecném případě (viz *Obr 1.1*) tj. pro jakékoliv rozložení rychlostí v průřezu potrubí (kanálu), může být rovnice kontinuity zapsána v následujícím tvaru,

$$\int_{S_0} \rho w \, dS = \int_{S_1} \rho w \, dS$$

(rov. 1.1)

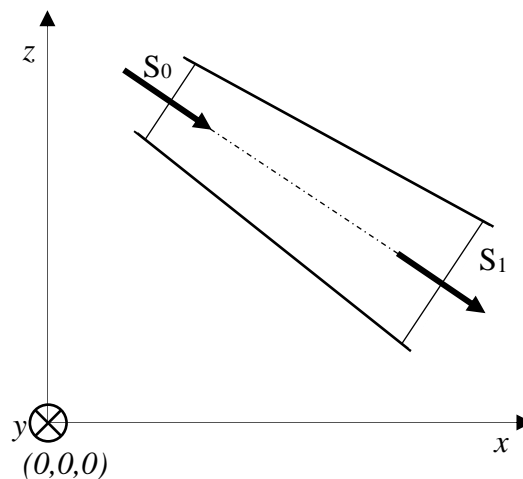
kde

S je plocha v m^2 ;

S_0, S_1 jsou plošné průřezy v sekcích 0 a 1 v m^2 ;

$\rho = f(x, y, z)$ je hustota média v $kg \cdot m^{-3}$;

$w = f(x, y, z)$ je příčná rychlost média v $m \cdot s^{-1}$.



(Obr. 1.1) Obecný segment

Uvažujeme-li konstantní hustotu anebo střední hodnotu tekutiny v průřezech sekcí lze psát,

$$\rho_0 \int_{S_0} w \, dS = \rho_1 \int_{S_1} w \, dS$$

(rov. 1.2)

kde

ρ_0, ρ_1 jsou střední hustoty tekutiny v průřezu sekcí 0 a 1 v $kg \cdot m^3$.

Uvažujeme-li konstantní velikost anebo střední velikost příčné rychlosti v průřezích sekcí lze psát,

$$\rho_0 w_0 S_0 = \rho_1 w_1 S_1 = Q_0 \rho_0 = Q_1 \rho_1 = \dot{m} \quad (\text{rov. 1.3})$$

kde

w_0, w_1 jsou střední rychlosti tekutiny v průřezu sekcí 0 a 1 v $m \cdot s^{-1}$;

\dot{m} je hmotnostní průtok daným segmentem v $kg \cdot s^{-1}$;

Q_0, Q_1 jsou objemové průtoky v průřezu sekcí 0 a 1 v $m^3 \cdot s^{-1}$.

1.2 Energetická rovnice (Bernoulliova rovnice) – zákon zachování energie

Dle zákona o zachování energie pro tekutinu pohybující se skrze ideální potrubí či kanál (beze ztrát), energie proudu tekutiny protékající skrze sekci 0 za jednotku času je rovna energii proudu tekutiny protékající skrze sekci 1 za jednotku času. (viz Obr 1.1)

V obecném případě tj. jak pro nestlačitelnou (kapalinu) tak pro stlačitelnou (plyn) tekutinu s nerovnoměrným rozložením příčné rychlosti a distribuce tlaku, kdy nedochází k přestupu tepla a práci na hřídeli podél daného segmentu, vzniká následující forma energetické rovnice,

$$\int_{S_0} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS = \int_{S_1} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS \quad (\text{rov. 1.4})$$

kde

$p = f(x, y, z)$ je statický tlak (absolutní) v Pa;

g je gravitační zrychlení v $m \cdot s^{-2}$;

z je geometrická výška v m;

$U = f(x, y, z)$ je vnitřní energie média v $J \cdot kg^{-1}$.

Uvažujeme-li případ se ztrátami podél daného segmentu, tedy s přeměnou mechanické energie (disipací) v teplo, vzniká v rovnici 1.4 nerovnost

$$\int_{S_0} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS \neq \int_{S_1} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS$$

a lze následujícím způsobem vyjádřit hodnotu mechanické energie transformované v teplo za jednotku času,

$$\int_{S_0} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS - \int_{S_1} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS = \Delta N_{tot} \quad (\text{rov. 1.5})$$

kde

ΔN_{tot} je množství mechanické energie disipované v teplo za jednotku času v $J \cdot s^{-1}$ (W).

Po vydělení rovnice 1.5 hmotnostním průtokem obdržíme,

$$\frac{1}{\dot{m}} \int_{S_0} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS - \frac{1}{\dot{m}} \int_{S_1} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS = \Delta e_{tot} \quad (\text{rov. 1.6})$$

kde

Δe_{tot} je množství měrné mechanické energie disipované v teplo v $J \cdot kg^{-1}$.

Po vydělení rovnice 1.5 objemovým průtokem v sekci 0 nebo vynásobením rovnice 1.6 hustotou v sekci 0 obdržíme,

$$\frac{1}{Q_0} \int_{S_0} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS - \frac{1}{Q_0} \int_{S_1} \left(p + \frac{\rho w^2}{2} + g\rho z + \rho U \right) w dS = \Delta p_{0,tot} \quad (\text{rov. 1.7})$$

kde

$\Delta p_{0,tot}$ je celková tlaková ztráta vzhledem k objemovému průtoku Q_0 v Pa (Je potřeba si dávat pozor na to, že v [1] se při výpočtu Δp_{tot} nerespektuje změna objemového průtoku v sekcích 0 a 1, proto uvedeme vztah pro přepočet $\Delta p_{0,tot}$ na $\Delta p_{1,tot}$ v rovnici 1.19).

Ve většině praktických případů je statický tlak p (absolutní) konstantní v celém průřezu sekce i když je rozložení rychlosti v průřezu sekce silně nerovnoměrné. Změny hustoty v průřezu sekce mohou být zanedbány (pro Machovo číslo $Ma = w/a_1 < 1$, kde a_1 je rychlost zvuku). V takovém případě lze rovnici 1.5 přepsat do tvaru,

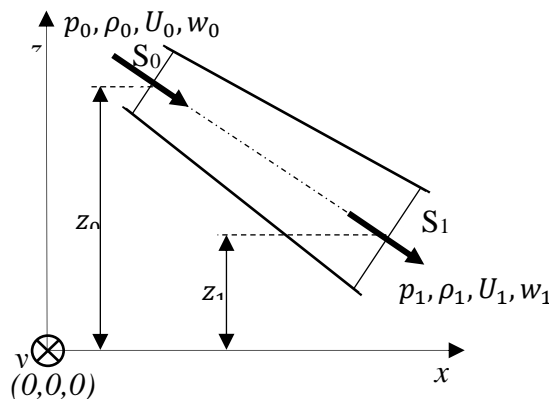
$$(p_0 + g\rho_0 z_0 + \rho_0 U_0) w_0 S_0 + \rho_0 \int_{S_0} \frac{w^3}{2} dS - (p_1 + g\rho_1 z_1 + \rho_1 U_1) w_1 S_1 + \rho_1 \int_{S_1} \frac{w^3}{2} dS = \Delta N_{tot} \quad (\text{rov. 1.8})$$

kde

p_0, p_1 jsou střední statické tlaky (absolutní) tekutiny v průřezu sekcí 0 a 1 v Pa;

z_0, z_1 jsou geometrické výšky os sekcí 0 a 1 v m;

U_0, U_1 jsou střední vnitřní energie tekutiny v průřezu sekcí 0 a 1 v $J \cdot kg^{-1}$ (viz Obr. 1.2).



(Obr. 1.2) Obecný segment se středními hodnotami v

Postulujeme-li vztahy

$$N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} w_0 S_0 = \rho_0 \int_{S_0} \frac{w^3}{2} dS$$

$$N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} w_1 S_1 = \rho_1 \int_{S_1} \frac{w^3}{2} dS$$

a následně vyjádříme N_0 a N_1 ,

$$N_0 = \frac{1}{S_0} \int_{S_0} \left(\frac{w}{w_0} \right)^3 dS \quad (\text{rov. 1.9})$$

$$N_1 = \frac{1}{S_1} \int_{S_1} \left(\frac{w}{w_1} \right)^3 dS \quad (\text{rov. 1.10})$$

můžeme rovnici 1.7 přepsat do následujícího tvaru,

$$\left(p_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} w_0 + g \rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) Q_0 - \left(p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) Q_1 = \Delta N_{tot} \quad (\text{rov. 1.11})$$

kde N_0 a N_1 jsou bezrozměrné koeficienty kinetické energie charakterizující míru nerovnoměrnosti rozložení rychlosti pro sekce 0 a 1 vypočítané dle rovnic 1.9 a 1.10.

Uvažujeme-li rovnoměrné rozložení příčné rychlosti v příslušných sekcích, pak platí, že

$$N_0 = 1, N_1 = 1.$$

Vydělíme-li rovnici 1.11 hmotnostním průtokem, obdržíme

$$\left(p_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} w_0 + g \rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) \frac{Q_0}{\dot{m}} - \left(p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \frac{Q_1}{\dot{m}} = \Delta e_{tot}$$

a po provedení úprav za pomoci rovnice 1.3,

$$\left(p_0 + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} w_0 + g \rho_0 z_0 + \rho_0 U_0 \right) \frac{Q_0}{Q_0 \rho_0} - \left(p_1 + N_1 \frac{\rho_1 w_1^2}{2} + g \rho_1 z_1 + \rho_1 U_1 \right) \frac{Q_1}{Q_1 \rho_1} = \Delta e_{tot}$$

získáme obecnou Bernoulliovu rovnici pro reálnou tekutinu.

$$\left(\frac{p_0}{\rho_0} + N_0 \frac{w_0^2}{2} + g z_0 + U_0 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho_1} + N_1 \frac{w_1^2}{2} + g z_1 + U_1 \right) = \Delta e_{tot} \quad (\text{rov. 1.12})$$

Změna vnitřní energie $U_0 - U_1$ závisí na termodynamickém procesu, jímž tekutina prochází během pohybu segmentem ze sekce 0 do 1. V případě polytropického procesu se parametry tekutiny mění dle,

$$\frac{p_0}{\rho_0^n} = \frac{p_1}{\rho_1^n} = \frac{p_a}{\rho_a^n} = \frac{p}{\rho^n}$$

(rov. 1.13)

kde

n je bezrozměrný polytropický exponent;

p_a je statický atmosférický tlak (absolutní) v Pa;

ρ_a je hustota atmosféry v $kg \cdot m^{-3}$.

Polytropický exponent n může být uvažován konstantní podél toku segmentem a $1 \leq n \leq k$, kde $k = c_p/c_v$ je izoentropický exponent, přičemž c_p je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku a c_v je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu. Obě měrné tepelné kapacity mají jednotku $J \cdot kg^{-1} K^{-1}$.

Na základě zákonů termodynamiky bez přestupu tepla platí ($n = 1,4$),

$$U_1 - U_0 = \int_{p_1}^{p_0} p \, dv$$

(rov. 1.14)

kde

v je měrný objem tekutiny ($v = 1/\rho$) v $m^3 \cdot kg^{-1}$.

Také pak platí

$$\left(U_1 + \frac{p_1}{\rho_1}\right) - \left(U_0 + \frac{p_0}{\rho_0}\right) = - \int_{p_1}^{p_0} \frac{1}{\rho} \, dp$$

jenž lze dále upravit na,

$$U_1 - U_0 = \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} - \int_{p_1}^{p_0} \frac{1}{\rho} \, dp$$

kde pro člen technické práce a_{t01} jenž má jednotku $J \cdot kg^{-1}$ platí

$$a_{t01} = - \int_{p_1}^{p_0} \frac{1}{\rho} \, dp = - \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right)$$

nebo taktéž

$$a_{t01} = - \int_{p_1}^{p_0} \frac{1}{\rho} \, dp = \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

a tudíž vyplývá, že

$$U_0 - U_1 = \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right)$$

(rov. 1.15a)

nebo takéž

$$U_0 - U_1 = \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_0}{\rho_0} - \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

(rov. 1.15b)

Na základě úprav rovnic 1.12, 1.15a a 1.15b lze odvodit

$$g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - N_1 \frac{w_1^2}{2} + \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) = \Delta e_{tot}$$

(rov. 1.16a)

nebo

$$g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - N_1 \frac{w_1^2}{2} - \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \Delta e_{tot}$$

(rov. 1.16b)

čímž se z rovnice 1.12 vyloučí vnitřní energie v sekcích 0 a 1.

1.3 Definice součinitele tlakových ztrát, celkové tlakové ztráty a jejich přepočty

Součinitel odporu proudění tekutiny je definován jako podíl celkové mechanické energie disipované v teplo při pohybu tekutiny segmentem ze sekce 0 do sekce 1 a kinetické energie tekutiny v sekci 0 nebo 1. Dále může být definován jako podíl celkové tlakové ztráty vzhledem k průtoku v sekci 0 nebo 1 (viz rov. 1.7) při pohybu tekutiny segmentem ze sekce 0 do sekce 1 a dynamického tlaku v sekci 0 nebo 1 z čehož vyplývají vztahy

$$\xi_0 = \frac{\Delta N_{tot}}{\dot{m} \frac{w_0^2}{2}} = \frac{\Delta p_{0,tot}}{\rho_0 \frac{w_0^2}{2}}$$

a

$$\xi_1 = \frac{\Delta N_{tot}}{\dot{m} \frac{w_1^2}{2}} = \frac{\Delta p_{1,tot}}{\rho_1 \frac{w_1^2}{2}}$$

(rov. 1.17)

kde

ξ_0, ξ_1 jsou bezrozměrné součinitele odporu vzhledem ke kinetické energii v sekci 0 či 1.

$\Delta p_{0,tot}, \Delta p_{1,tot}$ jsou celkové tlakové ztráty vzhledem k objemovému průtoku v sekci 0 či 1 (Q_0 či Q_1) v Pa.

Na základě úprav rovnic 1.17 lze odvodit následující vztah pro přepočet součinitelů odporů mezi sekcemi.

$$\xi_0 \frac{w_0^2}{2} = \xi_1 \frac{w_1^2}{2}$$

$$\xi_0 = \xi_1 \frac{w_1^2}{w_0^2}$$

(rov. 1.18)

Pomocí rovnic 1.17 a 1.18 lze dále odvodit vztah mezi $\Delta p_{0,tot}$ a $\Delta p_{1,tot}$

$$\xi_0 = \frac{\Delta p_{0,tot}}{\rho_0 \frac{w_0^2}{2}} = \frac{\Delta p_{1,tot}}{\rho_1 \frac{w_1^2}{2}} \frac{w_1^2}{w_0^2}$$

$$\frac{\Delta p_{0,tot}}{\rho_0} = \frac{\Delta p_{1,tot}}{\rho_1}$$

$$\Delta p_{0,tot} = \Delta p_{1,tot} \frac{\rho_0}{\rho_1}$$

(rov. 1.19)

Na základě rovnice 1.18 a principu superpozice můžeme odvodit vztah pro stanovení celkového součinitele ztrát systému například jako

$$\xi_{sys,t} = \sum_i^n \xi_{i,s} \frac{w_{i,s}^2}{w_{sys,t}^2}$$

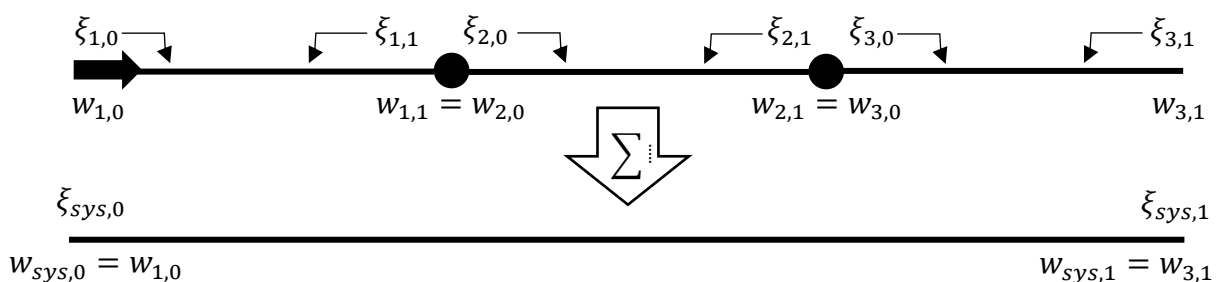
(rov. 1.20)

kde

$\xi_{sys,t}$ je celkový součinitel ztrát systému vzhledem ke kinetické energii sekce t uvažovaného systému (tj. vtok, výtok nebo jiná známá část);

n je počet segmentů;

$\xi_{i,s}$ jsou součinitele ztrát jednotlivých segmentů vzhledem ke kinetickým energiím v sekcích s jednotlivých segmentů (viz Obr. 1.3).



(Obr. 1.3) Princip sumace součinitelů ztrát

Celkovou tlaková ztráta systému lze pak odvodit obdobně,

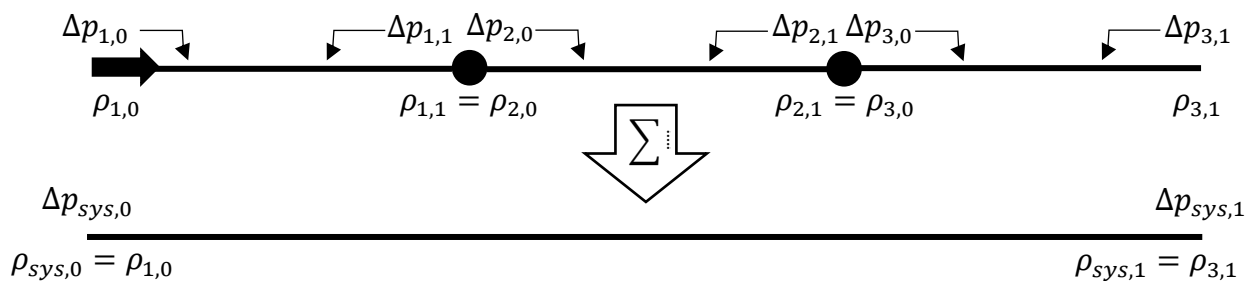
$$\Delta p_{sys,t} = \sum_i^n \Delta p_{i,s} \frac{\rho_{i,s}}{\rho_{sys,t}} \quad (rov. 1.21)$$

kde

$\Delta p_{sys,t}$ je celková tlaková ztráta systému vzhledem k objemovému průtoku sekce t uvažovaného systému (tj. vtok, výtok nebo jiná známá část);

n je počet segmentů;

$\Delta p_{i,s}$ jsou tlakové ztráty jednotlivých segmentů vzhledem k objemovým průtokům v sekcích s jednotlivých segmentů (viz Obr. 1.4).



(Obr. 1.4) Princip sumace tlakových ztrát

Následně je možné vyjádřit vztah pro celkovou tlakovou ztrátu systému jako,

$$\Delta p_{sys,t} = \xi_{sys,t} \frac{\rho_{sys,t} w_{sys,t}^2}{2} \quad (rov. 1.22)$$

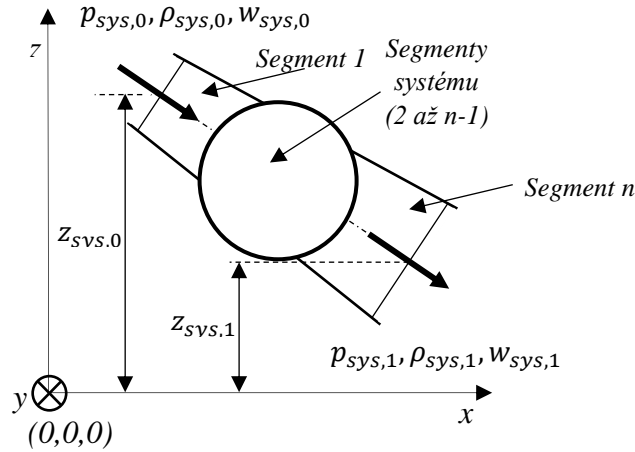
nebo celkový součinitel ztrát systému.

$$\xi_{sys,t} = \frac{\Delta p_{sys,t}}{\rho_{sys,t} \frac{w_{sys,t}^2}{2}} \quad (rov. 1.23)$$

Celkovou tlakovou ztrátu systému lze také odvodit například dosazením do rovnice 1.16a (viz Obr 1.5).

$$g(z_{sys,0} - z_{sys,1}) + N_{sys,0} \frac{w_{sys,0}^2}{2} - N_{sys,1} \frac{w_{sys,1}^2}{2} + \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_{sys,0}}{\rho_{sys,0}} - \frac{p_{sys,1}}{\rho_{sys,1}} \right) = \Delta e_{sys,tot}$$

$$\left[g(z_{sys,0} - z_{sys,1}) + N_{sys,0} \frac{w_{sys,0}^2}{2} - N_{sys,1} \frac{w_{sys,1}^2}{2} + \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_{sys,0}}{\rho_{sys,0}} - \frac{p_{sys,1}}{\rho_{sys,1}} \right) \right] \rho_{sys,t} = \Delta p_{sys,t} \quad (rov. 1.24)$$



(Obr. 1.5) Princip výpočtu celkové tlakové ztráty

1.4 Určování hodnot součinitelů tlakových ztrát

Hydraulické odpory segmentů lze rozdělit na dvě hlavní skupiny a to na odpory třecí (délkové) a odpory místní. Celkový součinitel odporu segmentu je pak součtem výše dvou zmíněných,

$$\xi_{celk,t} = \xi_{fr,t} + \xi_{loc,t}$$

(rov. 1.25)

kde

$\xi_{celk,t}$ je celkový součinitel odporu segmentu vztažený ke kinetické energii v příslušné sekci t tohoto segmentu;

$\xi_{fr,t}$ je třecí (délkový) součinitel odporu segmentu vztažený ke kinetické energii v příslušné sekci t tohoto segmentu;

$\xi_{loc,t}$ je místní součinitel odporu segmentu vztažený ke kinetické energii v příslušné sekci t tohoto segmentu.

