



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ÚPRAVA MULTICYKLONU ZA BIOMASOVÝM KOTLEM

MULTICYCLONE TREATMENT BEHIND BIOMASS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Vafek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Petr Vafek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Úprava multicyklonu za biomasovým kotlem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je věnována problematice separace tuhých částic z proudu spalín biomasového kotle 7 MW. Práce bude zaměřena na problematiku zachytu částic popílku s využitím multicyklonu. Konkrétní geometrie multicyklonu bude přepočtena s cílem identifikovat její odlučivost drobných částic. Posouzena budou opatření přispívající k zvýšení odlučivosti. Konkrétně bude rozpracována možnost odsávání částí spalín z výsypky multicyklonu.

Cíle diplomové práce:

1. Stručně představit problematiku separace tuhých částic cyklonovým odlučovačem.
2. Popsat důvody využívání multicyklonových odlučovačů a uvést typy jejich provedení.
3. Pro konkrétní aplikaci provést kontrolní výpočet stávajícího multicyklonu za biomasovým kotlem.
4. Uvést návrh možných úprav současné podoby multicyklonu vedoucí ke zvýšení odlučivosti popílku.
5. Zpracování projekčního návrhu odsávání spalín z výsypky multicyklonu.

Seznam doporučené literatury:

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s., ISBN 978-80-214-4300-6.

JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá úpravami multicyklónu, které vedou ke zlepšení jeho odlučivosti tuhých částic. Práce začíná teoretickou částí, kde jsou předvedeny vlastnosti a druhy odlučovačů tuhých znečišťujících látek se zaměřením na cyklónové odlučovače. V praktické části práce je nejdříve proveden výpočet odlučivosti a tlakové ztráty konkrétního multicyklónu. Následně je vysvětlen problém s odlučováním a jsou představeny a zhodnoceny úpravy, které mohou tento problém eliminovat. V poslední a hlavní části práce je vytvořen projekční návrh odsávání spalin z multicyklónu obsahující návrh potrubní trasy a výběr spalínového ventilátoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Multicyklón, biomasa, odlučovač, ventilátor, popílek

ABSTRACT

The diploma thesis deals with multitube cyclone changes leading to improve separating efficiency of solid particles. The thesis begins with theoretical part, in which the attributes and types of solid particle separators focusing on cyclones are presented. The practical part begins with separating efficiency and pressure drop calculation of the specific multitube cyclone. Subsequently the separating problem is explained and the changes leading to eliminating this problem are presented and evaluated. In the last and main part of thesis the design project including piping design and fan choice is created.

KEY WORDS

Multitube cyclone, biomass, separator, fan, ash

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAFEK, Petr. Úprava multicyklonu za biomasovým kotlem [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-17]. 63s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124778>.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Úprava multicyklonu za biomasovým kotlem vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Petr Vafek

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za odborné rady a cenné připomínky, které mi vstřícně poskytl při konzultacích diplomové práce. Dále bych rád poděkoval firmě TTS energo, zejména Ing. Radku Plačkovi, za možnost pracovat na reálném problému a také za odborné rady při tvorbě práce. Děkuji také své rodině a přítelkyni, protože mi vytvářeli během celého studia vhodné podmínky a podporovali mě.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Látky ovlivňující životní prostředí.....	12
2.1	Tuhé znečišťující látky	12
3	Separace tuhých částic	13
3.1	Vlastnosti odlučovače.....	13
3.1.1	Celková odlučivost zařízení	13
3.1.2	Frakční odlučivost	14
3.1.3	Tlaková ztráta	15
3.2	Typy odlučovačů	15
3.2.1	Suché mechanické odlučovače.....	15
3.2.2	Mokrý mechanické odlučovače	17
3.2.3	Elektrostatické odlučovače.....	19
3.2.4	Textilní filtry	19
4	Cyklonové odlučovače.....	21
4.1	Princip cyklónu.....	21
4.2	Základní vlastnosti cyklónu.....	21
4.3	Rozdělení cyklonových odlučovačů.....	23
4.4	Geometrie cyklónu	25
5	Přepočítání stávající geometrie	27
5.1	Stávající geometrie a vstupní parametry	27
5.2	Porovnání stávající geometrie s doporučenými geometriemi	28
5.3	Výpočet frakční odlučivosti a tlakové ztráty stávající geometrie multicyklonu	28
5.3.1	Barth model	29
5.3.2	Leith and Licht model	30
5.3.3	Ioza and Leith model.....	34
5.3.4	Lapple model.....	35
5.3.5	Zhodnocení výsledků frakční odlučivosti	36
5.3.6	Tlaková ztráta cyklónu	37
5.3.7	Zhodnocení výsledků tlakové ztráty	39
6	Úpravy multicyklónu vedoucí ke zvýšení odlučivosti popílku	41
6.1	Umístění multicyklónu a jeho části	41
6.2	Problém při odlučování popílku	41
6.3	Přepážky ve spodní komoře.....	42
6.4	Přepážka ve vstupním kanále	43

6.5	Odsávání ze spodní komory	43
6.6	Odsávání s tkaninovým filtrem	44
6.7	Odsávání s pomocným cyklónem	45
6.8	Zhodnocení možných úprav	46
7	Projekční návrh odsávání spalin	47
7.1	Návrh potrubní trasy	47
7.1.1	Rychlost spalin v potrubí	47
7.1.2	Připojovací místa k multicyklónu	47
7.1.3	Komponenty potrubí	47
7.2	Tlaková ztráta potrubí	50
7.3	Výběr spalínového ventilátoru	52
7.3.1	Spalínový ventilátor Kovodružstvo Strážov RVR 500	53
7.3.2	Regulace ventilátoru	54
7.3.3	Ukotvení ventilátoru	55
8	Závěr	56
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	58
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	60
	SEZNAM OBRÁZKŮ	62
	SEZNAM PŘÍLOH	63

1 Úvod

Vlivem průmyslové revoluce se od 18. století rapidně zvyšuje životní úroveň obyvatelstva. Její počátek ale přinesl také negativa. Spalováním paliva, v minulosti zejména uhlí, se totiž vytváří mnoho znečišťujících látek – emisí. Situace došla tak daleko, že jedním z hlavních environmentalistických témat současné doby je snižování emisí nejen z energetických zařízení. Při zaměření se na dopad emisí tuhých znečišťujících látek na náš život lze dokázat, že mají škodlivý vliv na naše zdraví. Proto je v současné době kladen důraz na eliminaci těchto částic. Slouží k tomu odlučovače (též separátory) tuhých částic.

Jedním z nejstarších typů odlučovačů jsou již takřka sto let používané cyklónové odlučovače. Pro svou jednoduchost neztrácí časem na své oblíbenosti a slouží v mnoha odvětvích. V energetice se často pro vyšší objemový průtok spalín používají paralelně uspořádané cyklóny, pro něž se vžil název multicyklóny. Používají se především proto, že při stejné tlakové ztrátě dosahují mnohem vyšší frakční odlučivosti než pouze samostatný cyklón. Multicyklón ovšem už není z hlediska toku spalín tak jednoduché zařízení. Především u větších multicyklónů s mnoha cyklóny je takřka nemožné dosáhnout rovnoměrný tok spalín do jednotlivých cyklónů. Při nerovnoměrném toku pak často vzniká nepříliš probádaný nežádoucí jev – ve spodní komoře (výsypce) multicyklónu proudí spaliny s již odloučeným popílkem do spodních hrdel méně zatížených cyklónů a dostávají se přes cyklón do cyklóny předčištěných spalín. Mnoho uživatelů těchto zařízení s tímto problémem nepočítá a nepředchází mu. V odborné literatuře lze najít jen málo zmínek o eliminaci tohoto problému. Jak mu tedy lze zabránit? Tím se na konkrétním příkladu multicyklónu za biomasovým kotlem TTS VESKO –T 7 MW v třebíčské Teplárně SEVER zabývá tato diplomová práce.

Práci lze rozdělit na dvě části – rešeršní a praktickou, kde každá z částí obsahuje několik kapitol. Rešeršní část se nejprve zabývá látkami, které negativně ovlivňují životní prostředí. Zejména se zaměřuje na tuhé znečišťující látky. Na ty pak navazuje další část, která představuje vlastnosti odlučovačů a rozděluje je podle principu odlučování. Další samostatná kapitola, která se zaměřuje na cyklónové odlučovače, se věnuje jejich vlastnostem, geometrii a druhům. V praktické části zabývající se úpravou multicyklónu je nejdříve přepočtena frakční odlučivost a tlaková ztráta jeho geometrie, následně jsou uvedeny možné úpravy, které vedou ke zlepšení odlučivosti zařízení. Poslední část práce se věnuje projekčnímu návrhu odsávání spalín z multicyklónu a obsahuje návrh potrubí, výběr ventilátoru a výkresovou dokumentaci návrhu.

2 Látky ovlivňující životní prostředí

Obsah znečišťujících látek v atmosféře má výrazný vliv na zdraví člověka i na přírodu. Čistota ovzduší je proto v dnešní době považována za jeden z významných ukazatelů kvality života. Je popsána emisemi a imisemi.

Emise je možné popsat jako uvolňování polutantů (znečišťujících látek) do atmosféry. Udávají se v hmotnostních nebo objemových jednotkách vypouštěné znečišťující látky za dané období, nejčastěji za rok. Polutanty vypuštěné do atmosféry, které zreagují s dalšími přítomnými látkami v ovzduší, se nazývají imise. Při této reakci mohou často vzniknout látky ještě škodlivější. Množství imisí se udává v koncentračních jednotkách, například v mikrogramech na metry krychlové. Nejvyšší přípustné množství vypouštěné znečišťující látky do ovzduší je označováno jako emisní limit. Imisní limit je hodnota nejvýše přípustné úrovně znečištění ovzduší v daném místě.

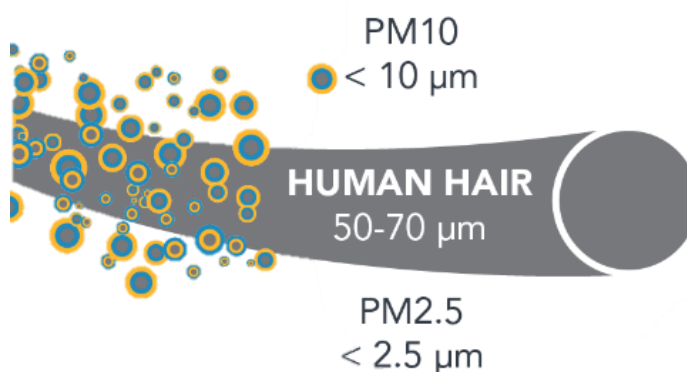
Znečišťující látkou je podle zákona č. 201/2012 Sb. každá látka, která svou přítomností v ovzduší má nebo může mít škodlivé účinky na lidské zdraví nebo životní prostředí anebo obtěžuje zápachem. Základními znečišťujícími látkami jsou anorganické sloučeniny síry, organické sloučeniny dusíku, skleníkové plyny (oxid uhličitý, metan, oxid dusný, ozon, ...), těkavé organické látky, amoniak a tuhé znečišťující látky, jimiž se více zabývá následující podkapitola [1].

2.1 Tuhé znečišťující látky

Pod pojmem tuhé znečišťující látky (dále TZL) si lze představit jejich různé formy jako je například popílek, prach, dým nebo aerosolové částice. TZL a jejich frakce PM_{10} a $PM_{2.5}$ spadají mezi nejvýznamnější znečišťující látky a podstatně se podílí na zhoršení kvality ovzduší nejen v ČR. PM jsou jemné částice, které zůstávají dlouhou dobu ve vzduchu. Zvláště tyto částice působí negativně na lidské tělo, protože se usazují v dýchacích cestách. Při dlouhodobém vystavení vysokým koncentracím těchto látek je prokázáno, že poškozují plicní a srdeční systém a zkracují střední délku života [1, 2].

Rozdělení jemných částic PM:

- $PM_{2.5}$ jsou jemné částice aerodynamické velikosti¹, které jsou menší než $2,5\ \mu m$
- PM_{10} jsou jemné částice aerodynamické velikosti, které jsou menší než $10\ \mu m$



Obrázek 2.1 Velikost jemných částic PM v porovnání s lidským vlasem [2]

¹ Aerodynamická velikost částice je dána pádovou rychlostí částice s hustotou $1000\ kg/m^3$

3 Separace tuhých částic

Proč je důležité redukovat emise tuhých znečišťujících látek, je uvedeno v předchozí kapitole. Jak ale vzniku těmto emisím lze zabránit, vysvětluje tato kapitola zaměřená na odlučování tuhých částic v energetice [1].

3.1 Vlastnosti odlučovače

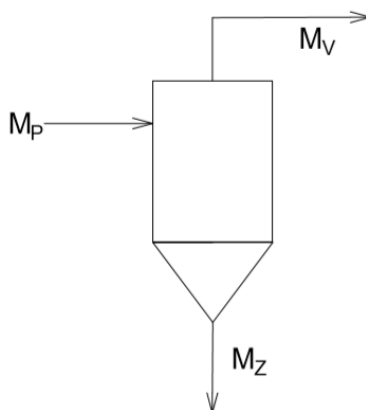
Separaci tuhých částic z proudu plynu na požadovanou hodnotu zajišťují odlučovače, popř. odlučovací systémy, které volíme zejména podle dosažené celkové odlučivosti, spotřeby energie pro odlučování (ovlivněná tlakovou ztrátou odlučovače), investičních a provozních nákladů [1].

3.1.1 Celková odlučivost zařízení

Podle obrázku 3.1 lze označit hmotnostní toky jako přívod M_P , výstup M_V a záchyt M_Z . Celkovou odlučivost tedy můžeme popsat rovnicí:

$$O_c = \frac{M_Z}{M_P} = \frac{M_P - M_V}{M_P} = 1 - \frac{M_V}{M_P} \quad (3.1)$$

Hmotnostní toky se stanovují pomocí změřených hmotnostních koncentrací a náležitých objemových průtoků. Zanedbáním změny stavu plynu mezi vstupem a výstupem platí, že $\dot{V}_P = \dot{V}_V$ [1].



Obrázek 3.1 Hmotnostní tok částic na odlučovači [1]

Pro celkovou odlučivost tedy můžeme psát:

$$O_c = \frac{\dot{V}_P C_P - \dot{V}_V C_V}{\dot{V}_P C_P} \cong \frac{C_P - C_V}{C_P} = 1 - \frac{C_V}{C_P} \quad (3.2)$$

kde:

C_P	[mg/m ³]	hmotnostní koncentrace na vstupu
C_V	[mg/m ³]	hmotnostní koncentrace na výstupu

3.1.2 Frakční odlučivost

Dosažená celková odlučivost není ovšem vlastností odlučovače. Je totiž dána odlučovacími schopnostmi odlučovače, které jsou dány závislostí frakční odlučivosti na velikosti částice $O_f(a)$ a na zrnitosti a koncentraci částic na vstupu do odlučovače. Závislost $O_f(a)$ bývá u odlučovacích zařízení známa a je stanovena experimentálně. Pomocí průběhu $O_f(a)$ a zrnitosti částic na vstupu Z_p lze stanovit vztah pro celkovou odlučivost O_C [1].

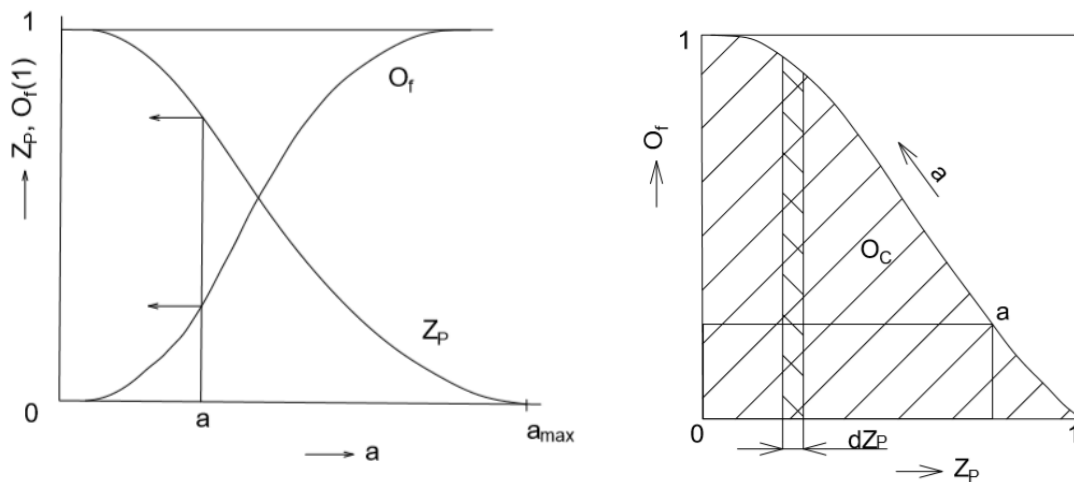
$$O_C = \int_{a_{\max}}^0 O_f(a) \cdot dZ_p(a) \quad (3.3)$$

Náhradou integrálního počtu sumací je hodnota O_C přibližně:

$$O_C = \sum_{i=1}^n O_{f,i} \cdot \Delta Z_{p,i} \quad (3.4)$$

kde:

n [-] počet velikostních intervalů rozdělený podle velikosti částic $a_{\max}$ až $a_{\min}$
 $O_{f,i}$ [-] frakční odlučivost pro velikost částice uprostřed daného intervalu



Obrázek 3.2 Stanovení celkové odlučivosti O_C grafickým postupem [1]

Na obrázku 3.2 lze vidět grafické řešení, kde plocha pod křivkou $O_f - Z_p$ je rovna výsledku integrálu z rovnice 3.3.

Tvar S-křivky a frakční odlučivost v rozmezí 0 až 1 jsou charakteristické zejména pro gravitační, setrvačné nebo odstředivé typy odlučování, tedy hlavně pro suché mechanické odlučovače. Pro tento typ odlučovačů se udává také mez odlučivosti a_m , která je definována jako velikost částice, kde se frakční odlučivost rovná 0,5 [1].

3.1.3 Tlaková ztráta

Tlaková ztráta odlučovačů se rovná rozdílu tlaků (statický + dynamický) na vstupu a výstupu z odlučovacího zařízení. U suchých mechanických odlučovačů je tlaková ztráta rovna známému vztahu:

$$\Delta p_z = \xi_A \frac{v_A^2}{2} \rho \quad (3.5)$$

kde:

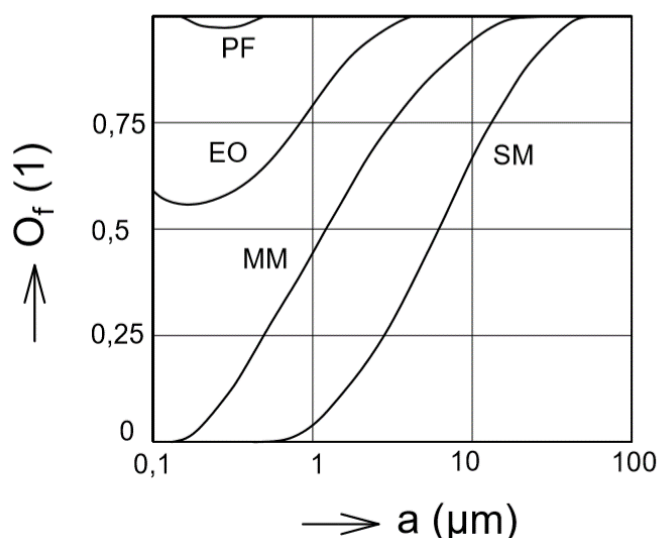
ξ_A	[-]	ztrátový součinitel
v_A	[m/s]	charakteristická rychlost proudění
ρ	[kg/m ³]	hustota plynu

U mokrých odlučovačů je tlaková ztráta mimo průtoku plynu také značně závislá na měrné spotřebě obíhající vody [1].

3.2 Typy odlučovačů

Odlučovače jsou rozděleny do čtyř základních skupin: suché mechanické, mokré mechanické, elektrické odlučovače a průmyslové filtry. Jednotlivé druhy odlučovačů lze od sebe rozlišit ještě podle převládajícího principu separace částic. Tím je myšlen charakter síly nebo přenosový děj, které jsou pro dané zařízení dominantní.

Jsou to například gravitační, setrvačná, odstředivá a elektrická síla, difuze, intercepce, síťový princip a jejich kombinace [1].



Obrázek 3.3 Charakteristické průběhy závislosti $O_f(a)$ pro jednotlivé typy odlučovačů [1]

3.2.1 Suché mechanické odlučovače

Mechanické odlučovače využívají k separaci tuhých částic gravitační, setrvačné a odstředivé síly. Právě podle převládající síly, která způsobuje odlučování, jsou rozděleny na gravitační, setrvačné, vírové a rotační.