Obdobným způsobem lze uskutečnit součet i pro tlakové ztráty způsobené třecími a místními odpory,

$$\Delta p_{celk,t} = \Delta p_{fr,t} + \Delta p_{loc,t}$$

(rov. 1.26)

kde

Δp_{celk} je celková tlaková ztráta segmentu vztažená k objemovému průtoku v příslušné sekci t tohoto segmentu;

Δp_{fr} je tlaková ztráta způsobená třecím odporem segmentu vztažená k objemovému průtoku v příslušné sekci t tohoto segmentu;

Δp_{loc} je tlaková ztráta způsobená místními odporem segmentu vztažená k objemovému průtoku v příslušné sekci t tohoto segmentu.

1.4.1 Třecí odpory

Třecí odpory jsou důsledkem přítomnosti viskosity reálné tekutiny při jejím pohybu potrubím a jsou způsobeny předáváním hybnosti mezi jednotlivými molekulami proudění a mezi jednotlivými částicemi sousedních vrstev pohybujícími se různými rychlostmi. Třecí součinitel ztrát lze definovat jako,

$$\xi_{fr,t} = \frac{\lambda_t l}{D_{h,t}} \quad (\text{rov. 1.27})$$

kde

λ_t je faktor hydraulického tření segmentu vzhledem k sekci t;

l je délka segmentu;

$D_{h,t}$ je hydraulický průměr segmentu v sekci t.

Hodnota faktoru λ závisí na několika okolnostech. Jako první lze uvést Reynoldsovo podobnostní číslo,

$$Re_t = \frac{w_t D_{h,t}}{\nu_t} \quad (\text{rov. 1.28})$$

kde

Re_t je bezrozměrné Reynoldsovo podobnostní číslo popisující režim proudění v segmentu v sekci t;

w_t je střední rychlost proudění tekutiny segmentem v sekci t v $m \cdot s^{-1}$;

ν_t je kinematická viskozita tekutiny v segmentu v sekci t $m^2 \cdot s^{-1}$,

Jako druhou okolnost je nutné vzít v úvahu drsnost ohraničujících stěn segmentu tj. průměrnou absolutní výšku nerovností stěn segmentu. Definujme tedy relativní drsnost stěn segmentu jako,

$$\overline{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_{h,t}} \quad (\text{rov. 1.29})$$

kde

$\overline{\Delta}_0$ je bezrozměrná relativní drsnost stěn segmentu;

Δ_0 je průměrná absolutní výška nerovností stěn segmentu v m .

Protože Δ_0 fakticky popisuje odpor proudění neadekvátně, je nutné zavést tzv. ekvivalentní hydraulickou drsnost potrubí Δ , jenž je stanovena experimentálním měřením odporu proudění.

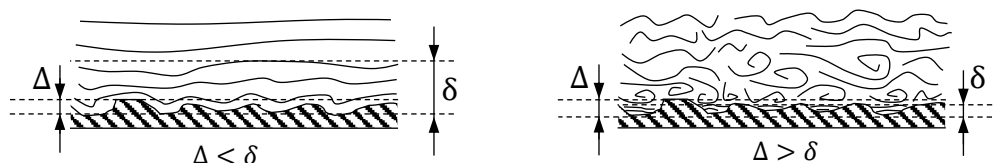
$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_{h,t}}$$

(rov. 1.30)

kde

 $\bar{\Delta}$ je bezrozměrná relativní drsnost stěn segmentu; Δ je ekvivalentní průměrná výška nerovností stěn segmentu v m .

Při nízkých rychlostech proudění hodnota λ klesá s rostoucím Re . Jedná se o pásmo kdy je šířka laminární mezní vrstvy (tekutina lpí na stěnách) větší, než výška nerovností stěn potrubí. Při dále zvyšující se rychlosti, dochází ke snižování výšky laminární mezní vrstvy a to až do okamžiku, kdy je menší než výška nerovností stěn potrubí a hodnota λ (a odpor proudění) se začíná s rostoucím Re zvyšovat, což je způsobeno postupným formováním vírů. Při dalším zvyšování rychlosti se hodnota λ začne ustalovat na konstantní hodnotě. Závislost hodnoty λ na Re a $\bar{\Delta}_0$ naznačuje existenci tří principiálních režimů proudění tekutiny potrubím se stejnoměrnou drsností (viz Obr. 1.6).



(Obr. 1.6) Vizualizace režimů proudění

První z těchto režimů je tzv. laminární režim, jenž nastává přibližně pro $Re < 2000$ a je charakteristický závislostí hodnoty λ pouze na Re .

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

(rov. 1.31)

Druhý režim je tzv. přechodný režim skládající se ze třech podoblastí. První podoblast (kritická) souvisí s přechodem z laminárního proudění do turbulentního proudění ($2000 < Re < 4000$), kde se hodnota λ zvyšuje se zvyšujícím se Re , ačkoliv je stále nezávislá na $\bar{\Delta}_0$. V druhé podoblasti (považováno za turbulentní) se hodnota λ shoduje s Blasiusovou křivkou (viz rov. 1.32) pro hladké potrubí, nicméně je stále nezávislá na $\bar{\Delta}_0$. Velikost podoblasti se zvyšuje se snižující se $\bar{\Delta}_0$.

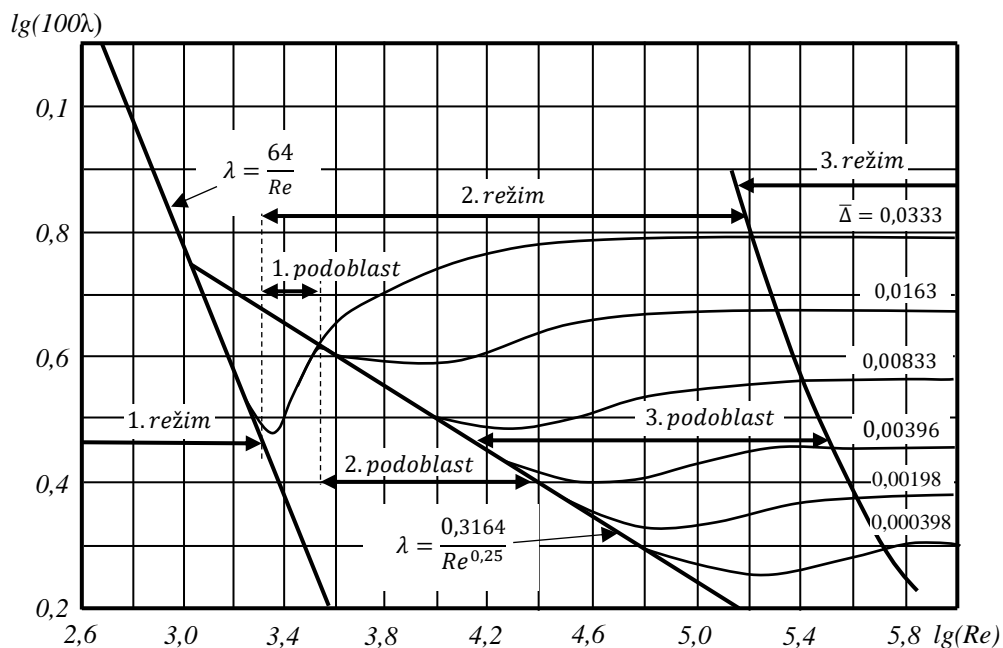
$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}$$

(rov. 1.32)

V třetí podoblasti (již výrazně turbulentní) se hodnoty λ od sebe navzájem oddělují pro různé hodnoty $\bar{\Delta}_0$. Je zde typická rostoucí odchylka.

Třetí režim je tzv. kvadratický režim charakteristický ztrátou závislosti hodnoty λ na Re a tudíž se pro každé $\bar{\Delta}_0$ hodnota λ stává konstantní (již plně rozvinuté turbulentní proudění).

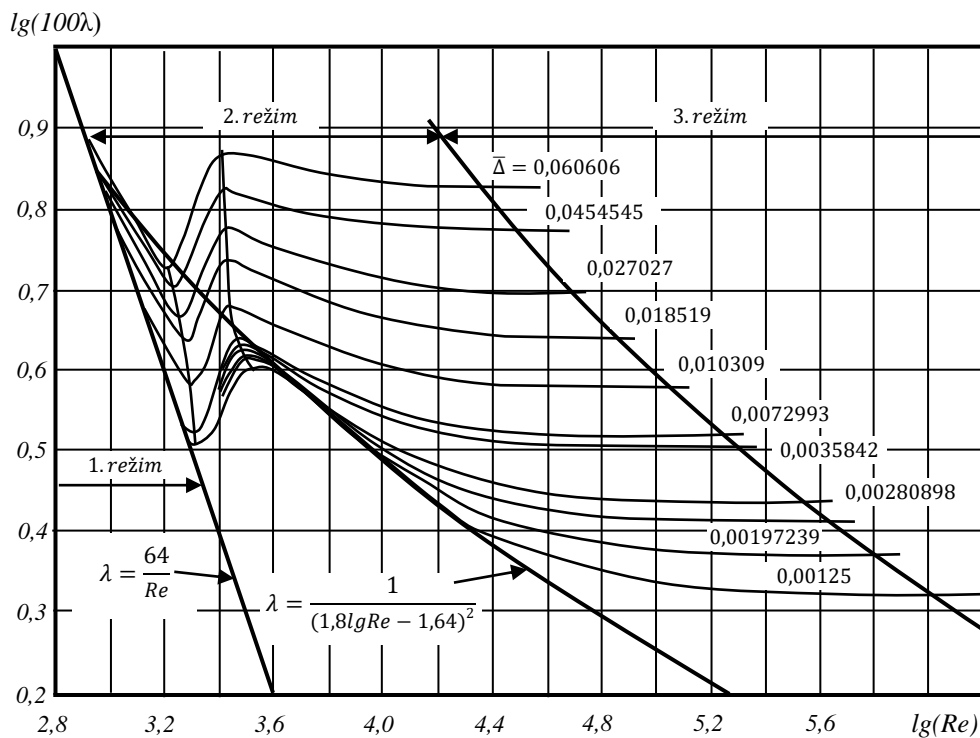
Všechny tyto režimy jsou názorně vyobrazeny na obrázku 1.6.



(Obr. 1.6) Nikuradseho diagram (stejněměrná drsnost) [1]

U potrubí jenž nemají stejnoměrnou drsnost (běžné komerčně vyráběné potrubí), také existují tři výše popsané režimy proudění. Nicméně oproti potrubí se stejnoměrnou drsností je potřeba vzít v úvahu tři následující změny chování závislosti hodnot λ .

Hodnoty λ v přechodném režimu v první podoblasti nejsou jednotné pro různé $\bar{\Delta}_0$. Hodnoty λ v přechodném režimu turbulentního proudění (třetí podoblast) nemají rostoucí odchylku. V tomto případě nastává po vystoupení z druhé podoblasti postupný hladký pokles hodnot λ s rostoucím Re a jejich následné ustálení. (viz. Obr 1.8).



(Obr. 1.6) Moodyho diagram (nestejněměrná drsnost) [1]

Pro komerčně vyráběné potrubí kruhového průřezu (s nestejnou drsností) existuje tzv. Churchillova rovnice [2] (viz rov. 1.33), jež popisuje závislost λ na Re a $\overline{\Delta_0}$ pro všechny tři režimy proudění.

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{rov. 1.33})$$

kde

$$A = \left[-2,457 \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \overline{\Delta_0} \right) \right]^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Takto získané hodnoty λ je nutné opravit v případě potrubí nekruhového průřezu součiniteli k tomu určenými. V této práci se jimi však nebudeme podrobně zabývat, nicméně jsou dostupné v publikacích, jež jsou uvedeny jako zdroje této práce (například [1]).

1.4.2 Místní odpory

Místní odpory jsou způsobeny řadou různých fenoménů přispívající k výměně hybností mezi částicemi proudu a tím zvyšování míry disipace energie. Jsou jimi například:

- lokální narušení proudu,
- separace proudu od stěn potrubí,
- formací vírů a silného turbulentního rozrušení proudu v místech změny konfigurace potrubí, setkání dvou proudů či obtékání překážky (vstup proudu do potrubí, expanze, kontrakce, změna směru proudu, větvení proudu, proudění skrze otvor, mříž nebo ventil, filtraci skrze porézní materiál apod.)

Pro stanovení součinitelů místních ztrát neexistuje jednotná metoda, ale je nutné využít empirických metod odvozených na základě experimentálních měření různých součástí potrubních systémů, jež byly doposud uskutečněny. Protože je množství těchto metod enormní a přesahují rámec teoretické části této práce, nebudeme se jimi podrobně zabývat, nicméně je lze nalézt v publikacích, jež jsou uvedeny jako zdroje této práce společně s teorií k nim vztažené (například [1]).

1.5 Určování distribuce statického tlaku v segmentech sítí

Na základě rovnic 1.16 a 1.17 lze následujícím způsobem odvodit vztah pro stanovení statického tlaku v segmentech sítě.

Vyjádríme-li součinitel místních ztrát pomocí 1.17 v závislosti na Δe_{tot}

$$\xi_1 = \frac{\Delta N_{tot}}{\dot{m} \frac{w_1^2}{2}} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_1^2}{2}}$$

můžeme psát

$$\xi_1 \frac{w_1^2}{2} = \Delta e_{tot}$$

a následně vztah využít v rovnici 1.16.

$$g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - (N_1 + \xi_1) \frac{w_1^2}{2} - \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = 0$$

Provedeme-li postupně úpravy

$$\begin{aligned} g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - (N_1 + \xi_1) \frac{w_1^2}{2} + \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} &= \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \\ \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{n-1}{n} \left(g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{w_0^2}{2} - (N_1 + \xi_1) \frac{w_1^2}{2} \right) &= \frac{p_0}{\rho_0} \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \\ \left[1 + \frac{n-1}{n} \left(\rho_0 g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} - (N_1 + \xi_1) \frac{\rho_0 w_1^2}{2} \right) \frac{1}{p_0} \right]^{\frac{n}{n-1}} &= \frac{p_1}{p_0} \\ \left[p_0^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n-1}{n} \left(\rho_0 g(z_0 - z_1) + N_0 \frac{\rho_0 w_0^2}{2} - (N_1 + \xi_1) \frac{\rho_0 w_1^2}{2} \right) p_0^{-\frac{1}{n}} \right]^{\frac{n}{n-1}} &= p_1 \end{aligned}$$

a přepíšeme rovnici pro obecný případ,

$$\left[p_{i-1}^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n-1}{n} \left(\rho_{i-1} g(z_{i-1} - z_i) + N_{i-1} \frac{\rho_{i-1} w_{i-1}^2}{2} - (N_i + \xi_i) \frac{\rho_{i-1} w_i^2}{2} \right) p_{i-1}^{-\frac{1}{n}} \right]^{\frac{n}{n-1}} = p_i \quad (\text{rov. 1.34})$$

obdržíme rovnici, jež nám umožní výpočet statického tlaku segmentu v sekci i známe-li hodnoty v sekci $i-1$. Postup výpočtu probíhá iteračním způsobem při známých hodnotách p_{i-1} , ρ_{i-1} , z_{i-1} , z_i , N_{i-1} , w_{i-1} , N_i a ξ_i následujícím způsobem.

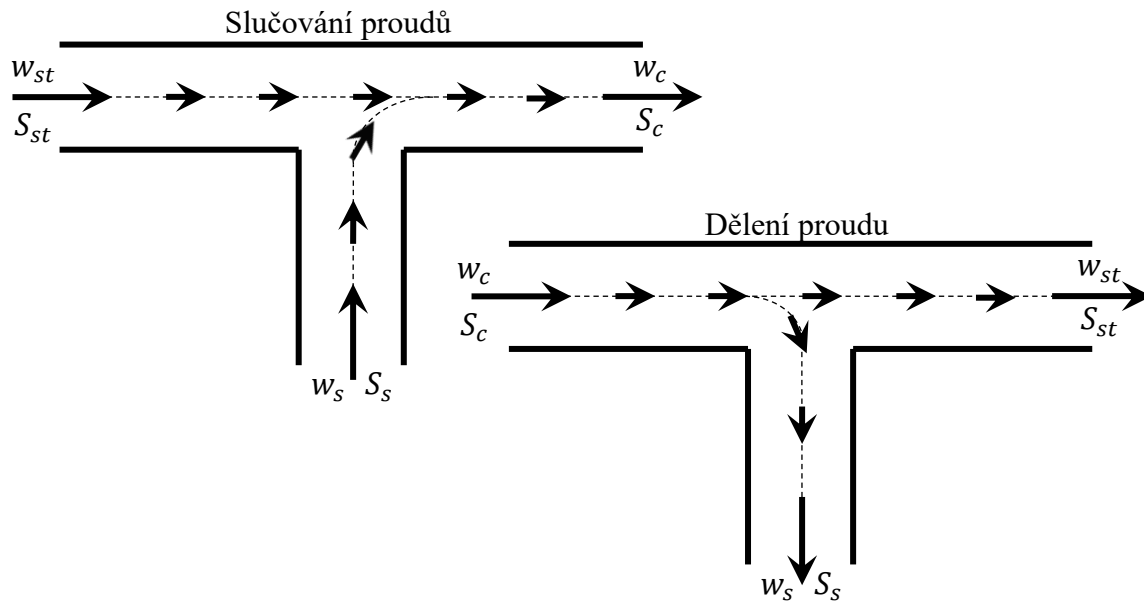
- Zvolíme počáteční hodnotu p_i a pomocí rovnice 1.13 stanovíme hodnotu ρ_i ,
- Následovně použijeme rovnici 1.3 pro stanovení rychlosti w_i ,
- Tuto rychlost dosadíme do rovnice 1.34 společně s ostatními hodnotami
- Získáme novou hodnotu p_i a postup opakujeme od začátku do doby, než je dosaženo uspokojivě malé odchylky dvou po sobě jdoucích p_i .

Rovnici 1.34 lze ještě vydělit atmosférickým tlakem p_a (tato verze je uvedena v [1]).

$$\begin{aligned} &\left[\left(\frac{p_{i-1}}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n-1}{n} \left(\rho_{i-1} g(z_{i-1} - z_i) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + N_{i-1} \frac{\rho_{i-1} w_{i-1}^2}{2} - (N_i + \xi_i) \frac{\rho_{i-1} w_i^2}{2} \right) \left(\frac{p_{i-1}}{p_a} \right)^{-\frac{1}{n}} \frac{1}{p_a} \right]^{\frac{n}{n-1}} = \frac{p_i}{p_a} \end{aligned} \quad (\text{rov. 1.35})$$

Konečné hodnoty p_i , w_i a ρ_i jsou využity jako vstupní hodnoty p_{i-1} , w_{i-1} a ρ_{i-1} pro následující segment.

V případě vyšetřování statických tlaků v okolí uzlů (větvení systému) se součinitelé ztrát stanovují buďto vzhledem ke kinetickým energiím vtoku do segmentu větvení nebo vzhledem ke kinetické energii výtoku ze segmentu větvení (pro slučování i dělení proudů). Jako jednotnou metodiku značení rychlostí a průřezů uijeme indexů dle obrázku 1.7.