Důležitá je zde veličina pádová rychlost, která je určena z rovnováhy gravitační, odporové a vztlakové síly.

$$u_p = \sqrt{\frac{4a(\rho_p - \rho)g}{3\xi\rho}} \quad (3.6)$$

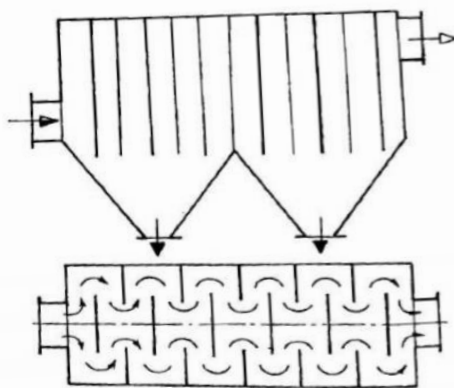
kde:

u_A	[m/s]	pádová rychlost
ξ	[-]	součinitel odporu
ρ	[kg/m ³]	hustota plynu
ρ_p	[kg/m ³]	hustota částice
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
a	[m]	velikost částice

Z obrázku 3.3 je patrné, že suché mechanické odlučovače nejsou vhodné pro odlučování velmi malých částic. I proto se většinou používají jen jako předodlučovače. Jejich výhodami jsou naopak nízká cena, spolehlivost, jednoduchost a snadná údržba [1].

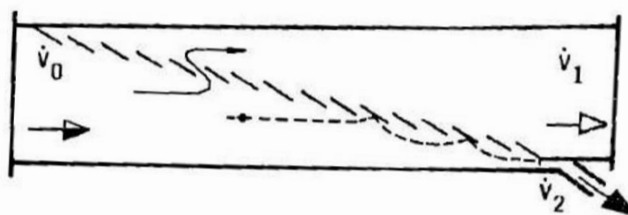
Typy suchých mechanických odlučovačů:

- **Gravitační** – separace tuhých částic probíhá v usazovacích (sedimentačních) komorách. Proud plynu při vstupu do této komory ztrácí rychlost a částice vlivem gravitace klesají do spodní části komory. Zařízení pracuje s malou účinností a spolehlivě odlučuje jen částice větší než 0,1 mm. Často se proto do komory instalují přepážky, které mají za úkol odklonit trajektorii proudu plynu. Těžké částice tak vlivem setrvačnosti naráží do přepážky a propadávají do spodní části komory. I tak se tyto zařízení instalují zejména pro předčištění plynu před dalším odlučovačem [1].



Obrázek 3.4 Usazovací komora s přepážkami [1]

- **Setrvačné** – typické pro tento typ separace jsou žaluziové odlučovače. Směr plynu je ostře změněn žaluziemi, který tuhé částice vlivem setrvačnosti nenásledují a dopadají na odlučovací plochu – žaluzie. Dosažená účinnost a velikost frakce odloučené částice je velice podobná jako u gravitačních odlučovačů. Jsou ovšem kompaktnější [1].



Obrázek 3.5 Žaluziový odlučovač

- **Vírové neboli cyklónové** jsou nejpoužívanější napříč všemi odvětvími. Můžeme se s nimi setkat v energetice, dřevozpracujícím průmyslu, stavebním průmyslu, ve vysavačích atd. Separace částic je zajištěna šroubovitým pohybem plynu uvnitř cyklónu, který vyvolává odstředivou a setrvačnou sílu na částice. Ty vlivem těchto sil ulpívají na stěně cyklónu a postupují do jeho spodní části. Podrobněji se cyklóny bude zabývat kapitola 4 [1].

3.2.2 Mokrý mechanické odlučovače

Separace nečistot v plynu je způsobena kontaktem těchto částic s kapalinou, nejčastěji kapkami vody. Kapalina na sebe nečistoty naváže, tím se vzniklá částice stane mnohem těžší než plyn, a setrvačností se odloučí. Na obrázku 3.3 lze vidět, že oproti suchým mechanickým odlučovačům dosahují mokré lepší separace jemných částic (v ideálních případech méně než $1\ \mu\text{m}$). Vhodné jsou zejména pro lepkavé a abrazivní částice s vyšší vstupní koncentrací. Nevýhodami jsou riziko koroze, zamrzání, nutnost kalového a vodní hospodářství a energie spotřebovaná na oběh vody. Typickou vlastností mokrých odlučovačů je měrná spotřeba vody, která je vyjádřena jako spotřeba vody k objemu plynu. Podle vzájemného proudění plynu a kapaliny lze mokré odlučovače rozdělit na souproudé (proudové pračky), protiproudé (sprchové věže) a křížové (pěnové pračky) [1].

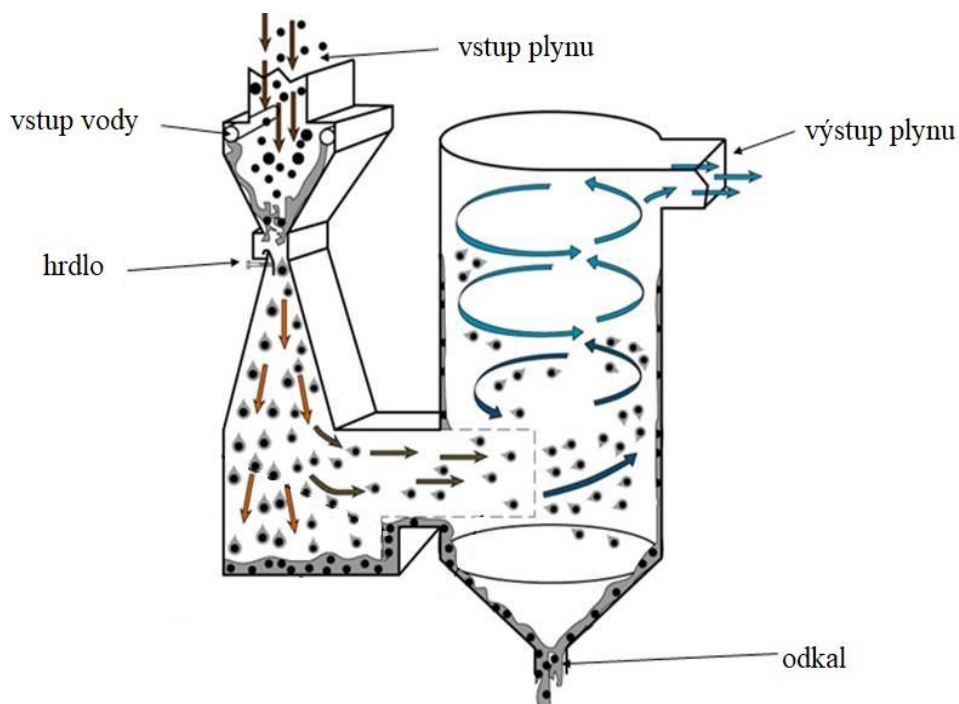
Typy mokrých odlučovačů:

- **Sprchové odlučovače** vstříkují kapalinu tryskami proti směru proudu plynu. Jejich měrná spotřeba vody je oproti ostatním typům vyšší a jejich účinnost je nižší. Typickými sprchovými odlučovači jsou sprchové věže a sprchové komory. Speciálním typem sprchového odlučovače s energetickým využitím je spalínový kondenzátor, u kterého se jednak využívá teplo spalin (i latentní z kondenzace páry), ale také je vodou zachycováno malé množství prachových částic. Za sprchovým výměníkem je ovšem zapojený malý mokrý elektrofiltr, který z nasycených spalin nečistoty zcela odstraní [1, 3].
- **Pěnový odlučovač** separuje částice v pěně v několika patrech uspořádaných nad sebou. Pěna je vytvářena skrápěcí kapalinou, kterou protéká směrem shora dolů. Na jednotlivých patrech se vytváří vodní tříšť – pěna. Není použito žádné pěnidlo. Výhodou pěnového odlučovače je možnost použití pro vysokou koncentraci prachu a vyšší teploty plynu [1].



Obrázek 3.6 Spalinový kondenzátor TTS [3]

- **Proudový odlučovač** pracuje na principu nástřiku kapaliny vysokou rychlostí do proudu plynu přes hrdlo Venturiho trubice, kde se proud kapaliny rozdělí na malé kapičky. U malých kapiček je větší šance kontaktu s jemnějšími prachovými částicemi (často menší než $1\ \mu\text{m}$). Odloučení kapaliny, na kterou jsou navázány nečistoty, probíhá v cyklónovém odlučovači. Proudové odlučovače dosahují nejvyšší účinnosti a zároveň jsou schopny separovat i velmi malé částice, ale zároveň disponují nejvyšší tlakovou ztrátou ze všech mokrých odlučovačů (až 10 kPa). Typy proudových odlučovačů jsou Venturiho a ejektorová pračka [1,4].

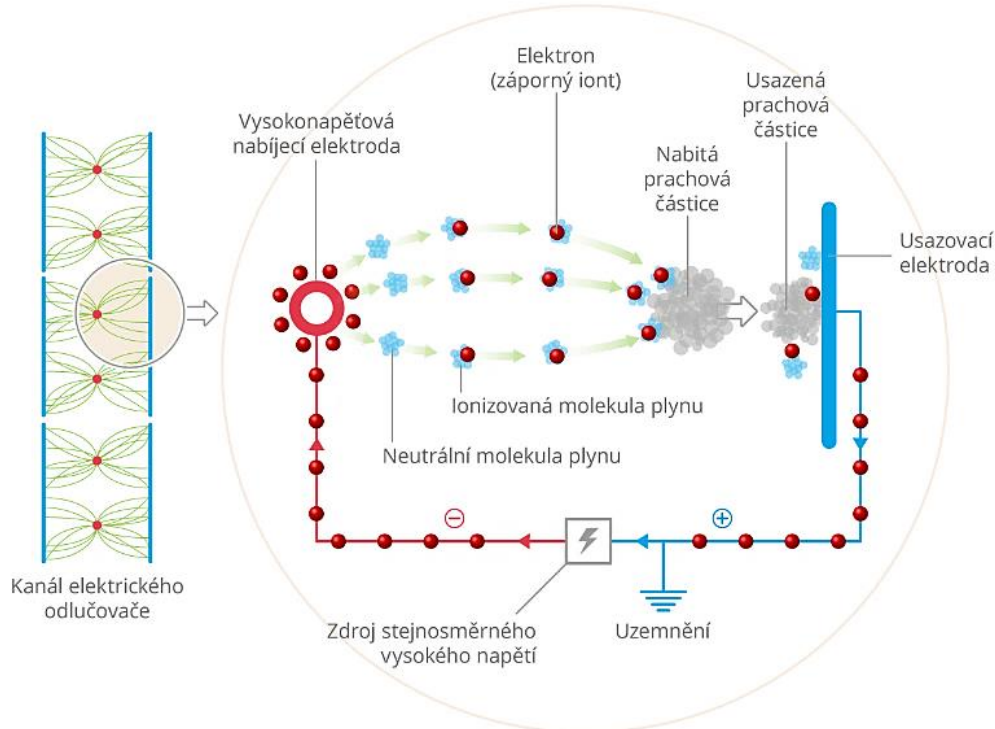


Obrázek 3.7 Venturiho pračka [4]

- **Mokré vírové odlučovače** pracují na stejném principu jako suché vírové odlučovače. Změna oproti suchým je zde smáčení stěny kapalinou, čímž lze dosáhnout lepší odlučivosti jemných částic ($a_m = \text{až } 10 \mu\text{m}$). Při paralelním zapojení více cyklónů získáme nižší hodnotu a_m . Těmto zařízení říkáme vírníky [1].