(Obr. 1.7) Metodika značení segmentů větvení

Pro případ slučování proudů se tlakové ztráty na trase $st-c$ určují buďto dle vzhledem k rychlosti w_{st} nebo w_c , tedy jako

$$\xi_{i-1} = \xi_{st} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_{st}^2}{2}}; \quad \xi_i = \xi_{st.c} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_c^2}{2}} \quad (rov. 1.36)$$

kde

ξ_{st} je součinitel místního odporu trasy $st-c$ vzhledem k měrné kinetické energii $w_{st}^2/2$;

$\xi_{st.c}$ je součinitel místního odporu trasy $st-c$ vzhledem k měrné kinetické energii $w_c^2/2$,

na základě čehož lze tvrdit.

$$\xi_{st} = \xi_{st.c} \frac{w_c^2}{w_{st}^2} = \frac{\xi_{st.c}}{\left[\left(\frac{Q_{st}}{S_{st}}\right) / \left(\frac{Q_c}{S_c}\right)\right]^2} \quad (rov. 1.37)$$

Obdobně pak trasa $s-c$

$$\xi_{i-1} = \xi_s = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_s^2}{2}}; \quad \xi_i = \xi_{s.c} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_c^2}{2}}$$

(rov. 1.38)

kde

ξ_s je součinitel místního odporu trasy $s-c$ vzhledem k měrné kinetické energii $w_s^2/2$;

$\xi_{s.c}$ je součinitel místního odporu trasy $s-c$ vzhledem k měrné kinetické energii $w_c^2/2$

a tedy lze opět psát.

$$\xi_s = \xi_{s.c} \frac{w_c^2}{w_s^2} = \frac{\xi_{s.c}}{\left[\left(\frac{Q_s}{S_s}\right) / \left(\frac{Q_c}{S_c}\right)\right]^2}$$

(rov. 1.39)

Při použití rovnice 1.34 (nebo 1.35) pro výpočet statických tlaků na konci tras $st-c$ a $s-c$, je absolutně vzatý rozdíl těchto dvou tlaků předmětem optimalizace (minimalizace) za pomoci změn průtoků v těchto trasách! Hodnotu tohoto rozdílu můžeme nazvat tlakovým reziduem.

Pro případ rozdělení proudu se tlakové ztráty na trase $c-st$ určují obdobně buďto dle vzhledem ke kinetické energii w_c nebo w_{st} a tlakové ztráty na trase $c-s$ vzhledem k rychlosti w_c nebo w_s .

$$\xi_{i-1} = \xi_{st.c} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_c^2}{2}}; \quad \xi_i = \xi_{st} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_{st}^2}{2}};$$

(rov. 1.40)

$$\xi_{st} = \xi_{st.c} \frac{w_c^2}{w_{st}^2} = \frac{\xi_{st.c}}{\left[\left(\frac{Q_{st}}{S_{st}}\right) / \left(\frac{Q_c}{S_c}\right)\right]^2}$$

(rov. 1.41)

$$\xi_{i-1} = \xi_{s.c} = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_c^2}{2}}; \quad \xi_i = \xi_s = \frac{\Delta e_{tot}}{\frac{w_s^2}{2}};$$

(rov. 1.42)

$$\xi_s = \xi_{s.c} \frac{w_c^2}{w_s^2} = \frac{\xi_{s.c}}{\left[\left(\frac{Q_s}{S_s}\right) / \left(\frac{Q_c}{S_c}\right)\right]^2}$$

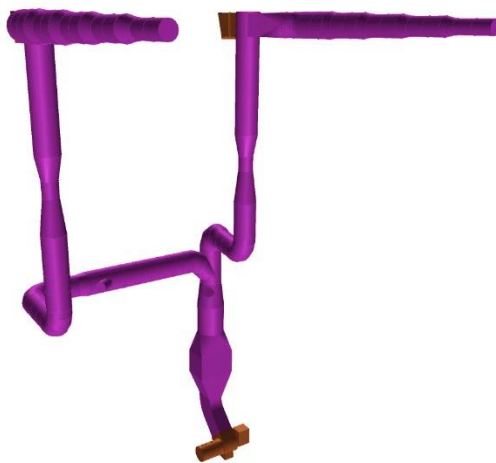
(rov. 1.43)

Při dělení či slučování proudů s více než dvěma větvemi je princip obdobný, pouze navíc označíme součinitele ztrát indexy určující jejich příslušnost k větvím. Důležité je zmínit, že součinitele tlakových ztrát segmentů větvení mohou dosahovat záporných hodnot, což je způsobeno strháváním proudů navzájem (alespoň jeden je vždy kladný).

2 Výpočet tlakových ztrát segmentů sacího vzduchového traktu parního kotle, výpočet sumární tlakové ztráty a návrh sacího vzduchového ventilátoru

Jako podklady výpočtu tlakových ztrát segmentů uvažovaného sacího traktu (viz Obr. 2.1) posloužila výkresová dokumentace a provozní stavy uvedené v tabulce 2.1. Výpočet provedeme v MS Excel a to jako matematický model celého systému s ovládáním okrajových podmínek, jimiž budou atmosférické okolnosti v nulové nadmořské výšce, nastavení ovládacích komponent systému a požadovaný hmotnostní průtok vzduchu do kotle. Toto nám umožní zkoumat závislosti provozních stavů a sumární tlakové ztráty.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, autor se domnívá, že v zájmu přehlednosti není vhodné zabývat se všemi proměnnými modelu do detailu v této části práce. Odůvodnění takového kroku může být fakt, že proměnných je okolo 4000 a jejich hodnoty jsou v mnoha případech odvozeny značně rozsáhlými rovnicemi či interpolacemi z tabulek. Navíc jsou jejich hodnoty závislé na příslušném provozním stavu neboť má velké množství součinitelů závislost na objemovém průtoku. Autor se tedy domnívá, že s ním bude čtenář této práce souhlasit, když bude tvrdit, že podrobný popis stanovení všech součinitelů i v případě jedné varianty provozního stavu, by měl za následek překročení rozumného rozsahu textové části práce. Stanovení a původ všech potřebných součinitelů raději uvedeme v elektronické příloze samotného výpočtu spolu s odkazy, komentáři a přehledným popisem jednotlivých proměnných výpočtu. Konkrétněji budou uvedeny pouze problematické segmenty a pouze obecný popis přístupu, který je proveden ve výše zmíněné příloze. Pro optimalizaci vytvořeného sešitu použijeme rozšíření Excelu tzv. Solver. Slovní popis postupu je uveden v takovém pořadí, aby korespondoval s elektronickou přílohou.

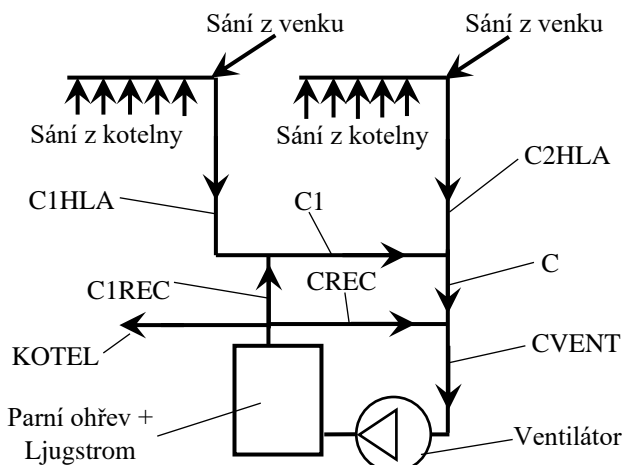


(Obr. 2.1) Uvažovaný sací trakt

<i>Provozní bod</i>	<i>[%]</i>	<i>Maximální zatížení</i>	<i>Jmenovitého zatížení</i>	<i>50 % jmenovitého zatížení</i>
<i>Hmotnostní průtok</i>	<i>[kg/s]</i>	238,5	233.9	115,6
<i>Atmosférický tlak v 0m</i>	<i>[Pa]</i>	98059	98059	98059
<i>Teplota na vstupu</i>	<i>[°C]</i>	40	40	40

(Tab. 2.1) Provozní stavy

Pro snadnější uchopení konceptu uvažovaného sání je vhodné vytvořit jeho zjednodušené schéma a pojmenovat jednotlivé úseky trati (viz Obr. 2.2 a tab. 2.2)



(Obr. 2.2) Zjednodušené schéma uvažovaného sacího traktu

Název úseku trati	Popis úseku trati
C1HLA	Hlavní potrubí kolektoru 1
C2HLA	Hlavní potrubí kolektoru 2
C1REC	Potrubí recirkulačního vzduchu do C1HLA
CREC	Potrubí recirkulačního vzduchu do C
C1	Potrubí kolektoru 1 s recirkulačním vzduchem
C	Potrubí po sloučení potrubí C1HLA a C1 (fiktivní)
CVENT	Potrubí přivádějící vzduch k ventilátoru
KOTEL	Kanál pro přívod vzduchu do kotle

(Tab. 2.2) Slovní popis úseků trati

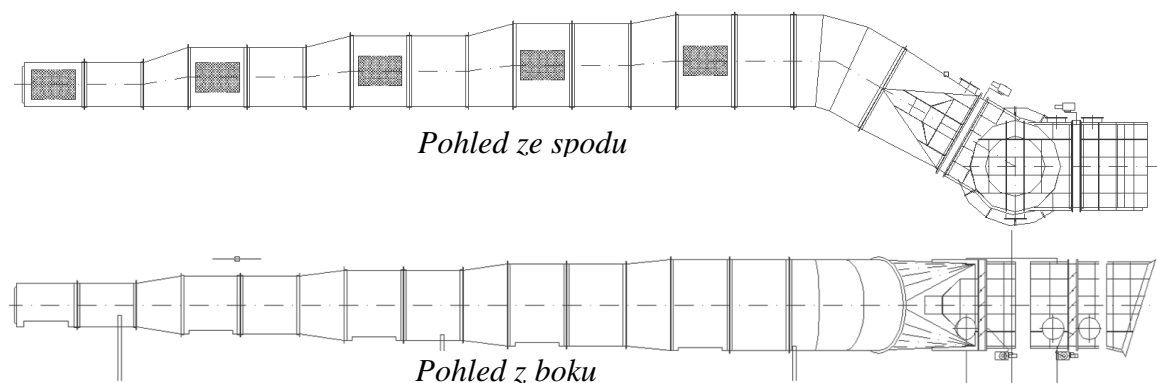
V modelu budeme uvažovat rovnoměrné rozložení rychlosti ve všech sekcích všech segmentů, tedy

$$N_{i-1} = 1, N_i = 1.$$

Místa vstupů vzduchu do systému jsou v různých geometrických výškách, proto je nutné určit okrajové podmínky pro každý vtok zvlášť. Toho může být dosaženo pomocí rovnice 1.34 nebo 1.35, kde hodnoty s indexy $i-1$ a i budeme uvažovat následujícím způsobem.

$p_{i-1} = p_a$; $\rho_{i-1} = \rho_a$; $z_{i-1} = 0$; $w_{i-1} = 0$; $\xi_i = 0$; $w_i = 0$; z_i je geometrická výška jednotlivých vstupů, $n = 1,4$ (adiabatický děj), p_i je tlak na vstupu vzduchu do systému.

2.1 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1HLA



(Obr. 2.3) Kotelní kolektor

Na obrázku 2.3 je detail sací části kolektorů C1HLA. Nejdříve stanovíme místní součinitel ztrát pro první sací otvory potrubí společně s mřížkami a také součinitel třecích ztrát rovných částí mezi postranními otvory.

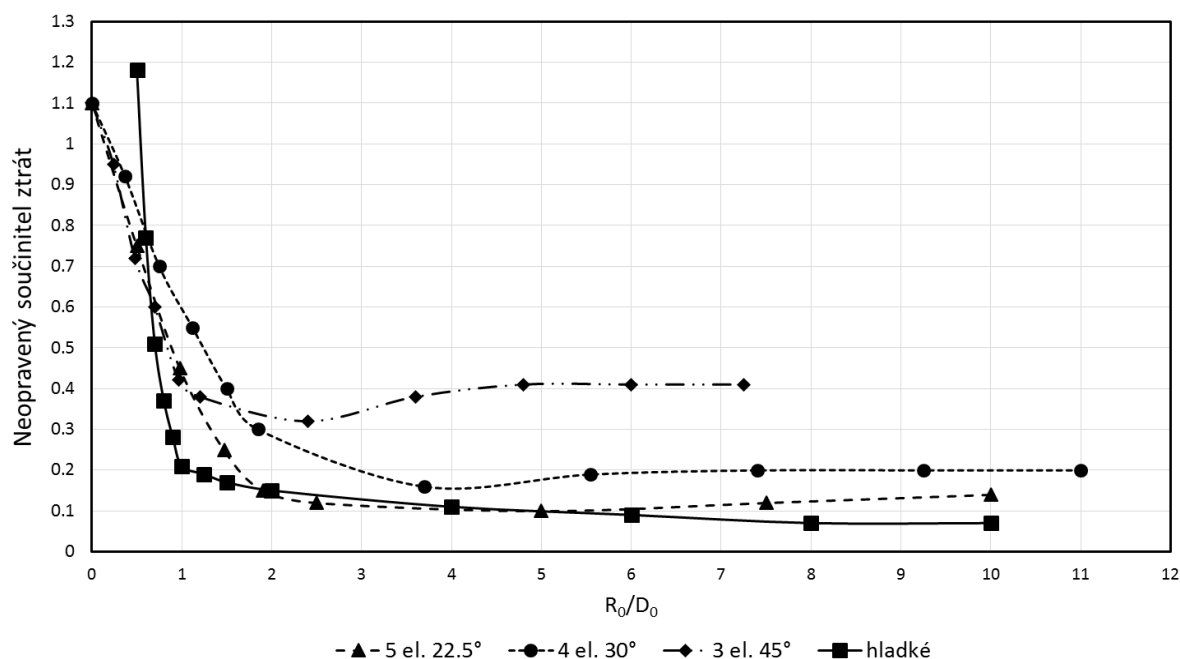
Následně stanovíme ztráty pro konické difuzory. Difuzory jsou excentrické, ale pro výpočet použijeme souměrné jako jejich aproximaci.

Mezi jednotlivými otvory vznikají uzly, v nichž se rozdíl tlaků obou připojených větví stává předmětem optimalizace statických tlaků. Jako důsledek přístupu u stanovení okrajových podmínek na vstupech do potrubí popsaných výše, se po optimalizaci tohoto tlakového rezidua sobě také rovnají hustoty, rychlosti a teploty tekutiny.

Tímto způsobem lze pokračovat až po segment změny směru. Protože je koleno segmentového typu a neobvyklého tvaru, je nutné vyhodnotit vhodnost různých způsobů výpočtu jeho ztrátového součinitele. K dispozici je výpočet pomocí hladkého kolena nebo pomocí kolena segmentového s většími úhly navazujících segmentů. Obecně platí, že čím větší je úhel navázání segmentů kolena, tím větší je výsledný součinitel. V [3] je uvedeno, že pro dostatečně malé úhly navázání je možné počítat segmentová kolena stejně jako kolena hladká, avšak není uvedeno, pro jaký maximální úhel lze této metody využít. Provedeme tedy následující úvahu.

Na obrázku 2.4 lze vidět závislosti neopravených ztrátových součinitelů různých provedení kolena na poměru rádiusu zatočení a průměru potrubí. Se snižujícími se úhly navázání segmentů kolena se hodnoty součinitelů postupně blíží kolenu hladkému. Pro koleno s úhly navázání 22.5° můžeme hovořit o významném přiblížení. Budeme tedy předpokládat, že pro náš případ, tedy úhel navázání 15° , se bude součinitel takového kolena lišit od kolena hladkého nevýznamně. Následně je potřeba započítat vliv Reynoldsova čísla dle [3], ale je nutné rozšířit opravnou funkci pro vyšší hodnoty Re regresí známých hodnot a započítat opravu na úhel zatočení. Do celkové ztráty kolena se také zvlášť započítává součinitel třecích ztrát.

Dále následuje změna tvaru průřezu a uzavírací klapka sání z kotelny, jenž je prvním ovladatelným prvkem modelu. Uzavírání je řadové konstrukce a skládá se z 5 klapek. Slouží pro změny provozních podmínek sacího traktu v zimním a letním období pomocí regulace přítoku z kotelny a z venku.



(Obr. 2.4) Závislost ztrátového součinitele na úhlu navázání segmentů

Součinitel ztrát uzavírací klapky závisí na úhlu uzavření, avšak klapku nelze zcela uzavřít a zapříčinit nulový objemový průtok. V [1] součinitele definovány pouze do úhlu 80° . Prodloužíme-li křivku závislost součinitele ztrát na úhlu uzavření, můžeme aproximovat i ztrátové součinitele na úhlech 80° - 89° (maximálně 89° , protože jinak by klapky kolidovaly).

Následuje přítok do hlavního vedení kolektoru pomocí téčka bez dělicího plechu. Skutečné téčko nemá mezi větvemi přítoku úhel 180° jak je vidět na obrázku 2.3, nicméně je stále symetrické. Budeme tedy předpokládat, že odchylka při jeho aproximaci rovnoramenným symetrickým téčkem nezpůsobí významnou chybu.

Nyní se zaměříme na přítok do kolektoru z venkovní části. Průřez tohoto ústí je čtvercový, vysunutý od zdi kotelny a zkosený. Budeme jej počítat jako nezkosený s délkou vysunutí na ose ústí pomocí vtoku konstantního průřezu vysunutého od zdi. Započteme také třecí ztráty po klapku s přepočtem na čtvercový průřez.

Následuje výpočet regulační klapky objemového průtoku, která je druhým ovládacím prvkem, jenž je proveden totožným způsobem jako u klapky sání z kotelny. Poté vypočítáme přítok do hlavního vedení kolektoru stejným způsobem jako pro výpočet přítoku z kotelny a opět zavedeme tlakové reziduum pro optimalizaci.

Za tímto téčkem následuje dlouhý rovný úsek s naváděcími plechy. Plechy jsou obecně využity pro zrovnoměrnění rychlostí proudu v průřezu sekce segmentu. Budeme je tedy ignorovat s předpokladem, že budou mít tendenci tlakovou ztrátu snižovat. Zbytek rovného úseku budeme počítat pouze s ohledem na třecí ztráty.

Za tímto rovným úsekem se nachází Venturiho dýza (viz obr. 2.1) pro měření průtoku kolektorem. Její ztrátový koeficient je počítán vzhledem k rychlosti v její nejužší části. Toto je způsobeno faktem, že ztrátové součinitele takových segmentů se laboratorním způsobem zjišťují stejným způsobem. Poté přepočteme stavy na výstupní průřez z Venturiho dýzy a to beze ztrát.

Dále můžeme stanovit odhad statického tlaku ve středu Venturiho dýzy pomocí přepočtu dle změny potenciálních tlaků.

Dále následuje rovný úsek pouze s třecími ztrátami. Můžeme si všimnout, že druhý kolektor C2HLA je do určitého okamžiku zcela totožný a tak nebudeme počítat rovný úsek celý, nýbrž pouze do části kde je totožný s kolektorem C2HLA a čehož můžeme využít při jeho výpočtu.

Za tímto úsekem tedy dopočítáme zbytek rovného úseku a přejdeme k výpočtu segmentového kolena. To provedeme pomocí segmentového kolena jako v předcházejícím případě, ale tentokrát jsou k dispozici empirické znalosti přímo související s uvažovaným kolenem. Provedeme opravu na Reynoldsovo číslo stejně jako v předcházejícím případě a stejně tak opravu na úhel zatočení, jenž má hodnotu pro úhel 90° rovnu jedné.

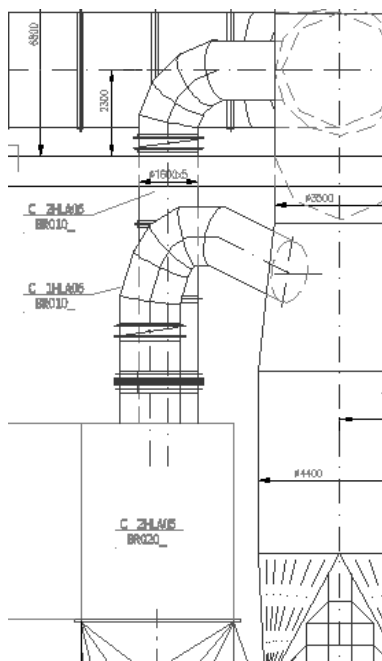
Následuje rovný úsek dále pak stejné segmentové koleno nyní však v horizontální poloze (poloha nemá vliv na ztrátový součinitel) a opět rovný úsek.

V této části je potrubí rozšířeno kvůli vstupu recirkulačního vzduchu z potrubí C1REC. Tento segment vypočítáme pomocí klasického konického difuzoru.

Následuje téčko pro vstup recirkulačního vzduchu z C1REC. Toto je vypočítáno pomocí univerzálních rovnic pro téčka se slučováním dvou proudů, kdy není větev bočního přítoku v pravém úhlu s hlavním vedením a přímá část je konstantního průřezu.

V této části končí námi definovaná část C1HLA.

2.2 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1REC



(Obr. 2.5) Recirkulace uvažovaného systému

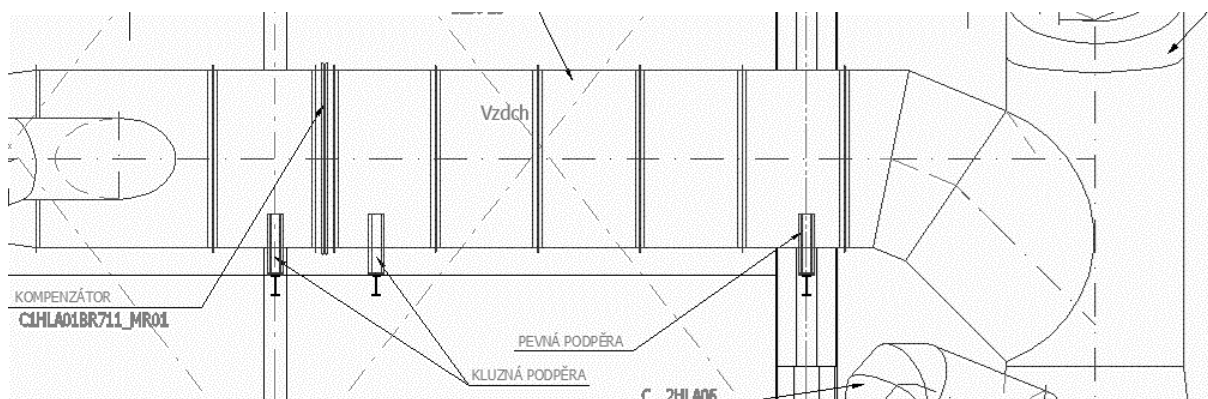
Potrubí C1REC začíná kompenzátorem (vzdálenější část Obr. 2.5). Součinitel místních ztrát kompenzátorů je obecně považován za konstantní za všech podmínek a v našem případě činí 0,05. Statický tlak na vstupu se v tomto případě stává předmětem optimalizace, neboť jeho hodnota závisí na výstupním tlaku z LJ.

Po rovném úseku, jenž následuje za kompenzátozem, se v této části potrubí nachází regulační klapka C1REC. Jako v předcházejícím případě není schopná úplného uzavření potrubí. Hodnoty součinitelů místních ztrát klapky jsou opět definovány pouze do úhlu 80° . Z matematického hlediska by úplné uzavření vyžadovalo součinitel ztrát nekonečné hodnoty. Proto budeme situaci uzavření recirkulace aproximovat následujícím způsobem. Rozšíříme tabulku o jednu hodnotu tak aby při úhlu uzavření 90° dosáhlo množství recirkulovaného vzduchu v potrubí C1 maximálně hodnoty 1%.

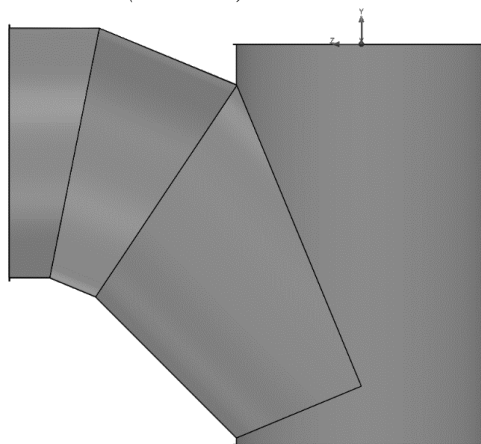
Následuje segmentové koleno, jenž je vypočteno na základě empirických znalostí a opraveno na Reynoldsovo číslo a úhel zatočení (oprava na úhel zatočení při úhlu zatočení 90° nemá na výslednou hodnotu vliv neboť je její hodnota rovna 1).

Jako další segment této části je téčko přítoku do potrubí C1, jenž je vypočteno na základě korespondujícího postupu k přítoku z C1HLA. Zavedeme tlakové reziduum na konci téčka a tím je ukončen výpočet potrubí C1REC.

2.3 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C1



(Obr. 2.6) Potrubí C1



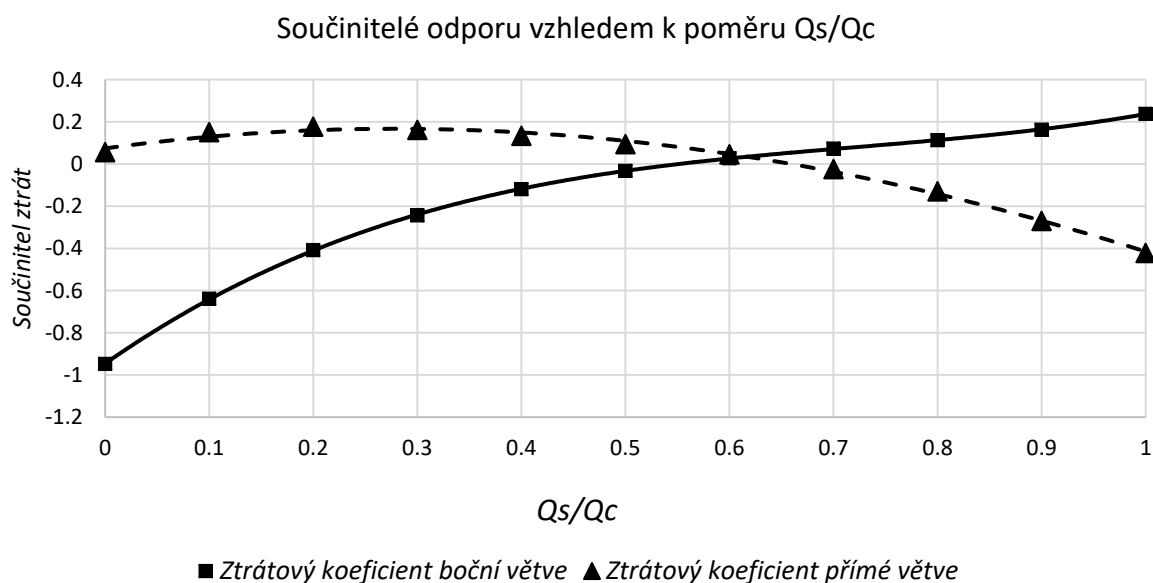
(Obr. 2.7) Model téčka pro sloučení proudů C1 a C2HLA

Jako první za téčkem následuje rovný úsek a poté kompenzátor. Oba segmenty jsou spočteny dříve zmíněnými způsoby a stejně tak následující rovný úsek.

V toto okamžiku přichází na řadu téčko pro sloučení proudů C1 a C2HLA. Jelikož je tento tvarový segment nestandartní a není možné dohledat jeho empirické hodnoty v rozumném čase, musíme přistoupit k metodě konečných prvků. Jak již bylo zmíněno dříve, užijeme k tomuto

účelu Solidworks Flow jenž využívá tzv. k-epsilon model. Vymodelujeme segment (viz obr. 2.7) a pomocí nástrojů Flow Simulation provedeme simulaci následujícím způsobem.

Nastavíme drsnost povrchu na 0,0001 mm, jenž koresponduje se zbytkem sacího traktu a nastavíme adiabatické chování stěn (bez přestupu tepla). Počáteční intenzitu turbulence nastavíme na 100% kvůli známému Reynoldsovu číslu a turbulentní délku si program odhadne sám na základě hydraulického průměru součásti (program si poté sám odvodí hodnoty pro k-epsilon výpočet). Protože jsou součinitelé místních ztrát dle teorie nezávislé na vlastnostech proudící tekutiny, definujeme vlastní fiktivní médium. Jako výchozí médium použijeme vzduch (kvůli viskozitě a jejím vztahu k třecím ztrátám), ale zamezíme změnám měrného objemu. To nám umožní zjednodušit Bernolliovu rovnici na rovnici pro nestlačitelné médium a při vypnuté gravitaci použít pro stanovení ztrátových součinitelů rozdíl totálních tlaků v příslušných sekcích (dle rovnice 1.17). Okrajové podmínky nastavíme jako objemové přítoky na vstupních sekcích a na výstupní sekci nastavíme průměrný statický tlak (na jeho absolutní velikosti nezáleží). Pro stanovení úrovně zasiťování uijeme principu konvergence pro případ $Q_s/Q_c = 0,5$, tedy zvyšujeme úroveň zasiťování do momentu, kdy se dva po sobě jdoucí výsledky od sebe liší nevýznamně. Poté zavedeme parametrickou studii, jenž bude simulovat a zaznamenávat závislosti ztrátových koeficientů (vzhledem k výstupní sekci) na poměru objemového přítoku z boční části. Výsledky lze vidět na obrázku 2.8. Zavedeme tlakové reziduum a tím končí výpočet úseku C1REC.



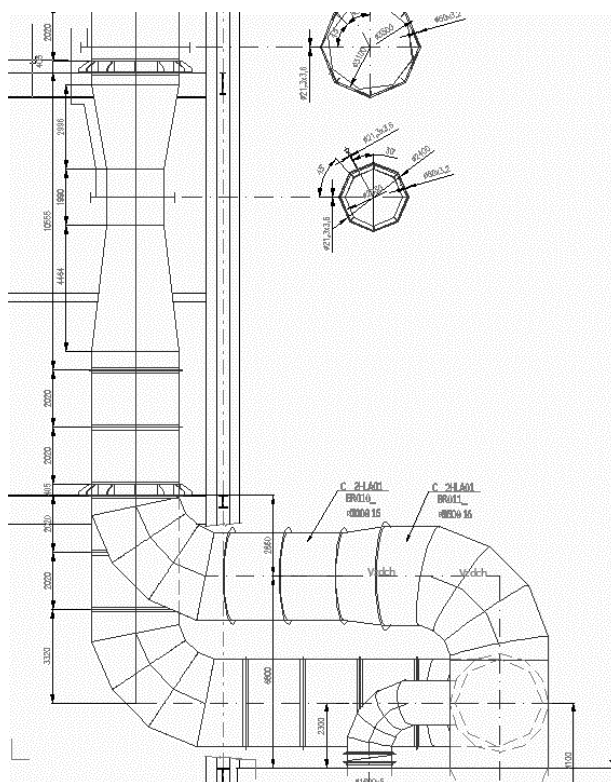
(Obr. 2.8) Závislost součinitelů ztrát na poměru přítoků

2.4 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C2HLA

Využijeme poznatek o podobnosti z podkapitoly 2.1 a zařadíme následující segmenty.

Jako první je stejné segmentové koleno jako v případě C1HLA, za ním následuje rovný úsek, kónický difuzor, opět stejné segmentové koleno a téčko slučování C1 a C2HLA (viz obr. 2.9).

U dvou po sobě jdoucích kolen je nutné započítat jejich vzájemný efekt, což spočívá ve vynásobení obou součinitelů konstantou snižující celkovou tlakovou ztrátu.

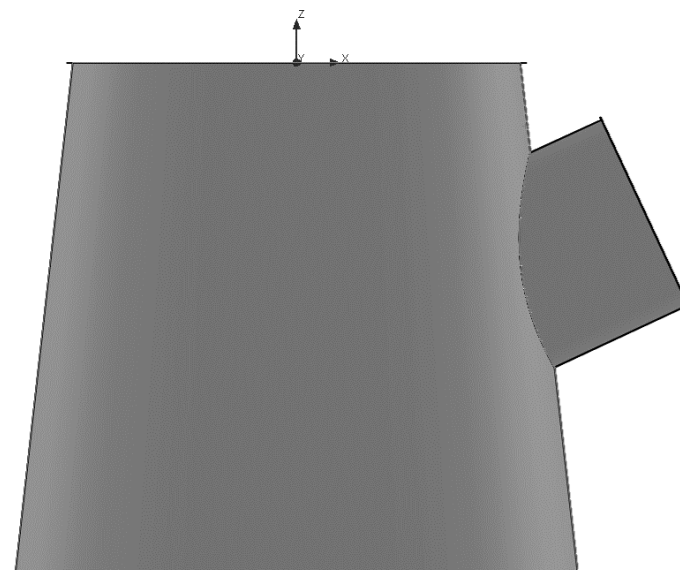


(Obr. 2.9) Svedení kolektoru C2HLA

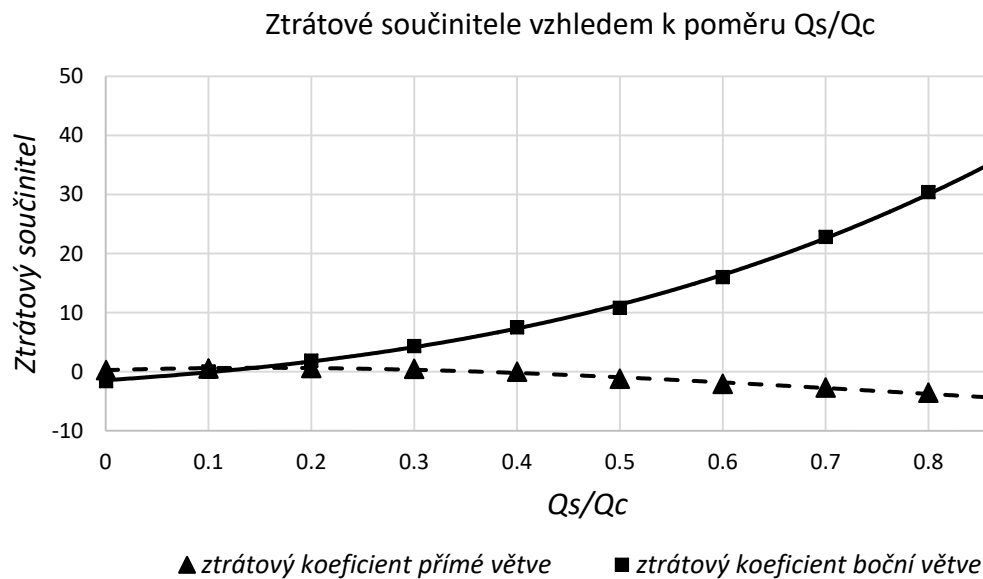
2.5 Stanovení součinitelů segmentů potrubí C a CVENT

Úsek C je pouze fiktivní a slouží jako bod k zaznamenání hodnot v této části.

Potrubí CVENT začíná slučovacím téčkem pro C a CREC. Empirické znalosti tohoto téčka jsou také obtížně dohledatelné. Proto opět použijeme Software Solidworks Flow a to s totožným nastavením jako v předcházejícím případě. Výsledky jsou na obrázku 2.11.



(Obr. 2.10) Model téčka pro přívod recirkulace CREC



(Obr. 2.11) Závislost součinitele ztrát na poměru přítoků

2.6 Stanovení součinitelů segmentů potrubí CREC

První tři segmenty tohoto potrubí jsou z hlediska výpočtu totožné s potrubím C1REC (viz obr. 2.5). Statický tlak na vstupu do kompenzátoru se v tomto případě stává předmětem optimalizace, neboť jeho hodnota závisí na výstupním tlaku z LJ.

Po těchto segmentech následuje segmentové koleno o známých empirických hodnotách ztrátového součinitele. Opravíme jej na úhel a Reynoldsovo číslo.

Dále se zde nachází těčko pro sloučení C a CREC jehož ztrátový součinitel byl stanoven v předcházející podkapitole. Poté zavedeme tlakové reziduum.

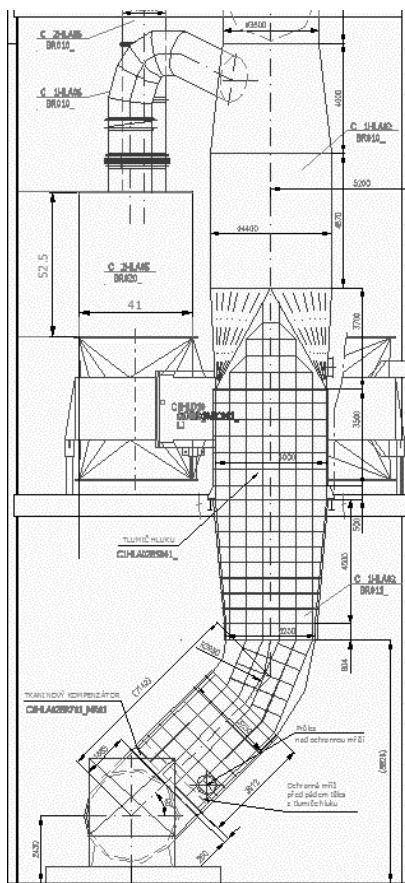
2.7 Stanovení součinitelů segmentů potrubí CVENT

Trasa CVENT (viz obr. 2.12) začíná rovným úsekem, za nímž následuje segment změny průřezu z kruhového na obdélníkový jenž lze stanovit na základě empirických znalostí pro takovéto segmenty (v podstatě se jedná o podobnou problematiku jako u difusorů).

Tlaková ztráta tlumiče hluku je stanovena pomocí hodnoty od výrobce. Je stanovena pro hmotnostní průtok $238,5 \text{ kg/s}$. Pro tuto hodnotu určíme příslušný koeficient ztrát a budeme jej uvažovat konstantní pro ostatní provozní stavy.

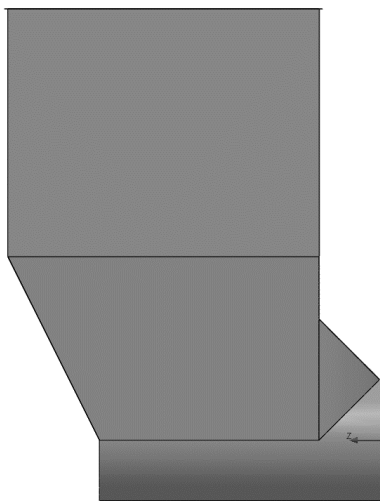
Za tlumičem hluku následuje změna průřezu pomocí zužujícího se segmentu obdélníkového průřezu. Opět lze využít empirických znalostí. Poté započteme rovný úsek, jehož třetí ztráty je nutné opravit na obdélníkový průřez. Dále se zde nachází koleno obdélníkového průřezu, jenž je opět možné vypočítat dle empirických vztahů.

Po započtení dalšího rovného úseku a kompenzátoru přichází na řadu samotný ventilátor. Ten do systému započítáme pomocí záporně vzatého celkového součinitele ztrát systému a tím získáme hodnoty tekutiny na jeho výstupní části. Tímto přístupem dodáme do systému přesně stejné množství energie, jenž je spotřebováno na překonání ztrát.



(Obr. 2.12) Úsek CVENT

Za ventilátorem se nachází konický difuzor, kompenzátor a rovný úsek, jenž vypočítáme již výše zmíněnými způsoby. Nyní se dostáváme k segmentu výtlačku do Ljungströmu (viz obr. 2.12), který obsahuje parní ohřívák spalovacího vzduchu. Samotný tvar výtlačku je opět nemožné dohledat ve smyslu empirického popisu a je tedy nutné ztrátu stanovit na základě Solidworks Flow. Pro tento účel použijeme médium a postup definovaný v dřívějších případech a stanovíme součinitel celkové ztráty vzhledem ke jmenovitému průtoku. Výsledná hodnota součinitele ztrát je 12,6. Parní ohřívák vzduchu vypočítáme jako výměník s žebrovanými trubkami dle [1].



(Obr. 2.12) Model výtlaku do Ljunstromu

Na ústí výtlaku je přes kompenzátor připojen Ljungstrom jehož tlaková ztráta je opět dodána výrobcem pro určitý hmotnostní průtok. Stanovíme v tomto bodě hodnotu součinitele ztrát a budeme ji považovat za konstantní i pro ostatní provozní stavy. Následují odbočky do recirkulací vzduchu, jejichž ztrátové součinitele stanovíme pomocí vtoků do potrubí nainstalovaného u stěny, kolem níž se vyskytuje pohybující se médium. Zbytek vzduchu odchází do systému kotle, jehož ztrátový součinitel je součástí dodané dokumentace.

Celkový princip výpočtu je snáze pochopitelný při zhlédnutí elektronické přílohy výpočtu.