3.2.3 Elektrostatické odlučovače

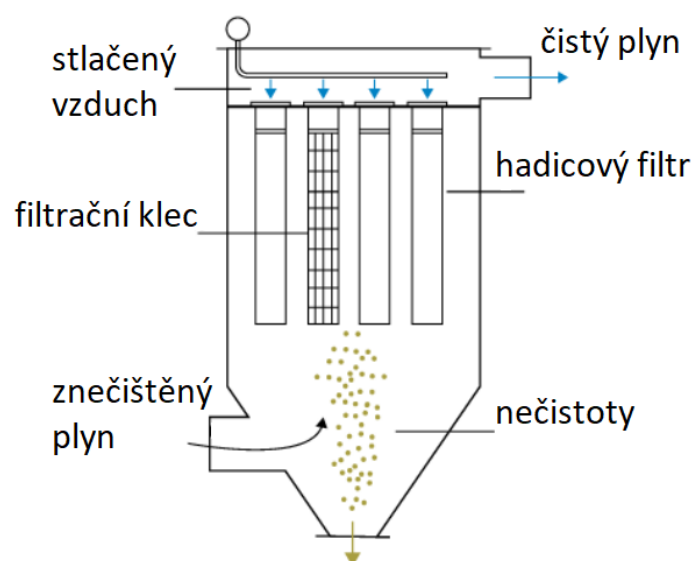
Elektrostatické odlučovače (EO), též elektrické odlučovače či elektrofiltry, využívají k separaci prachových částic elektrostatickou sílu. Popílek procházející systémem oddělovacích stěn je polarizován záporně nabitou elektrodou. Záporně nabitá částice jsou přitahovány na sběrnou plochu (kladná elektroda), odkud jsou mechanicky oklepávány do výsypky elektrofiltru. Podle druhu elektrod lze EO rozdělit na trubkové a deskové. EO vykazují mnoho výhod. Například odlučivost elektrofiltru dosahuje hodnot až nad 99,5 %, disponuje velkou odlučivostí i pro velmi malé částice (pod $1 \mu\text{m}$), jsou vhodné pro velké objemové průtoky plynu, mají nízkou tlakovou ztrátu a vhodné jsou i pro vyšší teploty. Jedná se ovšem o finančně náročné zařízení, které zabírají hodně místa [1].



Obrázek 3.8 Princip elektrostatického odlučovače [5]

3.2.4 Textilní filtry

Proces zachytávání částic je u textilních filtrů rozdělen do třech částí. V té první se zachycují největší částice na jednotlivých vláknech filtru pomocí difuze, intercepce nebo setrvačnosti. Ve střední fázi se částice převážně usazují na již odloučených částicích a dochází k přemostování vláken. V konečné fázi se zaplní póry a vzniká tzv. filtrační koláč, který slouží jako další porézní vrstva pro ostatní jemnější částice. Regenerace, tedy čištění filtru, je možné provádět mechanicky, zpětným proplachem nebo pulzním profukem. Filtry se dělí na hadicové a kapsové. Textilní filtry dosahují ze všech druhů odlučovačů nejlepší odlučivosti částic, až 99,9 %. Stejně jako elektrofiltry zabírají hodně prostoru. Největším problémem je ovšem teplotní a chemická odolnost materiálu filtru [1, 6].



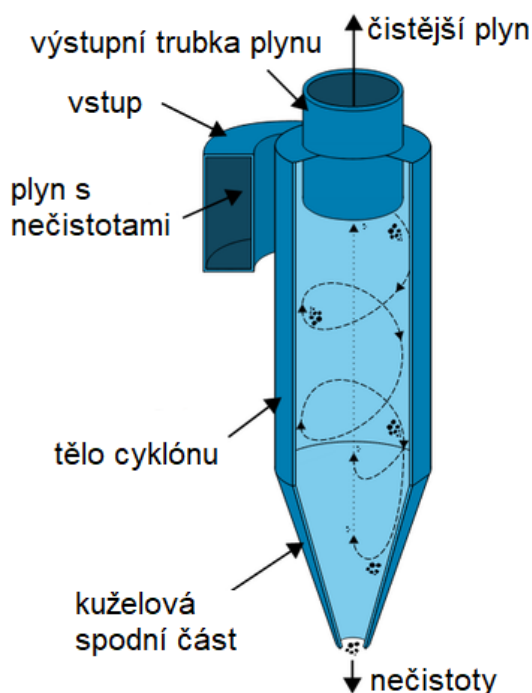
Obrázek 3.9 Hadicový filtr s pulzním profukem [6]

4 Cyklonové odlučovače

V této kapitole jsou více představeny cyklonové (vírové) odlučovače, které spadají do kategorie suchých mechanických odlučovačů. Cyklóny jsou dobře známé a velmi užívané odlučovače tuhých částic. Jejich výzkumem se lidstvo zabývá více než 100 let. Používají se v několika průmyslových odvětvích jako např. v energetice, dřevozpracujícím průmyslu, chemickém, zemědělském či stavebním průmyslu. Nejčastějším materiálem je ocel, díky mnoha způsobům použití se lze setkat i s plastovým či hliníkovým provedením. Jejich časté použití je dáno jejich relativně nízkou cenou, jednoduchou konstrukcí, nenáročnou údržbou a tím, že jsou také vhodné pro vysoké teploty i tlaky. Výhodou rovněž je, že odloučený popílek je v suchém stavu [1, 7, 12].

4.1 Princip cyklónu

Spaliny jsou přiváděny vstupním kanálem vhodného tvaru do válcové komory cyklónu, kde vytváří spirálový pohyb, což je podobný jev, který si lze představit například u tornáda. Lehčí částice plynu mají nižší setrvačnost a snáz se dostanou z vytvořeného víru. Naopak těžší částice s vyšší setrvačností jsou více ovlivněny vírem, což způsobuje, že se dotknou stěny cyklónu a padají dolů do výsyvky kuželového tvaru. Lehčí částice (vyčištěné spaliny) se naopak shromažďují v horní části cyklónu, odkud se dostávají středovou trubicou pryč. Spaliny jsou tak připraveny k dalšímu čištění, které odloučí jemnější frakci tuhých částic [7, 12].



Obrázek 4.1 Cyklonový odlučovač [7]

4.2 Základní vlastnosti cyklónu

Mezi typické vlastnosti cyklonových odlučovačů bezesporu patří jejich odlučovací schopnosti, které je možné popsat Stokesovým kritériem pro mez odlučivosti a_m . Čím vyšší je hodnota Stokesova kritéria, tím vyšší frakční odlučivosti O_f se dosahuje. Stokesovo kritérium je dáno vztahem:

$$S_T = \frac{\tau_p v_D}{d} \quad (4.1)$$

kde:

d	[m]	vnitřní průměr válcové komory článku
τ_p	[s]	doba relaxace částice
v_D	[m/s]	fiktivní rychlost

v_D je tzv. fiktivní rychlost ve válcové komoře a je dána vztahem:

$$v_D = \frac{4\dot{V}}{\pi d^2} \quad (4.2)$$

kde:

$\dot{V}$	[m ³ /s]	objemový průtok plynu
-----------	---------------------	-----------------------

Další veličinou, která vystupuje ve Stokesově kritériu, je doba relaxace částice τ_i , která je dána vztahem:

$$\tau_i = \frac{a^2 \rho_p}{18\mu} \quad (4.3)$$

kde:

ρ_p	[kg/m ³]	hustota částice
μ	[N.s.m ⁻²]	dynamická viskozita
a	[m]	průměr částice

Hodnota Stokesova kritéria je konstantní pro daný odlučovač – $S_T = konst.$ Z výše zmíněných rovnic je patrné, že při zvýšení objemového průtoku se zvýší i fiktivní rychlost. V důsledku toho se snižuje hodnota meze odlučivosti a_m a i závislost frakční odlučivosti $Of(a)$ se tím pádem posouvá do oblasti menších částic. Při překročení určité rychlosti zde ale může nastat nežádoucí jev, a to když vír v cyklónu vnikne až do výsypky a strhává s sebou i již odloučené částice zpět. Proto většina výrobců udává doporučený rozsah fiktivních rychlostí, který by měl uživatel pro správnou funkci cyklónu dodržovat. Z výše zmíněných rovnic je také patrné, že čím menší průměr válcové komory, tj. čím menší cyklón použijeme, tím lepší by měla být mez odlučivosti a_m .

Další vlastností, která se u cyklónů většinou posuzuje, je jejich tlaková ztráta. Tu lze vypočítat obdobně jako u jakéhokoliv odlučovače (rovnice 3.5), s tím rozdílem, že rychlost nahradíme rychlostí na vstupu do cyklónu a ztrátový součinitel nahradíme parametrem tlakové ztráty ΔH .