2.8 Optimalizace tlakových reziduí a volba ventilátoru

Protože se bude s modelem experimentovat, je nutné stanovit počáteční podmínky pro spuštění optimalizace, ale nejdříve doplnit rovnice provázání průtoků. Princip odvození těchto vztahů je založen na zákonu zachování hmoty, tedy hmotnostní přítok do uzlů se musí rovnat hmotnostnímu výtoku z uzlů. Některé rovnice jsou pro ukázkou vypsány níže (rov. 2.1). Jejich aplikaci není nutné provést v přítomném tvaru. Je pouze nutno zachovat matematické závislosti mezi jednotlivými členy a to tak, abychom po aplikaci všech omezili počet stupňů volnosti celé úlohy na jeden, tedy pro zadané okrajové podmínky modelu musí existovat právě jedno jeho řešení. Další omezující podmínky vyplývají ze samotných tlakových reziduí.

$$\dot{m}_{C1HLA} + \dot{m}_{C1REC} = \dot{m}_{C1}$$

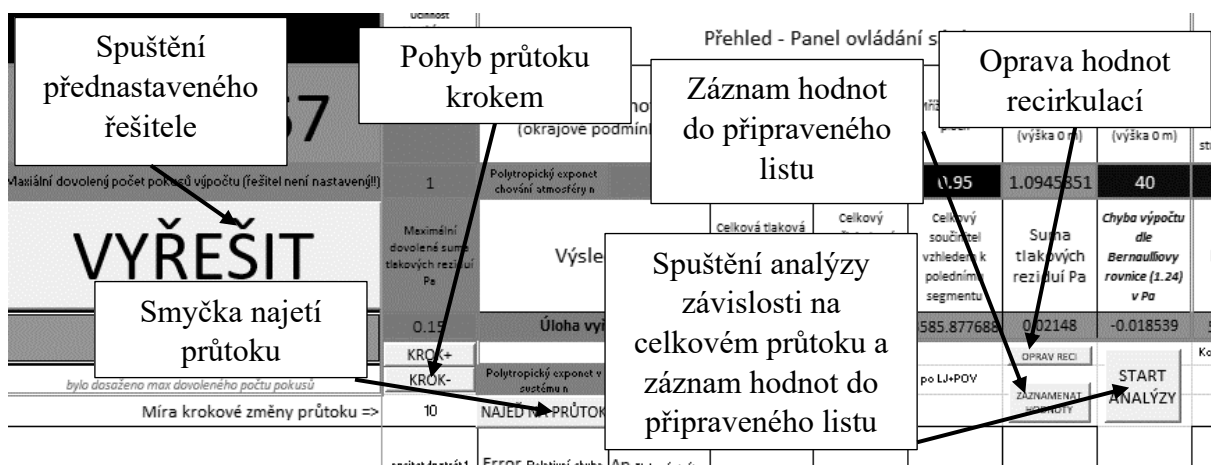
$$\dot{m}_{C2HLA} + \dot{m}_{C1} = \dot{m}_C$$

$$\dot{m}_{CVENT} = \dot{m}_{C1REC} + \dot{m}_{CREC} + \dot{m}_{KOTEL}$$

(rov. 2.1)

Po první úspěšné minimalizaci sumy absolutních tlakových reziduí pod přijatelnou úroveň (0.1 Pa) a tedy vyřešení libovolného provozního bodu zavedeme nástroje pro obratnější manipulaci s celkovým průtokem. Jako první zavedeme nástroj pro přidávání a ubírání hmotnostního průtoku dle nastavitelného kroku (např. po 5 kg/s). Důvod k takovému přístupu spočívá v možnosti odhadu nových počátečních hodnot jednotlivých vstupních průtoků takto nastaveného nového zadání. Změníme-li celkový hmotnostní průtok o daný krok, můžeme spočítat podíl této změny na celkovém průtoku a upravit tak všechny dílčí průtoky o takto získaný podíl. Takto učiněný zásah oproti prostému přepsání vstupní hodnoty celkového průtoku, výrazně snižuje sumu tlakových reziduí nového zadání a umožňuje rychlejší optimalizaci nového řešení. Tento nástroj je spustitelný tlačítky **KROK+** a **KROK-** v ovládacím panelu modelu. Jako další nástroj zavedeme opravu průtoků a vstupních tlaků samotných recirkulací a to tak, že budeme postupně ubírat či přidávat na jejich hodnotách do doby než nalezneme minimum sumy tlakových reziduí, jehož je možné tímto přístupem dosáhnout. Výhoda tohoto nástroje také spočívá v možnosti opravy průtoků a tlaků recirkulací v případě změny nastavení jejich uzavíracích klapek (tímto je možné snížit sumu tlakových reziduí až 20 krát). Tento nástroj je spustitelný tlačítkem **OPRAV RECI** v ovládacím panelu modelu. Samotné spuštění přednastaveného řešitele je možné tlačítkem **VYŘEŠIT**. Na tyto nástroje lze následně navázat algoritmus, jenž je dokáže využívat ve smyčce, dokud není dosaženo požadované hodnoty hmotnostního průtoku trati (tlačítko **NAJEĎ NA PRŮTOK**). Tento algoritmus dokáže před samotným automatickým spuštěním řešitele snížit tlakové reziduum až 100 krát a tak výrazně přiblížit počáteční hodnoty ke globálnímu minimu sumy tlakových reziduí. Takové přiblížení dostatečně maximalizuje pravděpodobnost, že řešitel rychle zkonvertuje pod požadovanou hodnotu sumy tlakových reziduí (na první pokus při

maximálním dovoleném počtu iterací 30). Takto zkombinované přístupy umožňují výrazně rychlejší optimalizaci úloh zadaných do modelu, neboť není nutné pomalé přejíždění mezi provozními body (z hlediska změn průtoků), ale je možný i razantní zásah bez obavy z velkého narušení vhodnosti počátečních hodnot pro řešitele (při velkých prostých změnách by měl model tendenci nekonvergovat kvůli pádu řešitele do lokálního minima ze kterého se sám nevyprostí a je nutný poměrně zdoluhavý zásah uživatele). Následně zavedeme nástroj pro zaznamenání potřebných hodnot spustitelný tlačítkem **ZAZNAMENAT HOHNOTY** (tlakové ztráty různých úseků trati, celkový součinitel ztrát, výkon ventilátoru apod.) na připravený list v modelu. Poté lze zavést nástroj, jenž bude testovat závislosti potřebných hodnot na celkových hmotnostních průtocích přednastavených v záznamovém listu a automaticky zaznamenávat vypočtené hodnoty (tlačítko **START ANALÝZY**). Tento ovládací panel je vyobrazen popsán na obrázku 2.13. Zbytek ovládacího panelu okrajových podmínek je na obrázku 2.14.

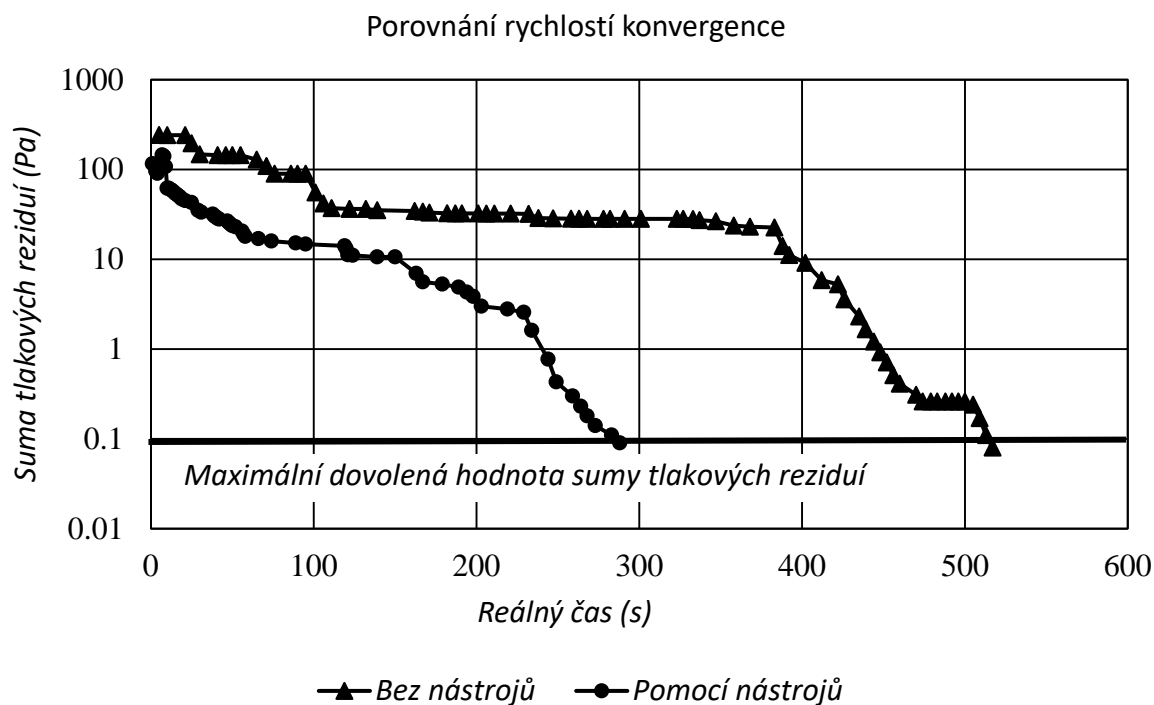


(Obr. 2.13) Ovládací panel matematického modelu

C1HLA (první kolektor)				C2HLA (druhý kolektor)				REC (recirkulace vzduchu)						
Uhel uzavírací klapky sání z kotelny ve stupních 0 - 88	Uhel uzavírací klapky sání z venku ve stupních 0 - 88	Podíl vzduchu z kotelny hm %		Uhel uzavírací klapky sání z kotelny ve stupních 0 - 88	Uhel uzavírací klapky sání z venku ve stupních 0 - 88	Podíl vzduchu z kotelny hm %		Uhel uzavírací klapky do C1REC ve stupních	Uhel uzavírací klapky do C2REC ve stupních	Kontrola hustoty	Kontrola teplot	Kontrola tláky		
0	89	99.990026		0	89	99.990272		90	90	chyba	chyba	OK		
Přítok z kotelny kg/s	Přítok z venku kg/s	Celkový přítok kolektorů	Přítok z venku kg/s	Přítok z kotelny kg/s	Celkový přítok kolektorů	Přítok z venku kg/s	Přítok z kotelny kg/s	Útok recirkulací C kg/s	Celkový recirkulovaný vzduch kg/s	Podíl recirkulovaného vzduchu v CVENT ventilátoru hm %	Hm. Průtok vzduchu v Cvent kg/s			
118.419686	0.0118129	118.431499	97079.5684	96575.1191	115.457268	0.01123315	115.468501	97097.6236	96621.4545	0.8858385	0.90536123	1.791199721	0.75997734	235.6912

(Obr. 2.14) Zbytek ovládacího panelu matematického modelu

Pro ukázkou účinnosti zavedených nástrojů můžeme porovnat oba způsoby nastavování úloh do modelu a to například pro případ přejetí z průtoku 150 kg/s na průtok 140 kg/s při uzavření klapky recirkulací na 30° a maximálního sání z kotelny (viz Obr. 2.15).



(Obr. 2.15) Porovnání rychlosti konvergence při použití/nepoužití vytvořených nástrojů

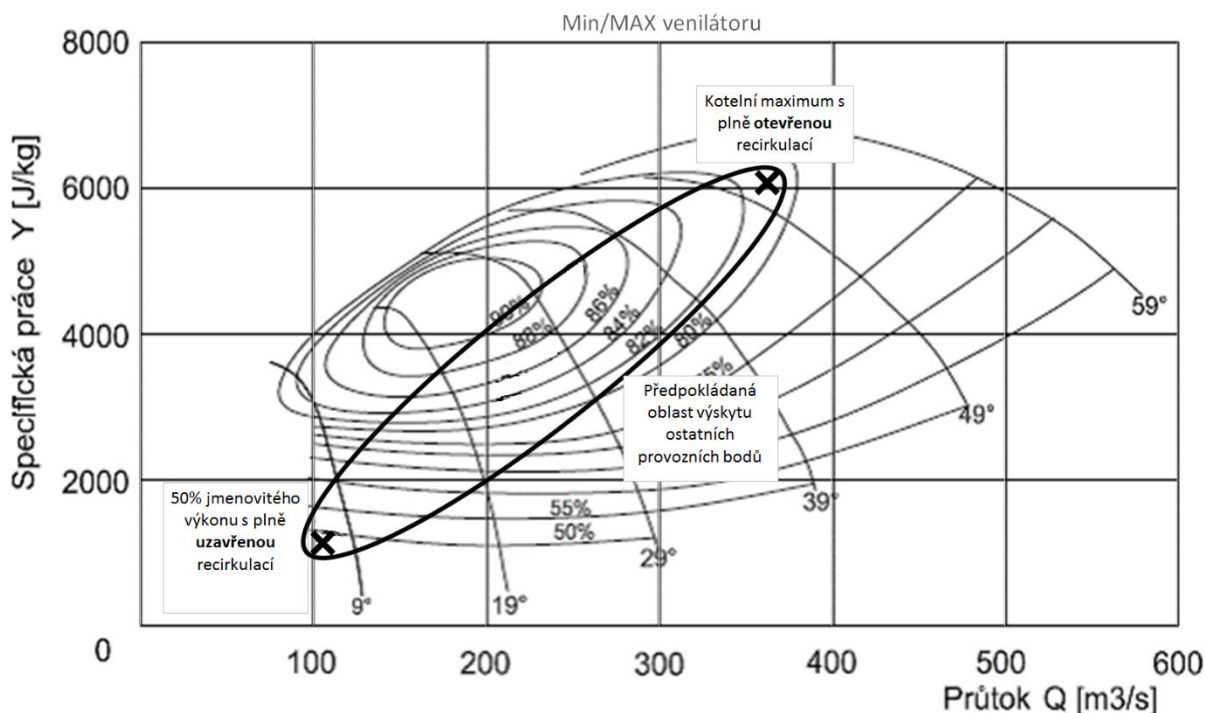
Nyní máme k dispozici celý model sací soustavy. Protože přichází na řadu volba ventilátoru vzduchu, je nutné stanovit interval, na kterém bude vybraný ventilátor pracovat. Toho dosáhneme stanovením okrajových výkonových bodů. Jako první provozní bod (nejnižší parametry pro ventilátor) tohoto intervalu bude stav při 50% výkonu kotle s plně uzavřenou recirkulací vzduchu a sání z kotelný, protože by měl vyžadovat nejnižší výkon. Druhý bod pak bude kotelní maximum při plně otevřené recirkulaci vzduchu a sání z venku, jelikož takový bod teoreticky představuje nejvyšší požadovaný výkon ventilátoru. V obou bodech zaznameneáme objemový průtok za ventilátorem, měrnou dodávanou energii a ztrátu sacího traktu po ventilátoru vzhledem k výstupnímu průtoku posledního segmentu a tedy vstupu do ventilátoru (viz obr. 2.16).

Provozní bod	50% výkonu s uzavřenou recirkulací	Maximální výkon s plně otevřenou recirkulací
Objemový průtok za ventilátorem m^3/s	105.6	362.5
Měrná energie dodávaná ventilátorem do celého vzduchového systému kotle J/kg	1136.6	6065
Tlaková ztráta sání po ventilátor vzhledem k průtoku před ventilátorem Pa	169.9	1388.7

(Obr. 2.15) MIN/MAX pro vzduchový ventilátor

Po stanovení výše zmíněných hodnot můžeme určit předpokládanou oblast, ve které se budou nacházet všechny nebo většina provozních bodů ventilátoru. Dle této oblasti lze zvolit ventilátor vyhovující požadavkům uvažovaného vzduchového systému kotle. V našem případě se zdá, že vyhovuje ventilátor firmy ZVVZ a to model PJB2650, jež pokrývá celou oblast a navíc střední část provozní oblasti leží v prostoru spíše vyšších účinností ventilátoru. Toto je vyobrazeno na

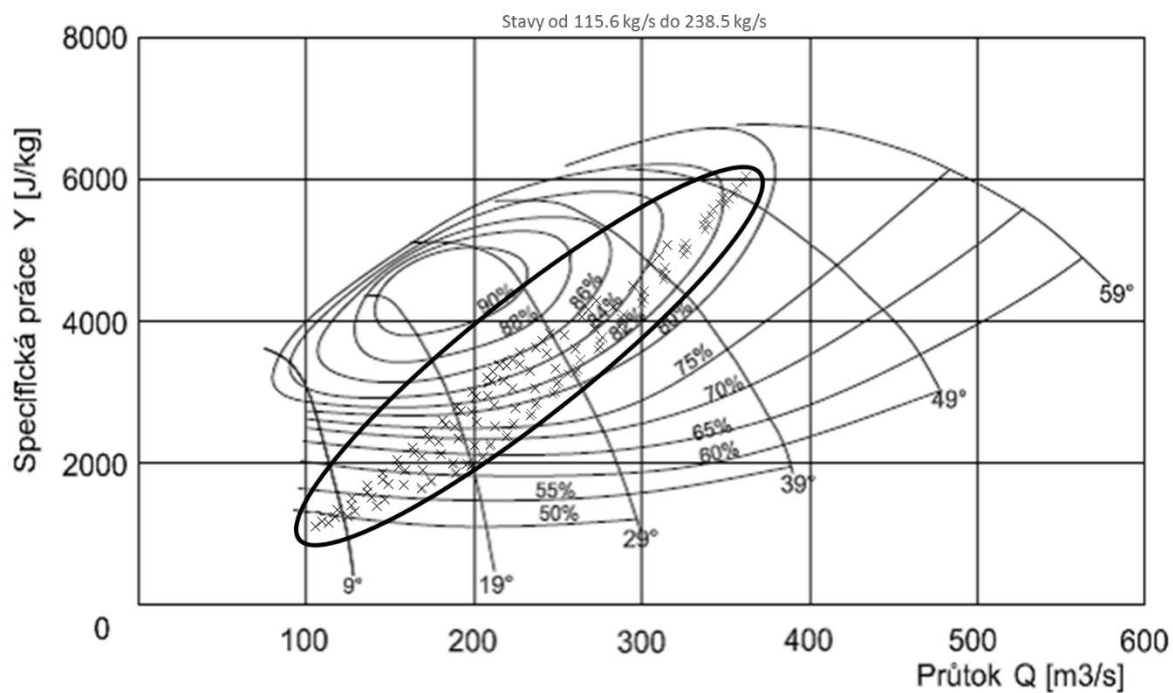
obrázku 2.16. Z grafu charakteristiky výše zmíněného ventilátoru extrapolujeme závislost účinnosti na hodnotách průtoku a měrné energie, kterou také zabudujeme do našeho modelu.



(Obr. 2.16) Znázornění MIN/MAX ventilátoru ve ventilátorové mapě (charakteristika VV)

Nyní je možné zaznamenat do grafů provozní stavy ventilátoru a samotného vzduchového traktu na různém nastavení ovládacích zařízení a hmotnostním průtoku na vstupech do traktu.

Parametry analýzy stanovíme od 115.6 kg/s do 238.5 kg/s po kroku 10 kg/s a zahrneme průtok pro jmenovitý výkon tedy 233.9 kg/s. Tuto analýzu provedeme jak pro sání z kotleny tak pro sání z venku a u každé varianty provedeme analýzu závislosti na nastavení klapky recirkulace vzduchu (pro výpočet budeme uvažovat nezměněnou teplotu po průchodu parním ohřívákem vzduchu a tedy při chodu bez zatopení v kotli) a to tak, že počáteční nastavení klapky bude 0° (plně otevřená recirkulace) po kroku 15° až po zcela uzavřenou recirkulaci tedy 90°. Jedná se tedy celkově o 210 provozních bodů ($15 \cdot 2 \cdot 7$) a tomu bude odpovídat značně dlouhá výpočetní doba (autorovi práce zabral výpočet 7 dní i při využití automatických nástrojů vytvořených pro analýzu). Maximální dovolená suma tlakových reziduí byla při výpočtu sání z kotleny nastavena na 0.15 Pa a při výpočtu sání z venku 0.5 Pa (model měl při sání z venku obtíže s konvergencí kvůli malým průtokům a tedy i malých rychlostí v kotelním kolektoru, nicméně dle autorova názoru lze považovat odchylku výpočtu za velmi adekvátní). Po shromáždění výsledků můžeme porovnat, zda námi předpokládaná oblast výskytu ostatních provozních bodů při volbě ventilátoru byla správná. Zaneseme tedy všechny do grafu obdobně jako na obrázku 2.16 (viz Obr. 2.17).