Finální vztah je tedy:

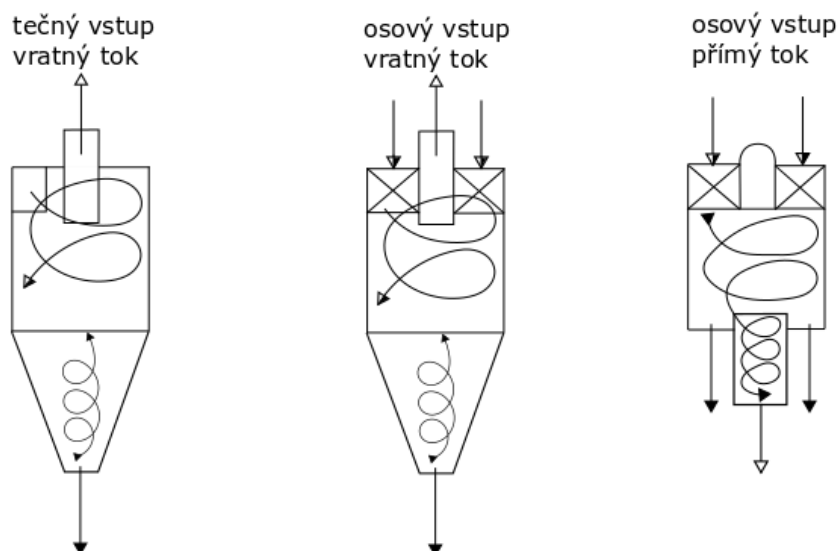
$$\Delta p_z = \Delta H \frac{v_i^2}{2} \rho \quad (4.5)$$

Parametr tlakové ztráty, tudíž i tlaková ztráta, je závislý na konstrukci a geometrii cyklónu. Tlaková ztráta bývá zpravidla oproti ostatním suchým mechanickým odlučovačům vysoká. Hodnoty pro konkrétní případy jsou uvedeny v další podkapitole 4.3 [1, 12].

4.3 Rozdělení cyklónových odlučovačů

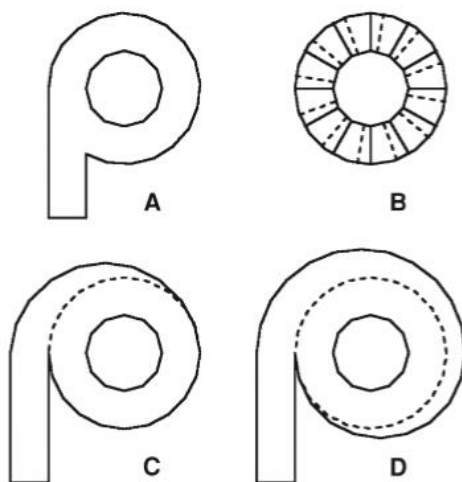
Základním elementem cyklónových odlučovačů je vírový článek (cyklón), který lze popsat a rozdělit podle několika kritérií. Podle směru plynu vstupujícího do cyklónu se dělí na dva základní typy (Obrázek 4.2):

- S tečným vstupem
- S osovým vstupem



Obrázek 4.2 Rozdělení cyklónů podle způsobu dosažení rotace plynu [1]

Vírové články s tečným vstupem jsou nejběžněji používanými. Jejich velmi podstatná část je vstup, protože vhodnou geometrií vstupu vzniká správná rotace plynu a potřebná odlučivost. Na obrázku 4.3 jsou znázorněny geometrie cyklónů s kolmým (A), polospirálním (C) a spirálním (D) tečným vstupem. Známý je také šroubový tečný vstup. Jejich tlaková ztráta činí zhruba od 600 do 1000 Pa. Cyklóny s tečným kolmým vstupem jsou v praxi nejpoužívanější suché mechanické odlučovače.



Obrázek 4.3 Rozdělení cyklónů podle vstupu [12]

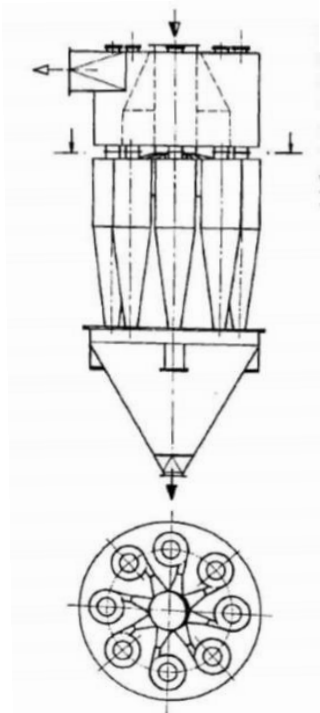
U vírových článků s osovým vstupem plyn vstupuje do cyklónu rozváděcími lopatkami (Obrázek 4.3 B), které zajišťují požadovaný spirální pohyb plynu. Dále je možné rozdělit

cyklóny s osovým vstupem na cyklóny s vratným tokem nebo přímým tokem (Obrázek 4.2). Jejich tlaková ztráta je nižší než u cyklónů s tečným vstupem, a to zhruba od 400 do 500 Pa.

Jak již bylo zmíněno, základním elementem cyklónových odlučovačů je vírový článek. Pokud je potřeba vyčistit větší objemový průtok plynu, lze zapojit paralelně více menších cyklónů. Pokud použijeme geometricky podobné cyklóny, které disponují stejnou tlakovou ztrátou, avšak mají odlišný průměr válcové části, lze předpokládat, že se hodnota meze odlučivosti a_m změní pro n cyklónů na hodnotu $a_{m,n}$ podle vztahu:

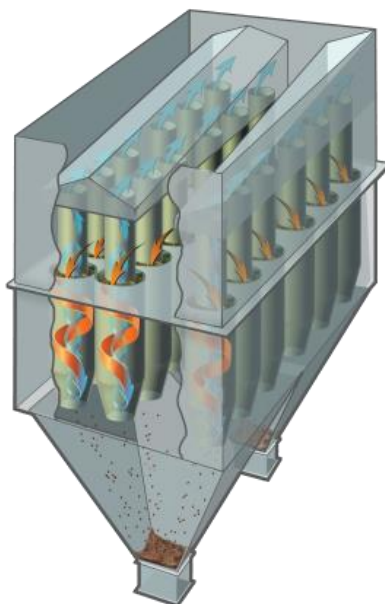
$$a_{m,n} = \frac{a_m}{n^{0,25}} \quad (4.5)$$

Při použití více menších cyklónů se tedy hodnota meze odlučivosti posune do oblasti menších částic, a proto selepší i odlučovací schopnosti. Ovšem čím více cyklónů je použito, tím více rostou finanční náklady. Jedním z možných řešení paralelního uspořádání cyklónů je skupinový odlučovač (obrázek 4.4). Jednotlivé články jsou zde rozloženy symetricky a do každého článku vede samostatný přívod plynu, a proto je do jednotlivých článků průtok rozložen rovnoměrně. Vyčištěný plyn z jednotlivých cyklónů se znovu mísí ve výstupní komoře a odloučené částice se shromažďují ve výsypce odlučovače.



Obrázek 4.4 Skupinový odlučovač [1]

V energetice jsou ovšem mnohem více využívány multicyklóny, které oproti skupinovému uspořádání nemají jednotlivé přívody do každého článku zvlášť. Do multicyklónu vstupuje proud znečištěného plynu, ze kterého si ideálně každý článek nasává stejné množství plynu. Výstupní trubky jsou vyvedeny do společné výstupní komory a nečistoty se shromažďují ve společné výsypce (občas bývá výsypka dělená) obdobně jako u skupinového odlučovače.

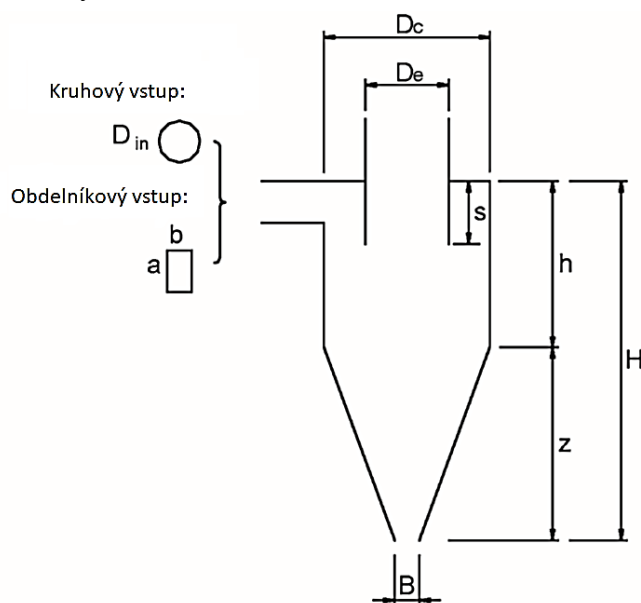


Obrázek 4.5 Multicyklon [8]

Poslední variantou jsou sériově uspořádané cyklóny. Sériové cyklónové odlučovače také zvýší odlučivost zařízení, mají ovšem oproti paralelně zapojeným velkou nevýhodu. Značně roste tlaková ztráta. Navíc bývá pravidlem, že v prvním článku se odloučí většina částic. Druhý tak má nižší celkovou odlučivost než článek první. Pro zvýšení jejich odlučivosti se používají cyklóny se spirálním vstupem [1, 11, 12].