(Obr. 2.17) Zanesení všech simulovaných bodů do ventilátorové mapy

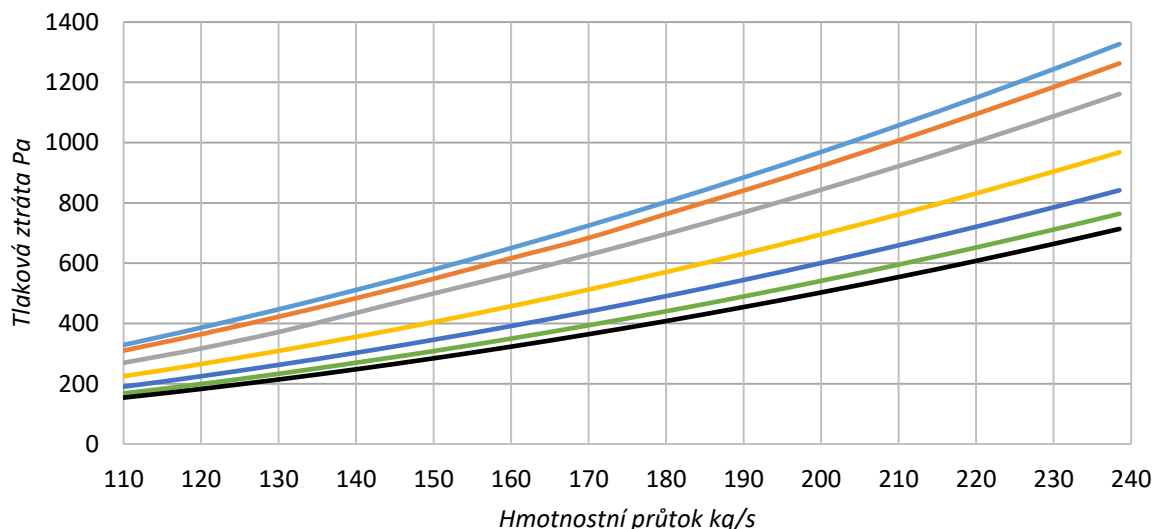
Nyní existuje velmi vysoká pravděpodobnost garance, že námi zvolený ventilátor je schopen pracovat na požadovaném spektru provozních stavů myšleného sacího traktu.

3 Výsledky analýzy systému na uvažovaném rozsahu a optimalizace vybraných segmentů myšlené trati

Po získání potřebných hodnot je vhodné tyto výsledky reprezentovat v přijatelné formě. Jelikož je získaných hodnot velké množství, přikloníme se ke grafickému znázornění, jenž umožní vměstnat velké množství informací do poměrně malého prostoru.

Jako první sadu výsledků znázorníme případ pro sání z kotelny (viz Obr. 2.18 – 2.24)

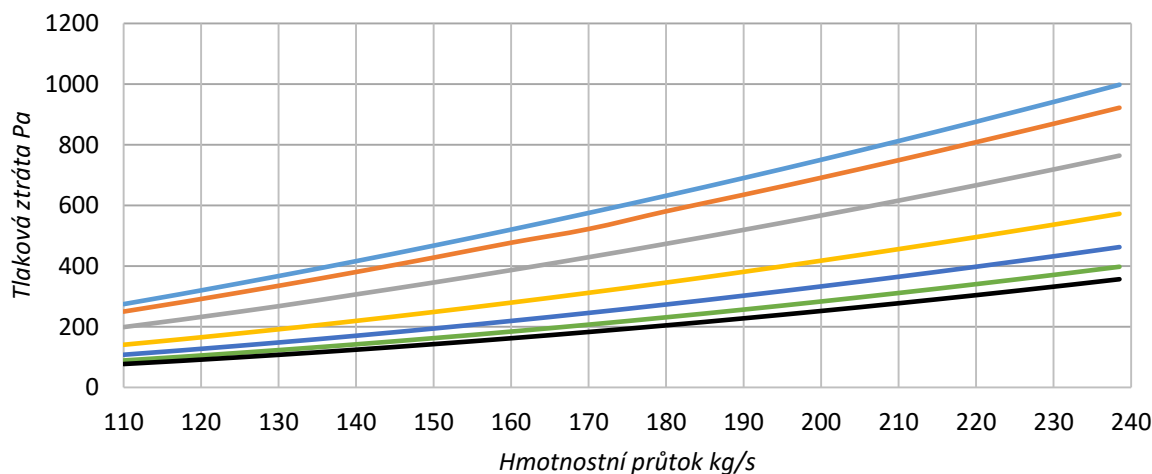
Tlaková ztráta po VV vzhledem ke vstupnímu obj. průtoku do VV v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

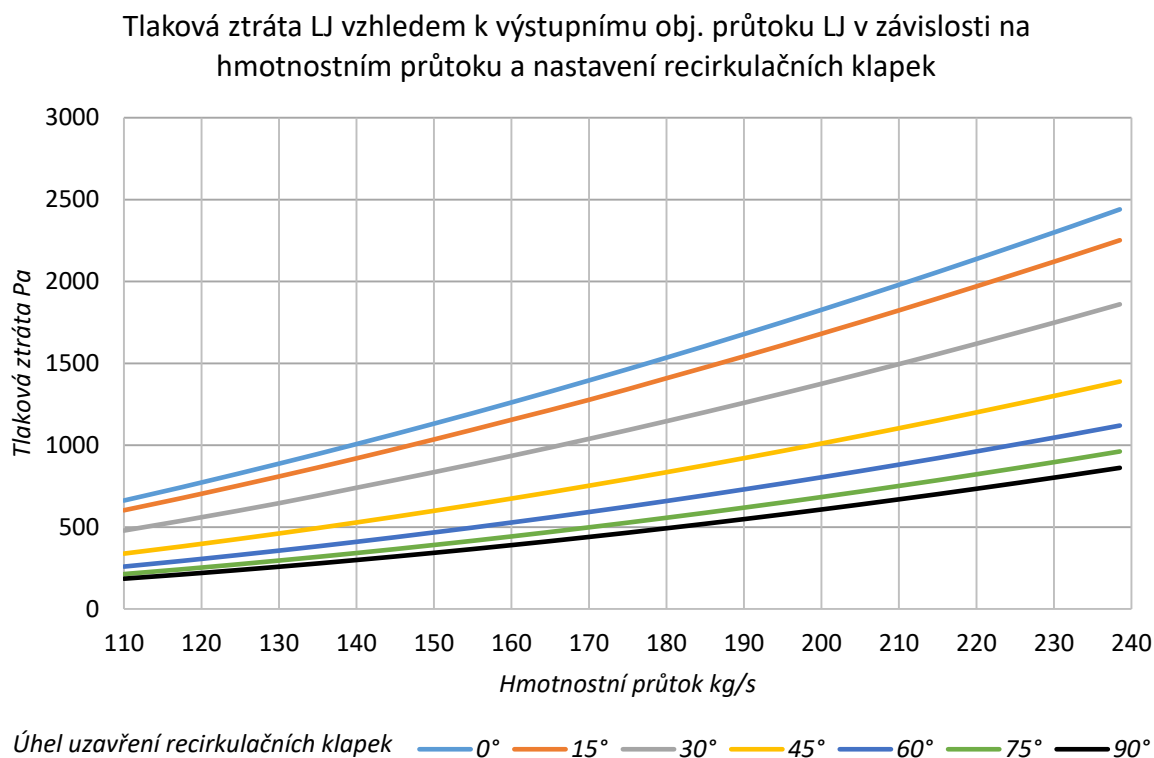
(Obr. 2.18) Tlaková ztráta po VV při sání z kotelny

Tlaková ztráta od VV po LJ+POV vzhledem ke vstupnímu obj. průtoku do LJ v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek

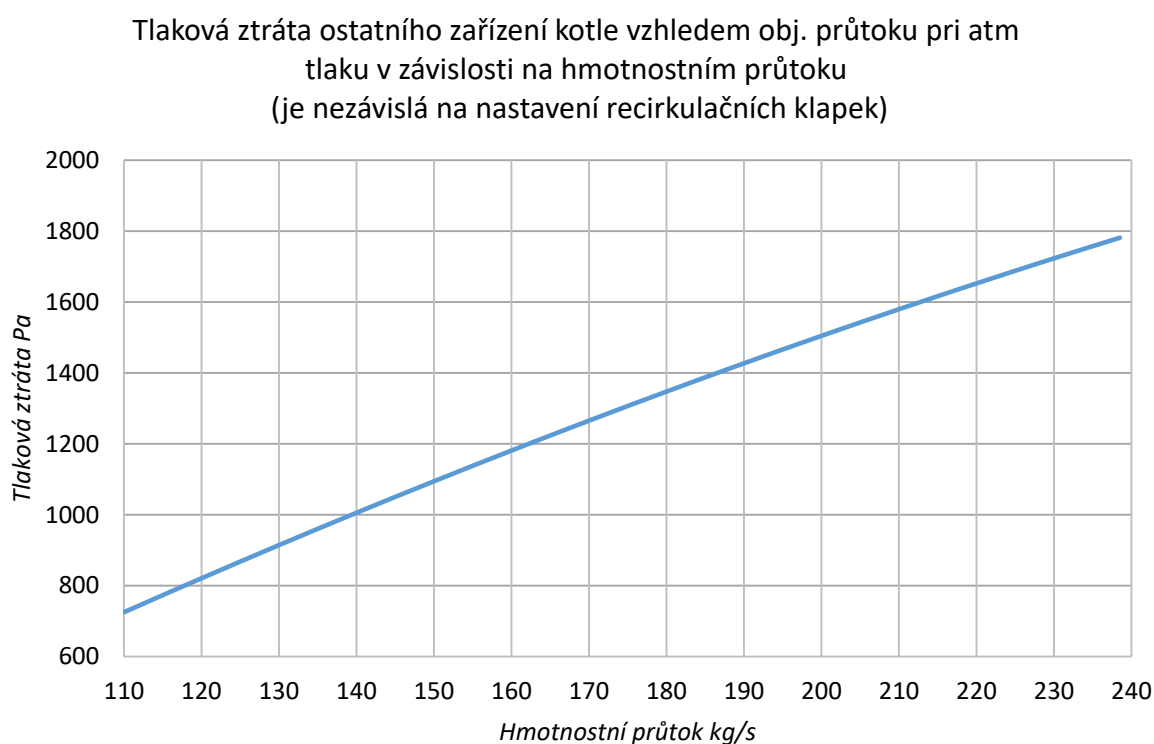


Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.19) Tlaková ztráta LJ+POV při sání z kotelny

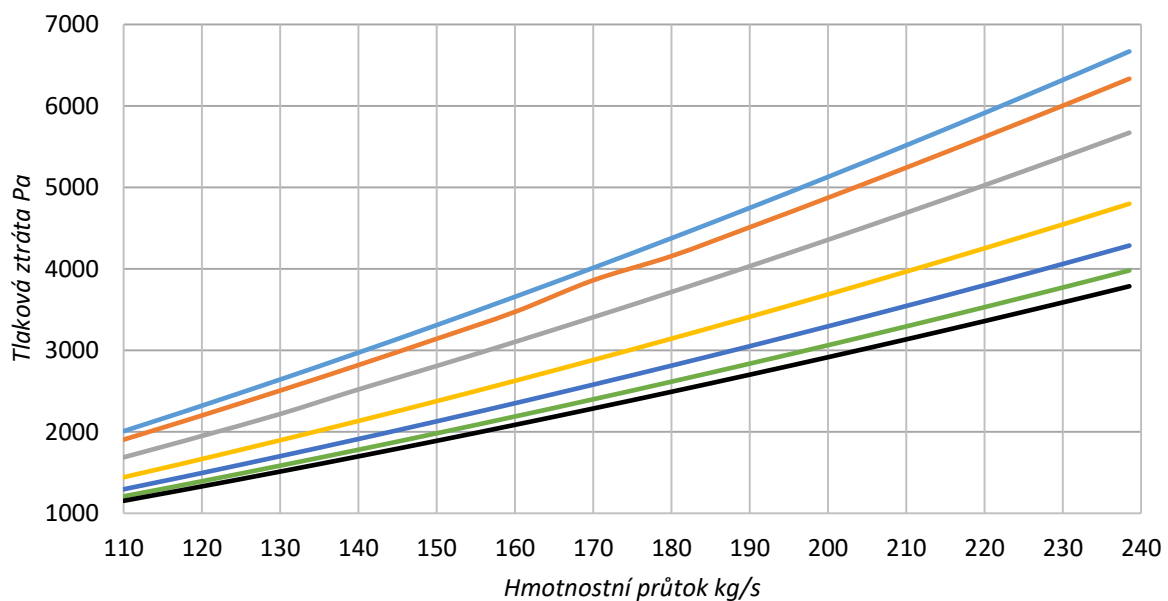


(Obr. 2.20) Tlaková ztráta LJ při sání z kotelny



(Obr. 2.21) Tlaková ztráta ostatního zařízení kotle při sání z kotelny

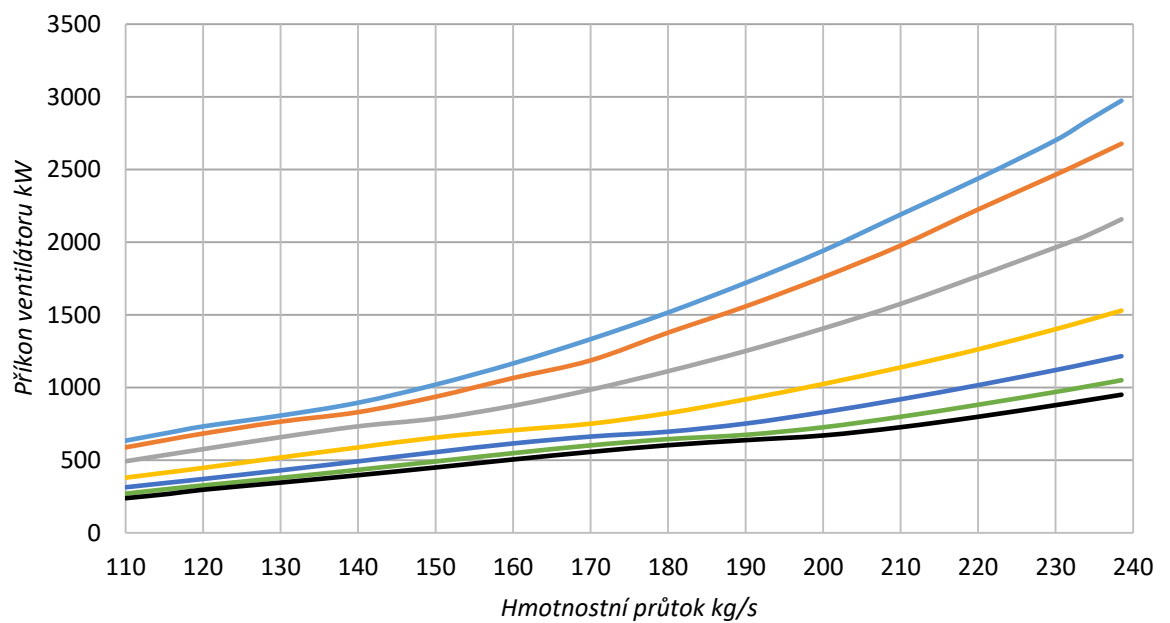
Celková tlaková ztráta systému vzduchu vzhledem obj. průtoku na výstupu z VV v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

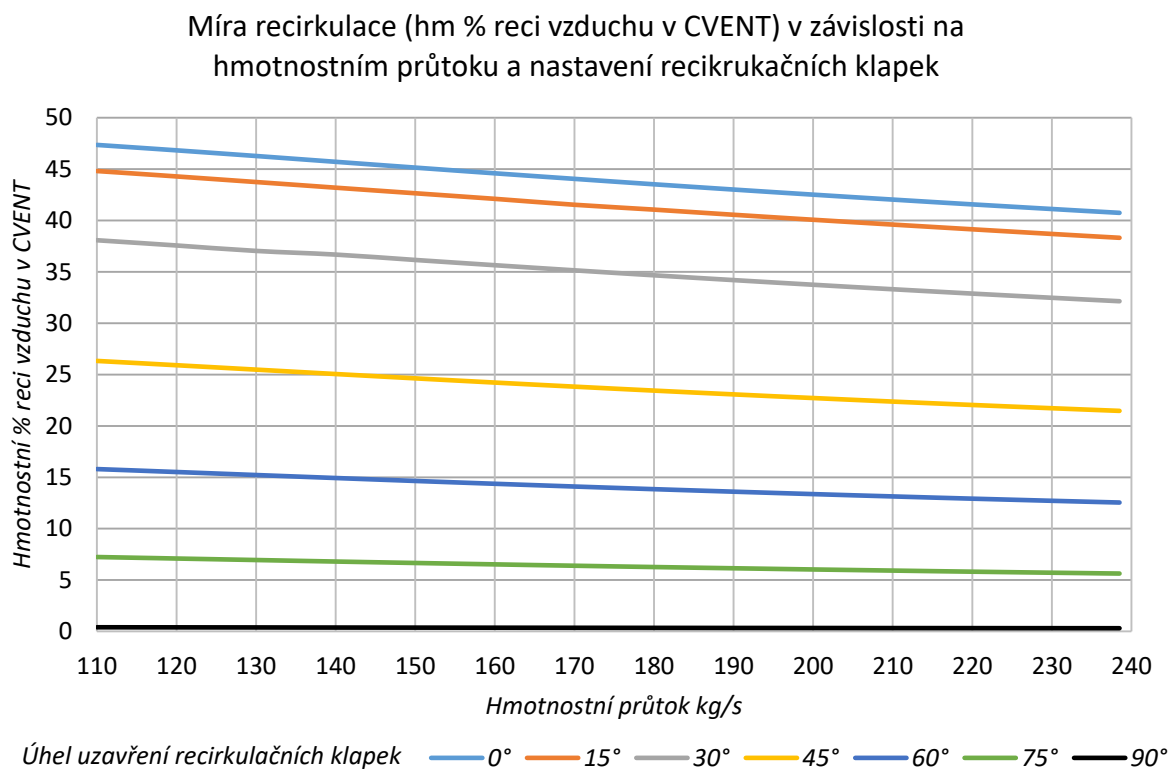
(Obr. 2.22) Sumární tlaková ztráta traktu při sání z kotelny

Příkon ventilátoru v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



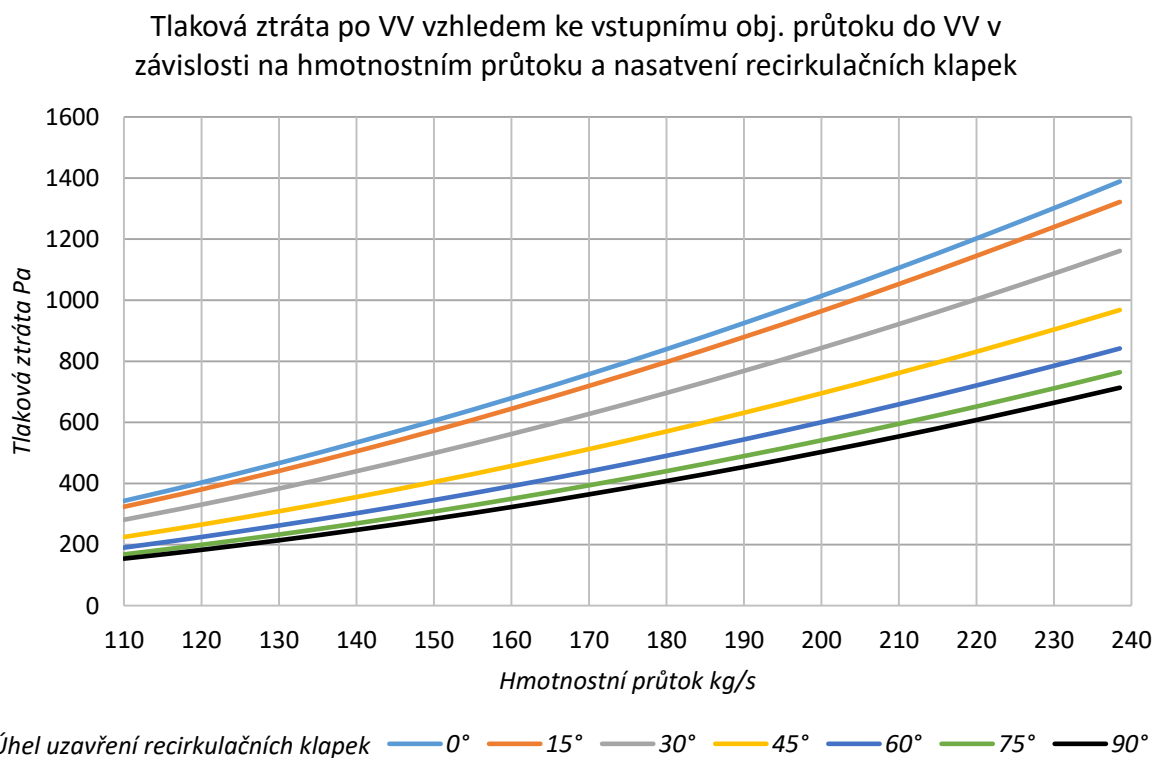
Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.23) Příkon ventilátoru s účinností dle charakteristiky VV při sání z kotelny