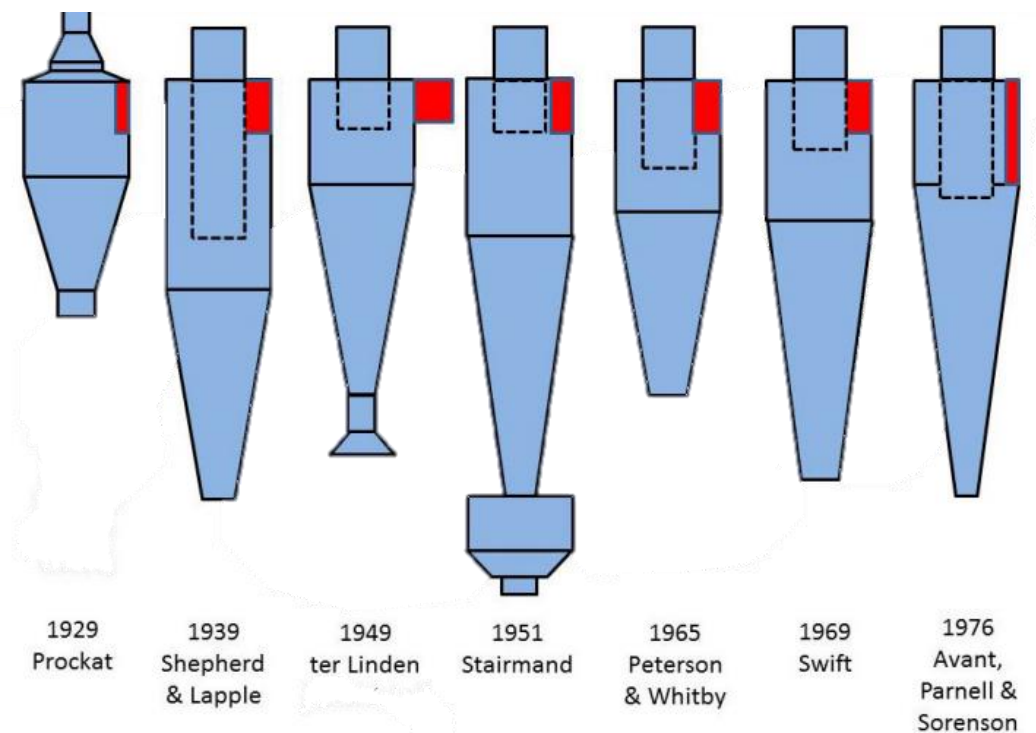
4.4 Geometrie cyklónu

Na obrázku 4.6 je předvedena v praxi nejčastěji používaná geometrie cyklónu s tečným kolmým vstupem se znázorněnými jeho hlavními částmi. Válcové tělo cyklónu má průměr D_c a výšku h . Kuželová část má výšku z a v nejužším výstupním místě průměr B . Vstup může být proveden jak kruhový značený jako D_{in} , tak i obdélníkový s výškou a a šířkou b . Výstupní trubka pro vyčištěný plyn má průměr D_e a je umístěna pod nejvyšší částí válcového těla o rozměr s . Celý cyklón má výšku H .



Obrázek 4.6 Geometrie cyklónu s tečným kolmým vstupem [12]

Geometrie cyklónu je velmi důležitá nejen pro vysokou odlučivost, ale také pro co nejmenší ztráty, spolehlivost, kompaktnost atd. Proto byly zejména v druhé polovině minulého století prováděny výzkumy, ze kterých vzešly dodnes známé a stále používané charakteristické rozměry cyklónů. Tyto rozměry lze nazvat i jako cyklónové “rodiny”. Na obrázku 4.7 lze vidět některé z nich podle jejich autora a data vzniku. Nejstarší typy byly široké a měly nízkou tlakovou ztrátu. Postupem času se ale cyklóny zužovaly, čímž rostl vlivem zvýšení rychlosti plynu v cyklónu jejich odlučivost. V důsledku toho ale také rostla tlaková ztráta a s tím spojená energetická náročnost provozu cyklónu. Současný výzkum, využívající metodu konečných objemů CFD², se proto snaží najít cestu pro co možná nejvyšší odlučivost cyklónu při co nejmenší energetické náročnosti zařízení. Rozměry cyklónu jsou většinou vyjádřeny pomocí průměru válcové části D_C , který se zvolí podle objemového toku spalín do cyklónu. Pomocí něj se určí z dané cyklónové “rodiny” další rozměry. Lze se setkat i s návrhy cyklónů 2D-2D a 1D-3D. Čísla v tomto případě představují poměr výšek válcové a kuželové části cyklónu vůči D_C . 2D-2D má tedy obě výšky stejné, vysoké $2D_C$. 1D-3D má výšku válcové části $1D_C$ a výšku kuželové $3D_C$ [9, 10, 12].



Obrázek 4.7 Charakteristické rozměry cyklónů podle různých autorů [9]

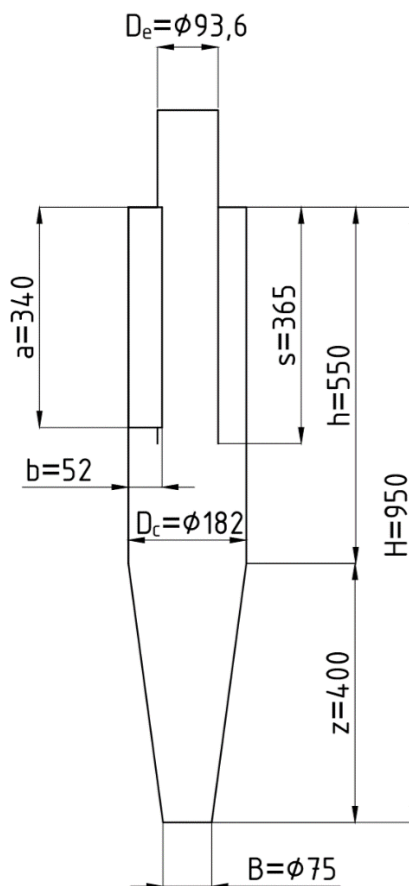
² CFD (computational fluid dynamics) – numerická simulace využívající metodu konečných objemů

5 Přepočet stávající geometrie

V této kapitole je porovnána stávající geometrie cyklónu s různými doporučenými geometriemi. Dále je spočtena frakční odlučivost a tlaková ztráta stávající geometrie a nové geometrie cyklónu podle čtyř různých autorů (Barth, Iozza a Leith, Lapple, Leith a Licht), jejichž analytické vztahy jsou dlouho známé a dobře dostupné.

5.1 Stávající geometrie a vstupní parametry

Multicyklón se skládá ze 128 jednotlivých cyklónů se stejnou geometrií, které mají tečný kolmý vstup. Na obrázku 5.1 je znázorněna stávající geometrie cyklónu s jeho rozměry v milimetrech.



Obrázek 5.1 Stávající geometrie cyklónu

Hodnoty na vstupu do multicyklónu jsou:

Reálný průtok spalin	39500 Nm ³ /h
Teplota spalin	180 °C
Přetlak	-2700 Pa
Hustota spalin	1,2 kg/m ³ při 0 °C
Hustota částic	860 kg/m ³
Dynamická viskozita	0,00002454 Pa×s
Kinematická viskozita	0,0000305 m ² /s

Průtok jedním cyklónem bude v ideálním případě podíl reálného průtoku spalín do multicyklonu a počtu cyklónů. Průtok jedním cyklónem je tedy 308,59 Nm³/h, respektive 0,08572 Nm³/s.

5.2 Porovnání stávající geometrie s doporučenými geometriemi

V tabulce 5.1 jsou na prvním řádku uvedeny doporučené hodnoty cyklónových „rodin“ Lapple pro obecné použití, Swift pro obecné použití i pro vysokou odlučivost, Stairmand pro vysokou odlučivost a hodnoty jednoho cyklónu z multicyklonu z TTS.

Tabulka 5.1 Doporučené hodnoty podle různých autorů [12]

	Lapple obecné použití	Swift obecné použití	Stairmand vysoká odlučivost	Swift vysoká odlučivost	TTS cyklon
Q/D_c^2 (m ³ /h)	6860	6680	5500	4940	9316,5
a/D_c	0,5	0,5	0,5	0,44	1,87
b/D_c	0,25	0,25	0,2	0,21	0,29
H/D_c	4,0	3,75	4,0	3,9	5,22
h/D_c	2,0	1,75	1,5	1,4	3,02
D_e/D_c	0,5	0,5	0,5	0,4	0,52
B/D_c	0,25	0,4	0,375	0,4	0,41
s/D_c	0,625	0,6	0,5	0,5	2,01
ΔH^*	8,0	7,6	6,4	9,2	32,3**

* parametr tlakové ztráty ΔH je bezrozměrné číslo závislé na geometrii cyklónu a je možné jej spočítat pomocí 3 vztahů (podle autorů Shepherd a Lapple, Casal and Benet a Ramachandran)

**výpočet proveden podle Shepherd a Lapple (výpočet a vzorec uvedeny v podkapitole 5.3.6)

Ve druhém řádku tabulky je doporučený poměr objemového průtoku a průměr válcové části cyklónu. Z této doporučené hodnoty lze určit optimální průměr válcové části D_c , to je většinou první krok při návrhu cyklónu. Pokud porovnáme doporučené hodnoty s hodnotou cyklónu z TTS, lze vidět, že hodnota současné geometrie je podstatně vyšší. To je dáno menším průměrem válcové části. Jelikož dalších sedm doporučených hodnot závisí na rozměru D_c , hned první krok výrazně ovlivní další výsledky. Velmi výrazný rozdíl je i v rozměru výšky vstupu do cyklónu a . Takto vysoký vstup je značně atypický pro výše zmíněné doporučené rodiny. Ani výšky H a h nemají doporučenou geometrii, dokonce mezi sebou nemají ani doporučený poměr. Výstupní trubka plynu je příliš zanořena do těla cyklónu. Výstupní průměry kuželové části a výstupní trubky plynu odpovídají doporučeným hodnotám. Jaký vliv může mít nedodržení doporučených hodnot z uvedených „rodin“, lze vidět v posledním řádku. Parametr tlakové ztráty je u cyklónu z TTS násobně vyšší než u doporučených geometrií. To má pravděpodobně za následek vyšší tlakovou ztrátu. Zajisté bude mít geometrie cyklónu vliv i na jeho odlučivost. Zda jsou předpoklady správné, bude zjištěno v další podkapitole [12].

5.3 Výpočet frakční odlučivosti a tlakové ztráty stávající geometrie multicyklonu

Jelikož cyklón z TTS v mnoha rozměrech vybočuje mimo doporučený rozsah geometrických poměrů, je spočítána frakční odlučivost podle všech čtyř autorů. Jako příklad je podle výpočtových modelů spočítána frakční odlučivost pro velikost popílku 10 μm. Ač je

frakční odlučivost počítána pro jeden cyklón, lze výsledek použít i jako frakční odlučivost multicyklónu. Následující výpočty vychází z literatury Air Pollution Control Engineering a Aerosol Science and Technology [12, 14].

5.3.1 Barth model

Barthův model předpovídá frakční odlučivost jako funkci vztahu mezi pádovými rychlostmi částice určitého průměru a částice odloučené s 50% pravděpodobností. To znamená, že pravděpodobnost, kdy je či není částice odloučena, je stejná. Jako příklad je spočítána frakční odlučivost cyklónu pro částici o průměru $D_i = 10 \mu m$

$$O_{f,i} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{v_{ts}}{v_{ts}^m}\right)^{-3,2}\right]} \quad (5.1)$$

$$O_{f,i} = \frac{1}{[1 + (0,5543)^{-3,2}]}$$

$$O_{f,i} = 0,07$$

Kde v_{ts} a v_{ts}^m jsou pádové rychlosti pro částici, která je odloučena s 50% pravděpodobností. Poměr v_{ts}/v_{ts}^m je dán průměrnou hodnotou radiální rychlosti plynu v ose cyklónu, kde se nachází maximální tečná rychlost. Ze Stokesova zákona při zanedbání hustoty plynu, může být tento poměr vyjádřen jako:

$$\frac{v_{ts}}{v_{ts}^m} = \frac{\pi h^m \rho_p v_{tmax}^2 D_i^2}{9\mu Q} \quad (5.2)$$

$$\frac{v_{ts}}{v_{ts}^m} = \frac{\pi \times 0,5155 \times 860 \times 8,68^2 \times (10^{-5})^2}{9 \times 24,54 \times 10^{-6} \times 0,08572}$$

$$\frac{v_{ts}}{v_{ts}^m} = 0,5543$$

Pohyb plynu je složen z vnějšího (u stěny) k výsypce směřujícího a vnitřního k výstupní trubce směřujícího víru. Prostor mezi těmito víry se nazývá středová osa cyklónu. Výška středové osy cyklónu h^m je určena s ohledem na průměr výstupní trubky plynu a koncový průměr kuželové části. První varianta, kdy $D_e \leq B$, je dána vztahem:

$$h^m = H - s \quad (5.3)$$

A pro $D_e \geq B$ ($0,0936 > 0,075 \rightarrow$ případ současné geometrie cyklónu) vztahem:

$$h^m = \frac{(H - h)(D_c - D_e)}{(D_c - B)} + (h - s) \quad (5.4)$$

$$h^m = \frac{(0,950 - 0,550)(0,182 - 0,0936)}{(0,182 - 0,075)} + (0,550 - 0,365)$$

$$h^m = 0,5155 \text{ m}$$

Pro Barthův model lze maximální tečnou rychlost vypočítat následujícím vztahem:

$$v_{tmax} = v_0 \left[\frac{\left(\frac{D_e}{2}\right) (D_c - b) \pi}{2ab\alpha + h^m (D_c - b) \pi \lambda} \right] \quad (5.5)$$

$$v_{tmax} = 12,46 \left[\frac{\left(\frac{0,0936}{2}\right) (0,182 - 0,052) \pi}{2 \times 0,340 \times 0,052 \times 0,657 + 0,5155 (0,182 - 0,052) \times \pi \times 0,02} \right]$$

$$v_{tmax} = 8,68 \text{ m/s}$$

Kde λ je součinitel ztráty třením, pro který je doporučena hodnota pro ocel 0,02. Parametr α lze vyjádřit pomocí rozměrů b a D_c rovnicí:

$$\alpha = 1 - 1,2 \left(\frac{b}{D_c} \right) \quad (5.6)$$

$$\alpha = 1 - 1,2 \left(\frac{0,052}{0,182} \right)$$

$$\alpha = 0,657$$

v_0 je rychlost plynu na výstupu a lze vyjádřit jako:

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi D_e^2} \quad (5.7)$$

$$v_0 = \frac{4 \times 0,08572}{\pi \times 0,0936^2}$$

$$v_0 = 12,46 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.3.2 Leith and Licht model

Leith and Licht model předpokládá, že neodloučené částice jsou díky turbulenci zcela smíseny v radiálním směru v daném místě axiální polohy. Relaxační doba částice uvnitř cyklónu je spojena s časem, který je potřeba na to, aby částice dosáhla stěny cyklónu. Pro frakční odlučivost zařízení je užíván vztah:

$$O_{f,i} = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{G \tau_i Q}{D_c^3} (n + 1) \right]^{\frac{1}{2n+2}} \right\} \quad (5.8)$$

$$O_{f,i} = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{28,642 \times 0,000217 \times 0,08572}{0,182^3} (0,4562 + 1) \right]^{\frac{1}{2 \times 0,4562 + 2}} \right\}$$

$$O_{f,i} = 0,628$$

Při použití G vyjádřené pomocí geometrických koeficientů K_a , K_b a K_c dostaneme:

$$O_{f,i} = 1 - \exp \left\{ -2 \left[\frac{57,185 \times 0,000217 \times 0,08572}{0,182^3} (0,4562 + 1) \right]^{\frac{1}{2 \times 0,4562 + 2}} \right\}$$

$$O_{f,i} = 0,714$$

Kde G je bezrozměrný geometrický parametr, který je dán vztahem:

$$G = \frac{D_c}{a^2 b^2} \left\{ 2 \left[\pi \left(s - \frac{a}{2} \right) (D_c^2 - D_e^2) \right] + 4V_{nl,H} \right\} \quad (5.9)$$

$$G = \frac{0,182}{0,340^2 0,052^2} \left\{ 2 \left[\pi \left(0,365 - \frac{0,340}{2} \right) (0,182^2 - 0,0936^2) \right] + 4 \times 4,8357 \times 10^{-3} \right\}$$

$$G = 28,642$$

Kde $V_{nl,H}$ je objem v mezikruhovém prostoru, který souvisí s průnikem víru do cyklónu. Je závislý na parametru, kterému se říká přirozená délka Z_c . To je vzdálenost od spodní části výstupní trubky plynu, kde se otáčí vír. Výpočet lze rozdělit na dva způsoby V_{nl} a V_H . V_{nl} je vhodný pro případ, kdy $(H-s) > Z_c$. To je případ současného cyklónu, kdy $585 > 265,4$ a lze spočítat podle následujícího vztahu:

$$V_{nl} = \frac{\pi D_c^2}{4} (h - s) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{Z_c + s - h}{3} \right) \left(1 + \frac{d_c}{D_c} + \frac{d_c^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_e^2 Z_c}{4} \quad (5.10)$$

$$V_{nl} = \frac{\pi \times 0,182^2}{4} (0,550 - 0,365) + \left(\frac{\pi \times 0,182^2}{4} \right) \left(\frac{0,2654 + 0,365 - 0,550}{3} \right) \times \\ \times \left(1 + \frac{0,160}{0,182} + \frac{0,160^2}{0,182^2} \right) - \frac{\pi \times 0,0936^2 \times 0,2654}{4}$$

$$V_{nl} = 4,8357 \times 10^{-3} m^3$$

V_H lze použít, když $(H-s) < Z_c$ a je dán vztahem:

$$V_H = \frac{\pi D_c^2}{4} (h - s) + \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \left(\frac{H - h}{3} \right) \left(1 + \frac{B}{D_c} + \frac{B^2}{D_c^2} \right) - \frac{\pi D_e^2 (H - s)}{4} \quad (5.11)$$

Průměr středové osy cyklónu d_c lze určit vztahem:

$$d_c = D_c - (D_c - B) \left(\frac{s + Z_c - h}{H - h} \right) \quad (5.12)$$

$$d_c = 0,182 - (0,182 - 0,075) \left(\frac{0,365 + 0,2654 - 0,550}{0,950 - 0,550} \right)$$

$$d_c = 0,160 \text{ m}$$

Přirozená délka víru Z_c lze spočítat jako:

$$Z_c = 2,3 D_e \left(\frac{D_c^2}{ab} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.13)$$

$$Z_c = 2,3 \times 0,0936 \left(\frac{0,182^2}{0,340 \times 0,052} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Z_c = 0,2654 \text{ m}$$

n je vírový exponent, který popisuje změnu tangenciálního směru plynu s radiální pozicí. Obvykle se pohybuje v rozmezí od 0,5 do 0,9. Je dán vztahem: [14]

$$n = 1 - [1 - 0,67(D_c^{0,14})] \left(\frac{T}{283} \right)^{0,3} \quad (5.14)$$

$$n = 1 - [1 - 0,67(0,182^{0,14})] \left(\frac{453,15}{283} \right)^{0,3}$$

$$n = 0,4562$$

Relaxační doba částice je dána:

$$\tau_i = \frac{\rho_p (D_i)^2}{18\mu} \quad (5.15)$$

$$\tau_i = \frac{860 \times (10^{-5})^2}{18 \times 24,54 \times 10^{-6}}$$

$$\tau_i = 0,0002171 \text{ s}$$

Někdy je parametr G vyjádřen pomocí koeficientů K_a , K_b a K_c jako:

$$G = \frac{8K_c}{K_a^2 K_b^2} \quad (5.16)$$

$$G = \frac{8K_c}{K_a^2 K_b^2}$$

$$G = 57,185$$

Koeficienty K jsou dány vztahy:

$$K_a = \frac{a}{D_c} \quad (5.17)$$

$$K_a = \frac{0,340}{0,182}$$

$$K_a = 1,868$$

$$K_b = \frac{b}{D_c} \quad (5.18)$$

$$K_b = \frac{0,052}{0,182}$$

$$K_b = 0,286$$

$$K_c = \frac{(2V_s + V_{nl,H})}{D_c^3} \quad (5.19)$$

$$K_c = \frac{(2 \times 3,732 \times 10^{-3} + 4,8357 \times 10^{-3})}{0,182^3}$$

$$K_c = 2,040$$

V_s je objem v mezikruhovém prostoru mezi vnější stěnou cyklónu a stěnou výstupní trubky plynu, přičemž výška je dána jako osa vstupu do cyklónu a spodní hrana výstupní trubky plynu. Rovnice tedy vypadá následovně:

$$V_s = \pi \left(s - \frac{a}{2} \right) \frac{(D_c^2 - D_e^2)}{4} \quad (5.20)$$

$$V_s = \pi \left(0,365 - \frac{0,340}{2} \right) \frac{(0,182^2 - 0,0936^2)}{4}$$

$$V_s = 3,732 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

5.3.3 Ioza and Leith model

The Ioza and Leith model se odchyluje od Barthova modelu navržením nových rovnic pro odhadnutí průměru a délky středové osy cyklónu, maximální tečné rychlosti a dopad těchto proměnných na rozměry cyklónu. Výsledný vztah frakční odlučivosti je vytvořen pomocí Stokesova průměru, který je definován jako průměr koule se stejnou pádovou rychlostí jako sledovaná částice. Výsledný vztah je tedy:

$$O_{f,i} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{D_{50}}{D_i}\right)^\beta\right]} \quad (5.21)$$

$$O_{f,i} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{5,722 \times 10^{-6}}{10^{-5}}\right)^{70,6897}\right]}$$

$$O_{f,i} = 1$$

Kde D_{50} je Stokesův průměr částice, která je odloučena s 50% pravděpodobností.