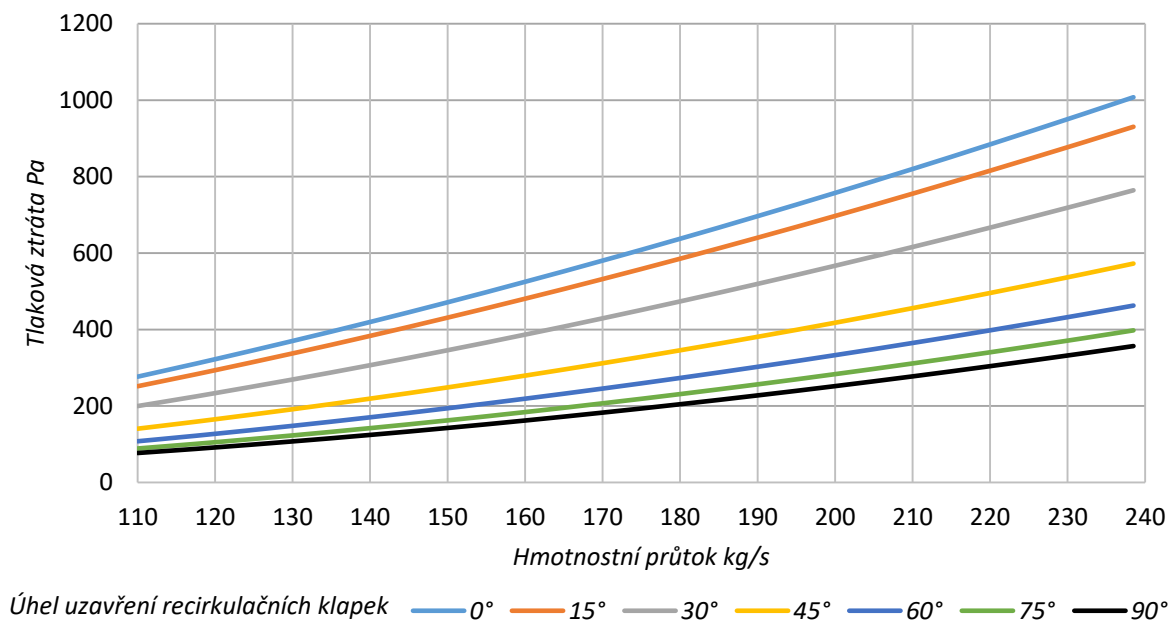
(Obr. 2.24) Hm. % recirkulovaného vzduchu při sání z kotelny

Jako druhou sadu výsledků znázorníme případ pro sání z kotelny (viz Obr. 2.25 – 2.31)



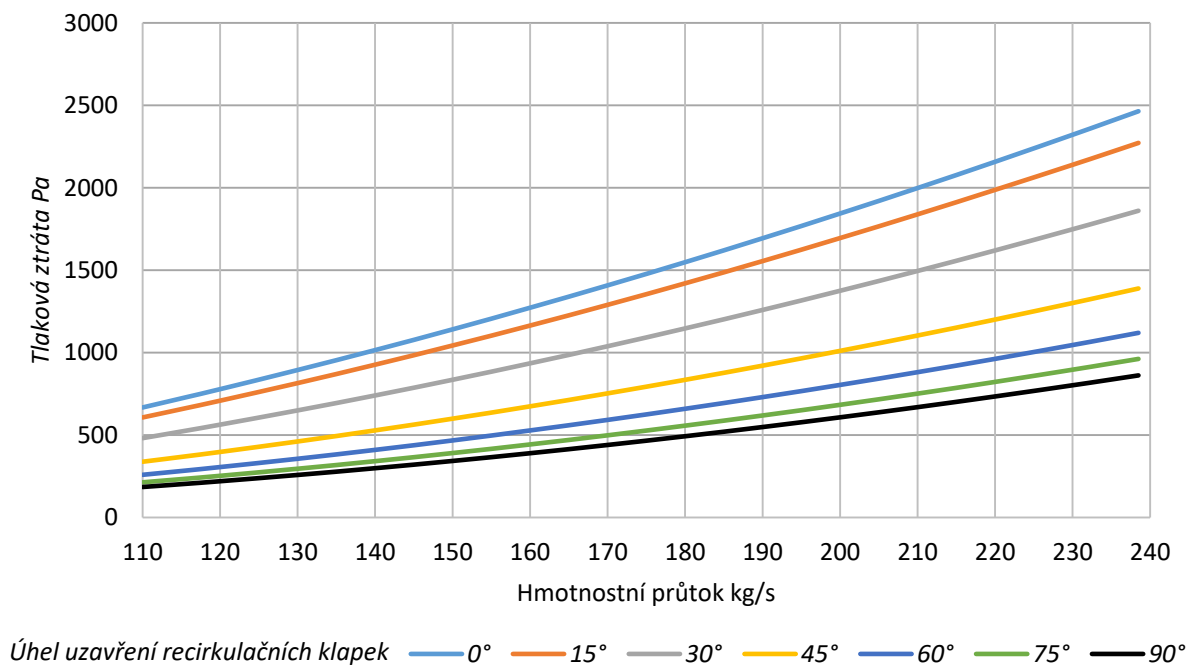
(Obr. 2.25) Tlaková ztráta po VV při sání z venku

Tlaková ztráta od VV po LJ+POV vzhledem ke vstupnímu obj. průtoku do LJ v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



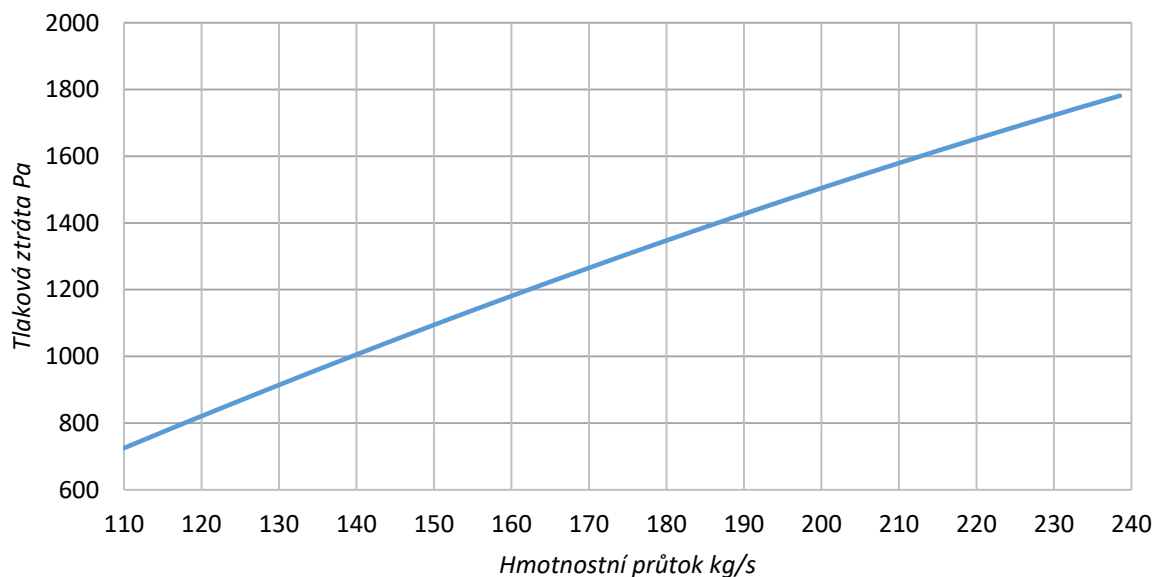
(Obr. 2.26) Tlaková ztráta LJ+POV při sání z venku

Tlaková ztráta LJ vzhledem k výstupnímu obj. průtoku LJ v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



(Obr. 2.27) Tlaková ztráta LJ při sání z venku

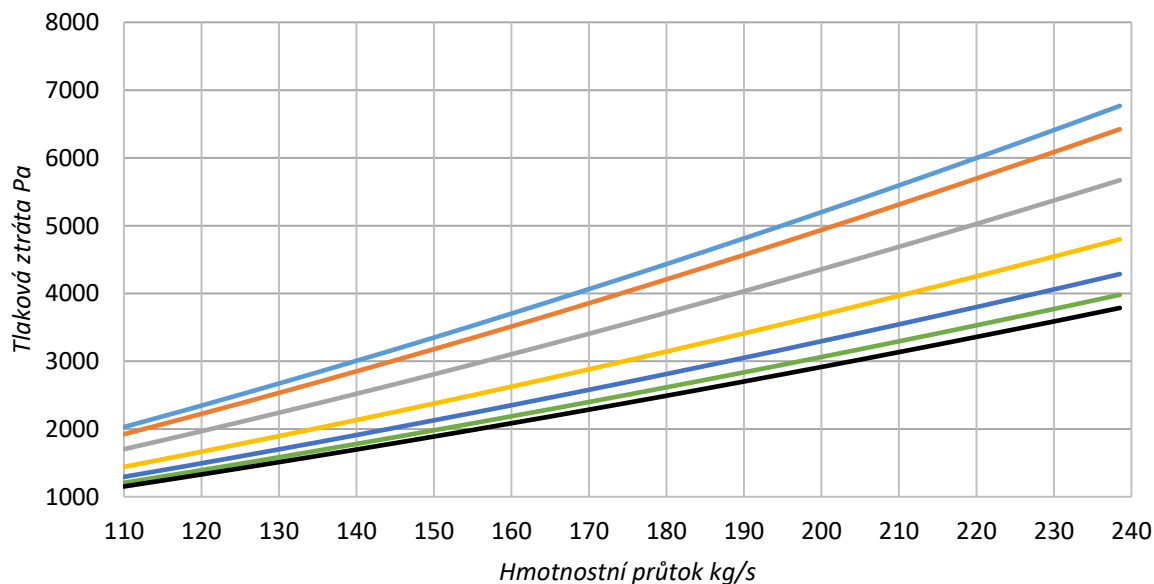
Tlaková ztráta ostatního zařízení kotle vzhledem obj. průtoku při atm tlaku v závislosti na hmotnostním průtoku (je nezávislá na nastavení recirkulačních klapek)



Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.28) Tlaková ztráta ostatního zařízení kotle při sání z venku

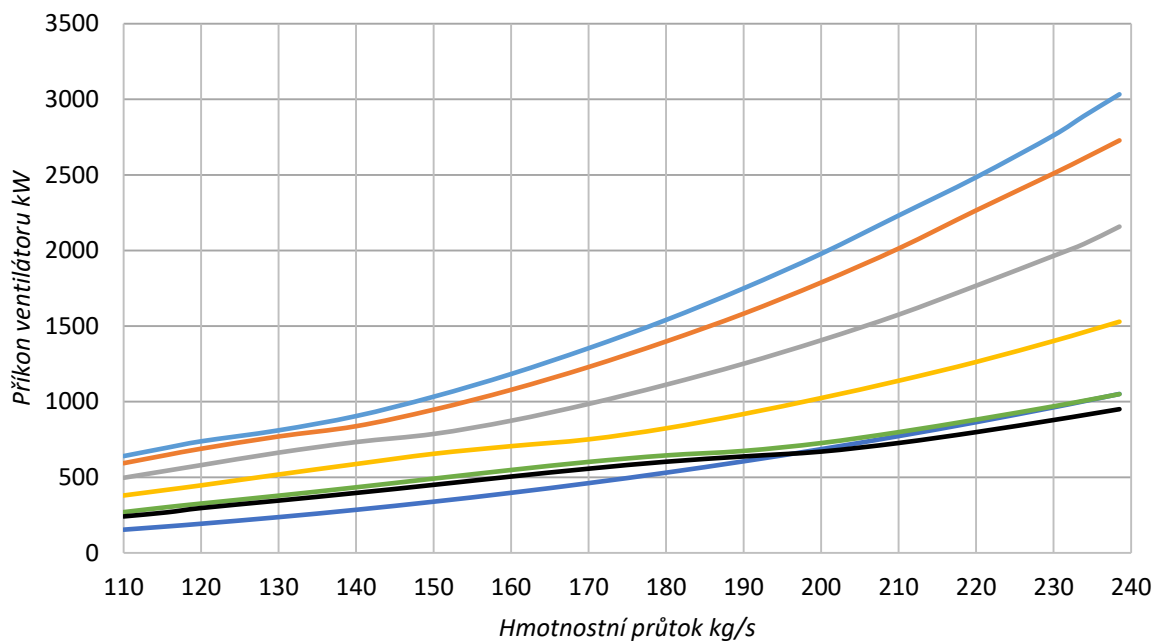
Celková tlaková ztráta systému vzduchu vzhledem obj. průtoku na výstupu z VV v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.29) Sumární tlaková ztráta traktu při sání z venku

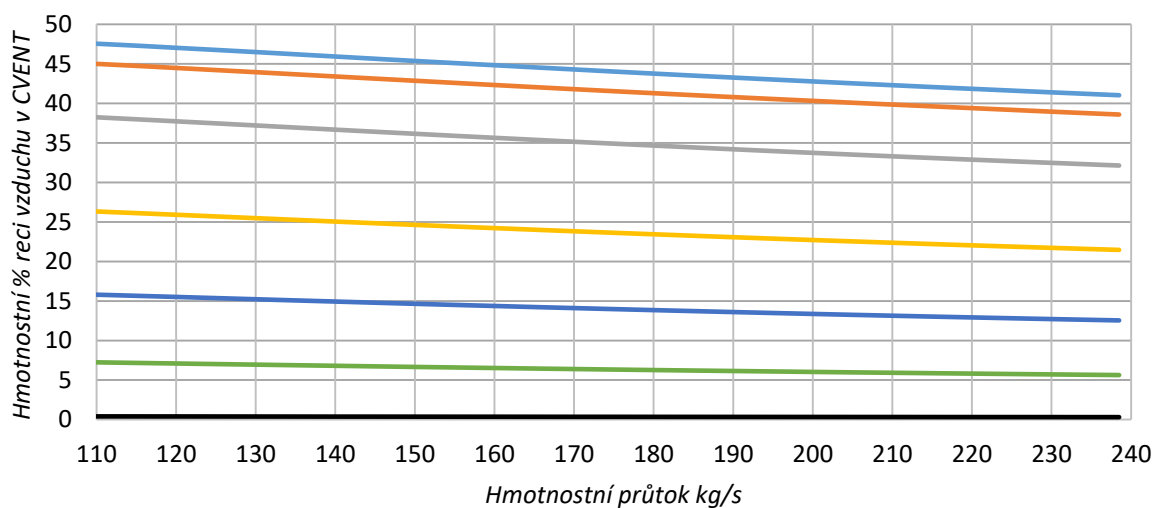
Příkon ventilátoru v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek



Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.30) Příkon ventilátoru s účinností dle charakteristiky VV při sání z venku

Míra recirkulace (hm % reci vzduchu v CVENT) v závislosti na hmotnostním průtoku a nastavení recirkulačních klapek

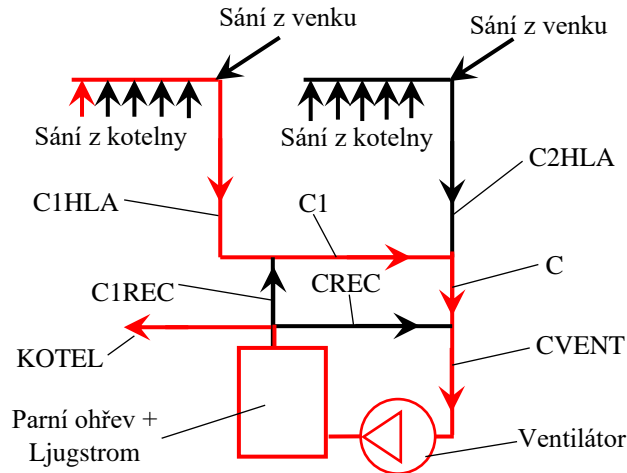


Úhel uzavření recirkulačních klapek — 0° — 15° — 30° — 45° — 60° — 75° — 90°

(Obr. 2.31) Hm. % recirkulovaného vzduchu při sání z venku

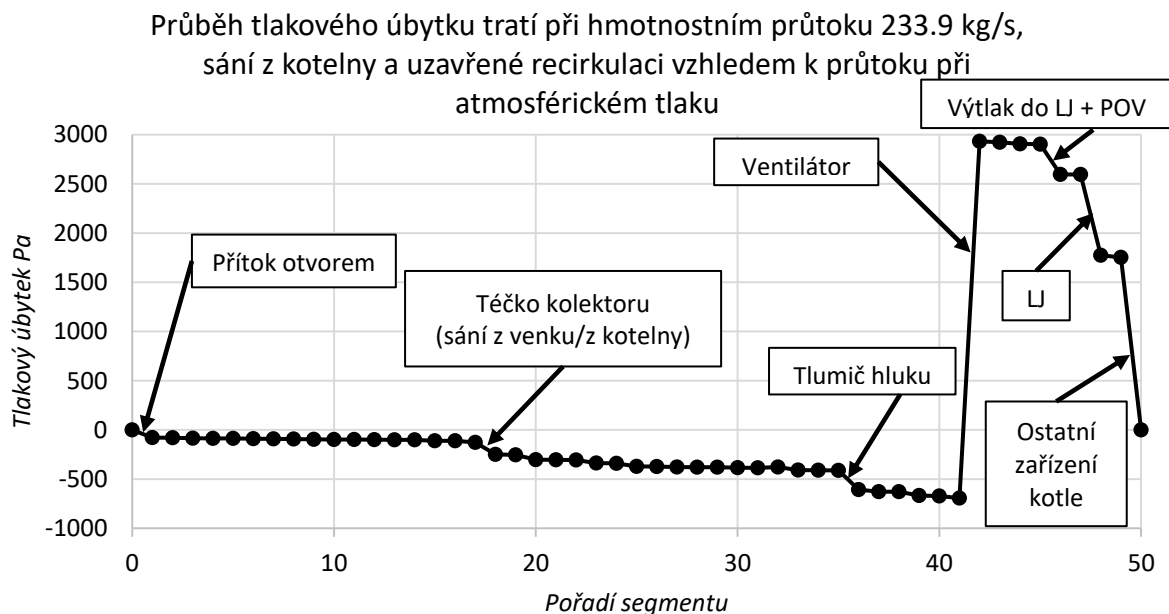
Všechny vypočtené hodnoty v číselné podobě budou součástí elektronických příloh této práce.

Nyní přichází na řadu analýza samotných segmentů sacího traktu ve smyslu jejich příspěvku do celkové tlakové ztráty či způsobu, jakým jimi proudí vzduch. Pro tuto analýzu použijeme jmenovitý výkon kotle tedy 233.9 kg/s při sání z kotelný. Vybereme tedy vhodnou trasu od sání z atmosféry až po výtok do atmosféry tak abychom zahrnuli pouze jeden vtok a jeden výtok. V našem případě bude vhodná trasa C1HLA(pouze jedno sání)-C1-C-CVENT-KOTEL (viz Obr. 2.32).



(Obr. 2.32) Označení cesty pro určení segmentů s nejvyšší tlakovou ztrátou

Uvedeme tlakové ztráty jednotlivých počítaných segmentů raději než ztrátové součinitele, protože jejich příspěvek do celkové ztráty souvisí s rychlostí proudění v daném segmentu. Všechny tlakové ztráty segmentů přepočítáme na průtok při atmosférickém tlaku (dle rov. 1.19), čímž umožníme jejich smysluplné srovnání, neboť odfiltrujeme odchylky způsobené změnami tlaku (a tedy i objemových průtoků). Znázornění provedeme opět graficky a to tak, že provedeme sumace tlakových ztrát do jednotlivých bodů a znázorníme průběh celkové tlakové ztráty (úbytku – ztráta vzata záporně) podél trasy. Následně můžeme vyznačit významné segmenty trati, jenž přispívají do celkové tlakové ztráty výrazněji než ostatní (viz Obr. 2.33).



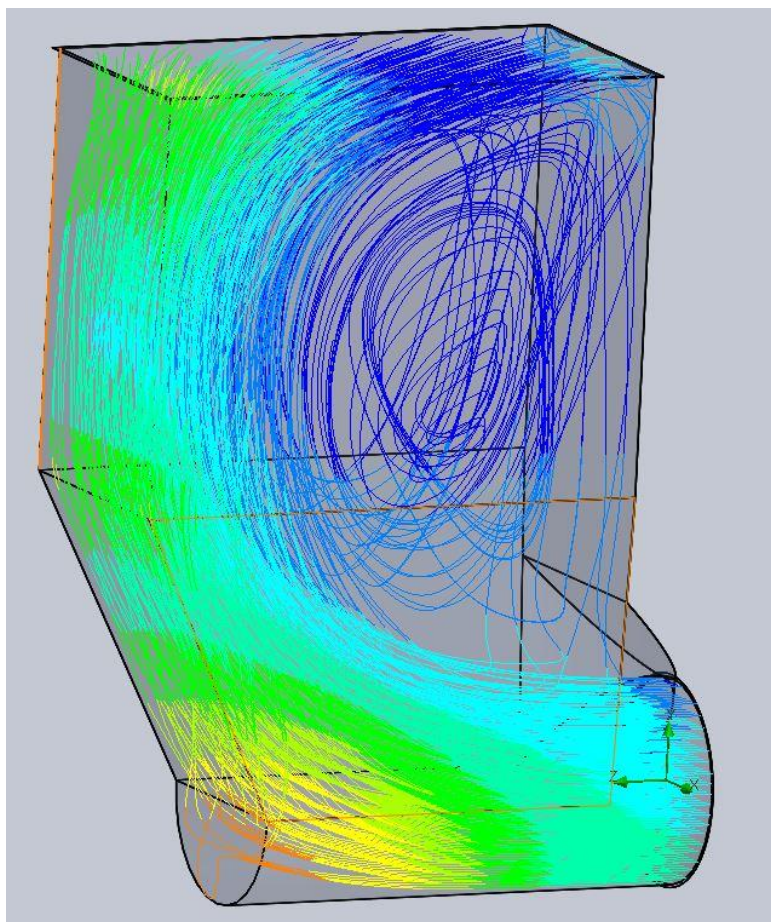
(Obr. 2.33) Tlakový úbytek podél trati

Nyní vidíme, které segmenty je vhodné optimalizovat z hlediska jejich tlakové ztráty. Budeme se jim věnovat v obráceném pořadí, než velí směr průtoku.

První výrazná tlaková ztráta je způsobená zařízením kotle, jež následuje za Ljungstromem. K této části nemáme dostatečné podklady, abychom mohli doporučit optimalizaci.

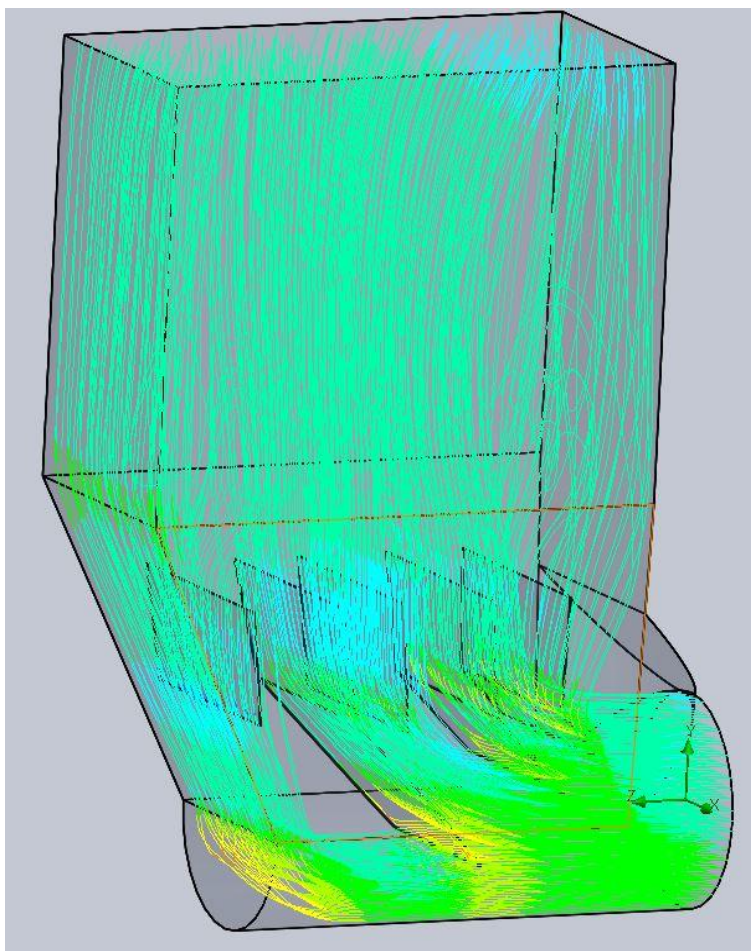
Totéž je i případ Ljungstromu samotného neboť o něm známe pouze jeho tlakovou ztrátu a není blíže specifikováno jeho provedení.

Výtlak do Ljungstromu a parní ohřívák vzduchu je součástí výkresové dokumentace. Jelikož jsme byli při stanovení výtlaku do Ljungstromu nuceni použít Solidworks Flow máme k dispozici data i o způsobu proudění vzduchu v tomto segmentu jenž jsou vidět na obrázku 2.34, kde jsou vyobrazeny trajektorie proudění vzduchu a jejich odstín souvisí se statickým tlakem v daném místě.



(Obr. 2.34) Původní tvar výtlaku do LJ

Jak je vidět na obrázku výše, proudění tímto segmentem není ideální. Tento způsob proudění jednak zvyšuje tlakovou ztrátu zbytečným vířením a je také nepříznivý z hlediska parního ohříváku vzduchu, jehož žebrované trubky jsou rovnoměrně rozmístěny zhruba v polovině horní části segmentu (část s konstantním obdélníkovým průřezem). Mohlo by totiž dojít k jeho nerovnoměrnému zatížení, z hlediska předávání tepla. Je tedy vhodné do spodní části zavést naváděcí plechy, jenž umožní proud vzduchu rovnoměrně rozmístit. Dosáhnutí vhodného rozmístění těchto plechů je možné způsobem pokus omyl ve smyslu postupného přibližování se vhodnějšímu způsobu proudění. Výsledek takového snažení můžeme vidět na obrázku 2.35.



(Obr. 2.35) Optimalizovaný tvar výtlaku do LJ

Tento způsob proudění je pravděpodobně mnohem příznivější pro parní ohřívák vzduchu a součinitel ztrát tohoto provedení klesl oproti předcházející variantě z 12.6 na 11.6. Tlaková ztráta tohoto segmentu je poměrně vysoká protože se v podstatě jedná o obrovský difuzor s poměrně rychlou expanzí a silného oddělení proudu od stěn. Pro další snížení tlakové ztráty by bylo nutné ještě vylepšit tvar a umístění naváděcích plechů či snížit rychlost expanze což by bylo vykoupeno většími rozměry segmentu. Co se týká samotného parního ohříváku vzduchu, je nutné, aby při jeho optimalizaci nedošlo ke zhoršení vlastností pro přestup tepla. Proto by bylo nutné nejdříve tyto vlastnosti vypočítat a následně zhodnocovat vliv jednotlivých variant optimalizací snížení jeho tlakové ztráty na tyto vlastnosti. Z hlediska povahy provedeného výpočtu se jeví tato optimalizace jako neadekvátní k zadanému rozsahu a navíc je samotný ztrátový součinitel parního ohříváku výrazně nižší než je ztráta výtlaku do Ljungstromu (ztrátový součinitel POV je cca. 2 oproti výtlaku, jenž je cca. 12).

Další výraznou tlakovou ztrátou pak přispívá tlumič hluku. Jeho tlaková ztráta byla dodána v rámci dodané dokumentace. Optimalizací tohoto dílu bychom opět ovlivňovali funkční vlastnosti tohoto dílu zejména pak jeho útlumu. Protože, nemáme potřebné znalosti o akustice, není možné snížit tlakovou ztrátu tak abychom si mohli být jisti, že neovlivníme akustické vlastnosti tlumiče hluku přes přípustnou míru.

V případě zimního a letního provozu kotle je přítok vzduchu pouze z jedné strany (z venku/z kotelny), což způsobuje, že v jeho dosavadním provedení dochází k víření v jeho

uzavřené části. Těčko, jenž míchá vzduch z kotelny a vzduch z venku by šlo eventuálně vylepšit pomocí hladšího napojení do svislé části kolektoru. Jednalo by se v podstatě o tvar písmene Y. Možnost provedení této úpravy, závisí na prostoru v kotelně pro takový tvar míchacího těčka.

DISKUSE

Výsledky získané experimentováním s modelem sacího traktu čítají 5544 hodnot a jsou součástí elektronických příloh této práce spolu s hlavním výpočtem a je možné je použít (pro některé hodnoty lze použít i grafy z kapitoly 3) pro stanovení ztrát některých úseků, celkové tlakové ztráty, výkonu a příkonu ventilátoru apod. při různých (i jiných než zadaných) provozních stavech sacího traktu.

Otázkou je, zda byl použitý přístup pro stanovení žádaných veličin správně zvolen a jestli je možné použitou metodu nějak vylepšit. V použitém přístupu není zohledněn přestup tepla do materiálu vedení trati, jenž by neměl způsobit chybu, která by odůvodnila použití metody s přestupem tepla. Taková metoda by totiž vyžadovala i výpočet polytropických exponentů a tak by v každém počítaném segmentu přibyla další neznámá, čímž by se výrazně zvýšila implicitnost metody a tím i složitost celé úlohy. Změna tepla obsaženého ve vzduchu způsobeného průchodem přes parní ohřívák nebyla zohledněna a existuje zde tedy možnost potenciální chyby. Při započítání tohoto efektu, by se měl snížit hmotnostní průtok recirkulací a trasou CVENT (zvýšení teploty zvýší měrný objem a objemový průtok by měl zůstat víceméně zachovaný) a také by se změnila viskozita vzduchu a tedy i třecí ztráty v daném úseku.

Naopak byl model vylepšen o opravu chyby výpočtu tlakových ztrát jejich obezřetným vztahováním k příslušným průtokům. Je třeba si uvědomit, že i když mluvíme o tlakových ztrátách, jedná se z hlediska fundamentální fyziky (termomechaniky) o ztráty energie. Přepočet na tlakové ztráty je tedy pouze orientační a je nutné vždy uvést bod, ke kterému je taková hodnota vztažena stejně jako u samotných součinitelů tlakových ztrát. Naopak energetické ztráty jsou nezávislé na vztažném bodu. Konkrétním příkladem může být vzduchový ventilátor využitý v daném modelu neboť na jeho vstupní části je v jednom provozním případě objemový průtok $216 \text{ m}^3/\text{s}$ a na výstupní části $211 \text{ m}^3/\text{s}$. Tudíž hodnota tlakové ztráty (v našem případě zvýšení tlaku – záporný součinitel ztrát) při neuvedení vztažného bodu podléhá nejistotě proporcionální rozdílu výše zmíněných průtoků.

Odhad nejistoty daného výpočtu není možný, jelikož by bylo nutné znát nejistoty výpočtů všech segmentů. Jediným způsobem ověření výpočtu je tedy porovnání se skutečnými hodnotami změřenými na reálném zařízení.

ZÁVĚR

Z provedené analýzy sacího traktu vyplívá:

- Byl vytvořen matematický model myšleného sání a vypočítány průběhy tlakových ztrát pro více než 210 bodů.
- Tlakové ztráty v případě sání z kotelny a z venku jsou téměř totožné.
- Sumární tlaková ztráta při plně **uzavřené** recirkulaci a sání z kotelny vztažená k průtoku na výstupu z VV je pro:
 - 115,6 kg/s – 1251,5 Pa
 - 233,9 kg/s – 3678,3 Pa
 - 238,5 kg/s – 3786,4 Pa
- Sumární tlaková ztráta při plně **otevřené** recirkulaci a sání z kotelny vztažená k průtoku na výstupu z VV je pro:
 - 115,6 kg/s – 2181,6 Pa
 - 233,9 kg/s – 6478,2 Pa
 - 238,5 kg/s – 6668,4 Pa
- Byl zvolen ventilátor firmy **ZVVZ PJB2650** a získána jeho charakteristika účinností na základě které lze určit příkony ventilátoru.
- Příkon ventilátoru při plně **uzavřené** recirkulaci a sání z kotelny je pro:
 - 115,6 kg/s – 268,2 kW
 - 233,9 kg/s – 911,1 kW
 - 238,5 kg/s – 950,4 kW
- Příkon ventilátoru při plně **otevřené** recirkulaci a sání z kotelny je pro:
 - 115,6 kg/s – 689,5 kW
 - 233,9 kg/s – 2828,4 kW
 - 238,5 kg/s – 2973,9 kW
- Největší příspěvek do celkové tlakové ztráty trati mají segmenty (při jmenovitém výkonu 233,9 kg/s s plně **uzavřenou** recirkulací):
 - Ostatní zařízení kotle (od Ljungstromu dále) – 1753,4 Pa
 - Ljungstrom - 820 Pa
 - Výtlak do Ljungstromu + parní ohřívák vzduchu – 306,7 Pa
 - Tlumič hluku – 194,5 Pa
 - Míchací téčko (téčko z vzduchu kotelny/z venku) – 123 Pa
 - Ostatní segmenty mají celkový příspěvek 588,4 Pa
- Byla provedena optimalizace pomocí naváděcích plechů výtlaku do Ljungstromu při níž byl snížen součinitel ztrát z 12,6 na 11,6.
- Byla doporučena optimalizace míchacího téčka pomocí zatočení větví ke svislé části kolektoru (téčko vzduchu z kotelny/z venku).
- Ostatní segmenty s velkou ztrátou by vyžadovali optimalizaci i jejich funkčních vlastností.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. IDELCHIK, I. E. *Handbook of hydraulic resistance*. 3rd ed. Mumbai: Jaico Publishing House, 2006. ISBN 81-799-2118-2.
2. Neutrinum: PRESSURE LOSS IN PIPE. Neutrinum [online]. 2012 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://neutrinum.net/fluid_flow/pressure-loss-in-pipe/
3. ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury).
4. Elearn. *E-learningové prvky pro ... technických předmětů: Výpočet měrné hmotnosti a kinematické viskozity vzduchu* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/3-Programy%20k%20textu/Vypocet%20merne%20hmotnosti%20a%20kinematicke%20viskozity%20vzduchu.xls>
5. *Pressure Drop Online-Calculator for Mobile and PDA* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.pressure-drop.mobi/>
6. IDELCHIK, I. E. *Handbook of hydraulic resistance: coefficients of local resistance and of friction*. Springfield, Va.: U.S. Dept. of Commerce, Clearinghouse for Federal Scientific and Technical Information [distributor], 1966.
7. Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy a křížení - přehled: Tabulky a výpočty. *TZBinfo* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi>
8. COMMITTEE ON INDUSTRIAL VENTILATION. *Industrial ventilation: a manual of recommended practice*. 23rd ed. Cincinnati, Ohio: American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998. ISBN 18-824-1722-4.
9. DASSAULT SYSTEMS. *Tutorials Solidworks Flow Simulations 2016 eng*. 2016.
10. DASSAULT SYSTEMS. *Technical Reference Solidworks Flow Simulations 2016 eng*. 2016.
11. Projekce a konstrukce energetika. *Ivitas* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.ivitas.cz/projekce-a-konstrukce-energetika-14.html>
12. Obecný výpočet tlakových ztrát místních odporů. *Technika prostředí* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.qpro.cz/Tlakova-ztrata-mistnimi-odpory>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Popis	Jednotka
<i>VV</i>	Vzduchový ventilátor	
<i>LJ</i>	Ljungstrom	
<i>POV</i>	Parní ohřívák vzduchu	
S_i	Plocha sekce i	m^2
ρ_i	Hustota v sekci i	$kg \cdot m^{-3}$
w_i	Transversální rychlost média v sekci i	$m \cdot s^{-1}$
x, y, z	Souřadnice (z geometrická výška ortogonální ke směřům x, y)	m
Q_i	Průtok v sekci i	$m^3 \cdot s^{-1}$
\dot{m}	Hmotnostní průtok	$kg \cdot s^{-1}$
g	Gravitační zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)	$m \cdot s^{-2}$
p_i	Tlak v sekci i	Pa
U_i	Vnitřní energie v sekci i	$J \cdot kg^{-1}$
ΔN_{tot}	Celkový ztrátový výkon segmentu	$J \cdot s^{-1}$
Δe_{tot}	Celková měrná ztrátová energie segmentu	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta p_{i,tot}$	Celková tlaková ztráta segmentu vztažená k průtoku v sekci i	Pa
a_{tij}	Technická práce při přechodu segmentem ze sekce i do sekce j	$J \cdot kg^{-1}$
N_i	Bezrozměrné koeficient charakterizující míru nerovnoměrnosti rozložení rychlosti v sekci i	-
n	Polytropický exponent	-
c_v	Měrné specifické teplo při izochronickém ohřevu	-
c_p	Měrné specifické teplo při izobarickém ohřevu	-
ξ_i	Součinitel ztrát vztažený k rychlosti v sekci i	-
Re	Bezrozměrné Reynoldsovo číslo popisující druh proudění	-
ν_i	Kinematická viskozita média v sekci i	$m^2 \cdot s^{-1}$
λ_i	Faktor hydraulického tření segmentu vzhledem k sekci i	-
l	Délka	m
$D_{h,i}$	Hydraulický průměr v sekci i	m
Δ_0	Průměrná výška nerovností stěn potrubí	m
$\overline{\Delta_0}$	Relativní drsnost potrubí	-
C1HLA	Hlavní potrubí kolektoru 1	
C2HLA	Hlavní potrubí kolektoru 2	

C1REC	Potrubí recirkulačního vzduchu do C1HLA	
CREC	Potrubí recirkulačního vzduchu do C	
C1	Potrubí kolektoru 1 s recirkulačním vzduchem	
C	Potrubí po sloučení potrubí C1HLA a C1 (fiktivní)	
CVENT	Potrubí přivádějící vzduch k ventilátoru	
KOTEL	Kanál pro přívod vzduchu do kotle	

SEZNAM PŘÍLOH

Elektronická příloha 1 – Hlavní výpočet.xlsm

Elektronická příloha 2 – Sani_z_kotelny_reci_0.36_klp90.xlsx

Elektronická příloha 3 – Sani_z_kotelny_reci_6.5_klp75.xlsx

Elektronická příloha 4 – Sani_z_kotelny_reci_14_klp60.xlsx

Elektronická příloha 5 – Sani_z_kotelny_reci_24_klp45.xlsx

Elektronická příloha 6 – Sani_z_kotelny_reci_35_klp30.xlsx

Elektronická příloha 7 - Sani_z_kotelny_reci_41_klp15.xlsx

Elektronická příloha 8 - Sani_z_kotelny_reci_44_klp0.xlsx

Elektronická příloha 9 – Sani_z_venku_reci_0.36_klp90.xlsx

Elektronická příloha 10 – Sani_z_venku_reci_6.5_klp75.xlsx

Elektronická příloha 11 – Sani_z_venku_reci_14.3_klp60.xlsx

Elektronická příloha 12 – Sani_z_venku_reci_24_klp45.xlsx

Elektronická příloha 13 – Sani_z_venku_reci_35.5_klp30.xlsx

Elektronická příloha 14 - Sani_z_venku_reci_42.1_klp15.xlsx

Elektronická příloha 15 - Sani_z_venku_reci_44.6_klp0.xlsx

Elektronická příloha 16 - Závislosti úseků a grafy při sání z kotelny.xlsx

Elektronická příloha 17 - Závislosti úseků a grafy při sání z venku.xlsx

Elektronická příloha 18 - Ventilátor všechny body.xlsx

Elektronická příloha 19 - Těčko CVENT Parametrická Studie.xlsx

Elektronická příloha 20 – Těčko C Parametrická Studie.xlsx

Poznámky:

- Z hlediska autorských práv není možné jako součást příloh dodat i výkresovou dokumentaci samotného sacího traktu.
- Elektronické přílohy 2 až 15 obsahují výsledky analýz a názvy souborů jsou pro snadnější orientaci vytvořeny tímto způsobem:
(Saní z)_reci_(hm. % rec. vzduchu v CVENT)_klp(úhel uzavření rec. klapky).xlsx