$$D_{50} = \left(\frac{9\mu Q}{\pi\rho_p Z_c v_{tmax}^2}\right)^{0,5} \quad (5.22)$$

$$D_{50} = \left(\frac{9 \times 24,54 \times 10^{-6} \times 0,08572}{\pi \times 860 \times 0,585 \times 19,126^2}\right)^{0,5}$$

$$D_{50} = 5,722 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Přirozená délka Z_c je v tomto modelu určena pomocí průměru středové osy cyklónu d_c , který je dán následujícím vztahem:

$$\frac{d_c}{D_c} = 0,47 \left(\frac{ab}{\pi D_c^2}\right)^{-0,25} \left(\frac{D_e}{D_c}\right)^{1,4} \quad (5.23)$$

$$\frac{d_c}{D_c} = 0,47 \left(\frac{0,340 \times 0,052}{\pi \times 0,182^2}\right)^{-0,25} \left(\frac{0,0936}{0,182}\right)^{1,4}$$

$$\frac{d_c}{D_c} = 0,28856$$

$$d_c = 0,28856 \times D_c$$

$$d_c = 0,28856 \times 0,182$$

$$d_c = 0,0525 \text{ m}$$

Pro $d_c > B$ je přirozená délka Z_c dána:

$$Z_c = (H - s) - \left[\frac{(H - h)}{(D_c - B) - 1} \right] \left[\left(\frac{d_c}{B} \right) - 1 \right] \quad (5.24)$$

A pro $d_c < B$ ($0,0525 < 0,075$ tj. případ počítaného cyklónu) je přirozená délka Z_c dána:

$$Z_c = (H - s) \quad (5.25)$$

$$Z_c = (0,950 - 0,365)$$

$$Z_c = 0,585 \text{ m}$$

Maximální tečná rychlost plynu v_{tmax} je dána:

$$v_{tmax} = 6,1 v_i \left(\frac{ab}{D_c^2} \right)^{0,61} \left(\frac{D_e}{D_c} \right)^{-0,74} \left(\frac{H}{D_c} \right)^{-0,33} \quad (5.26)$$

$$v_{tmax} = 6,1 \times 4,85 \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,182^2} \right)^{0,61} \left(\frac{0,0936}{0,182} \right)^{-0,74} \left(\frac{0,950}{0,182} \right)^{-0,33}$$

$$v_{tmax} = 19,126 \text{ m/s}$$

Kde v_i je rychlost na vstupu cyklónu. Lze ji spočítat jako:

$$v_i = \frac{Q}{ab} \quad (5.27)$$

$$v_i = \frac{0,08572}{0,340 \times 0,052}$$

$$v_i = 4,85 \text{ m/s}$$

Exponent β závisí na Stokesově průměru a geometrii cyklónu. Hodnota D_{50} se zadává v centimetrech. Je dán vztahem:

$$\ln \beta = 0,62 - 0,87 \ln(D_{50}) + 5,21 \ln \left(\frac{ab}{D_c^2} \right) + 1,05 \left[\ln \left(\frac{ab}{D_c^2} \right) \right]^2 \quad (5.28)$$

$$\ln \beta = 0,62 - 0,87 \ln(5,722 \times 10^{-4}) + 5,21 \ln \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,182^2} \right) + 1,05 \left[\ln \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,182^2} \right) \right]^2$$

$$\ln \beta = 4,2583$$

$$\beta = 70,6897$$

5.3.4 Lapple model

Lapple model je nejstarší a nejužívanější výpočtová metoda. Výsledná frakční odlučivost vychází z porovnání průměru částice, která je podle Lappla odloučena s 50% pravděpodobností, a sledovaného průměru částice.

$$O_{f,i} = \frac{1}{1 + \left(\frac{d_{50}}{D_i}\right)^2} \quad (5.29)$$

$$O_{f,i} = \frac{1}{1 + \left(\frac{8,972 \times 10^{-3}}{0,000001}\right)^2}$$

$$O_{f,i} = 0,354$$

Kde d_{50} je průměr částice, která je odloučena s 50% pravděpodobností. Lapple ji určil jako:

$$d_{50} = \sqrt{\frac{9\mu b}{2\pi N v_i \rho_p}} \quad (5.30)$$

$$d_{50} = \sqrt{\frac{9 \times 22,54 \times 10^{-6} \times 0,052}{2\pi \times 2,206 \times 4,85 \times 860}}$$

$$d_{50} = 1,351 \times 10^{-5} \text{ m}$$

v_i je rychlost na vstupu do cyklónu (výpočet uveden v předchozí podkapitole Izoa and Leith v rovnici 5.27). Počet obrátek plynu N v cyklónu lze spočítat jako:

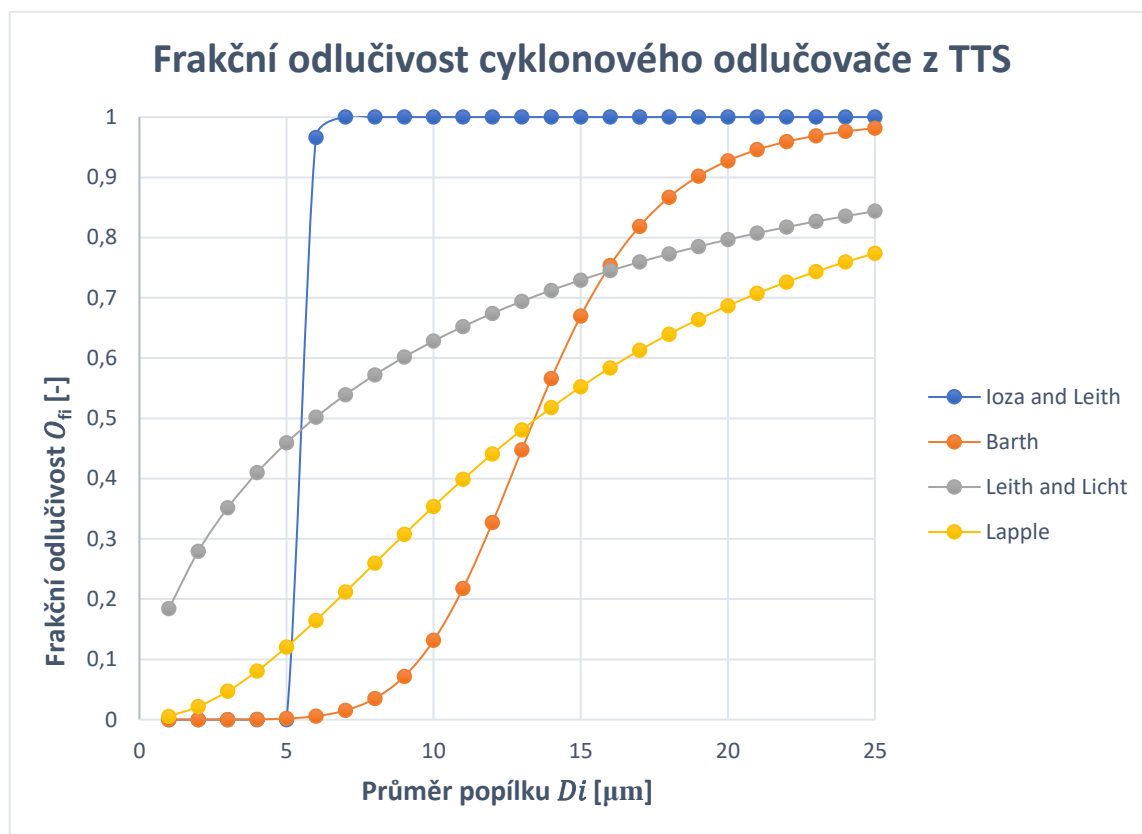
$$N = \frac{1}{a} \left(h + \frac{z}{2} \right) \quad (5.31)$$

$$N = \frac{1}{0,340} (0,550 + 0,400/2)$$

$$N = 2,206$$

5.3.5 Zhodnocení výsledků frakční odlučivosti

Podle všech čtyř autorů byly dopočítány frakční odlučivost multicyklonu v rozmezí velikosti popílku od 1 μm do 25 μm . Z těchto hodnot byl sestaven graf, který lze vidět na obrázku 5.2. Ukazuje průběh frakční odlučivosti v závislosti na velikosti popílku.



Obrázek 5.2 Graf frakční odlučivosti současně geometrie cyklónu

Podle obrázku 5.2 lze posoudit, že průběh křivky u Iloza a Leith modelu je značně zkreslený, protože zde dochází ke skokové změně frakční odlučivosti z 0 na 1. Je to dáno vysokou hodnotou exponentu β , která vychází zejména z geometrie cyklónu. Naopak klasický průběh tzv. S křivky pro mechanické odlučovače lze pozorovat u Barth modelu. Pokud tedy vyjdeme zejména z Barth modelu s ohlednutím na ostatní modely, lze říci, že od velikosti popílku o průměru 5 μm začíná frakční odlučivost růst a od 10 μm prudce růst. Při velikosti 15 μm dosahuje u Barth modelu frakční odlučivost vysoké hodnoty skoro 70 %. Skoro 100% frakční odlučivosti u Barth modelu dosahuje multicyklón při velikosti popílku 25 μm . Při této velikosti popílku dosahuje frakční odlučivost nejvyšších hodnot u všech modelů. Předpoklad, že multicyklón nebude kvůli geometrii dosahovat tak vysoké frakční odlučivosti je pouze částečně pravdivý, protože multicyklón podle výpočtových modelů nedosahuje vysokých hodnot frakční odlučivosti při velikosti popílku do 10 μm , odkud začíná frakční odlučivost prudce růst. Funkcí multicyklónu je ovšem odloučit co nejvíce popílku před dalším odloučením. Lze říci, že podle výpočtových modelů, se odloučí většina popílku většího než 20 μm . Multicyklón tím pádem splňuje zcela svoji funkci. Je nutné dodat, že výsledky mohou být zkresleny danou geometrií cyklónu, protože výpočtové modely jsou uzpůsobeny na konkrétní typ geometrie. I proto jsou porovnány 4 výpočtové modely. Přesnější hodnoty daného cyklónu lze dostat ze CFD výpočtů.

5.3.6 Tlaková ztráta cyklónu

V této podkapitole je blíže předveden parametr tlakové ztráty ΔH a pomocí něj spočítaná tlaková ztráta současně geometrie cyklónu podle již zmíněné rovnice (3.5). Obdobně jako u frakční odlučivosti je výpočet proveden pro jeden cyklón z multicyklónu. Výsledek lze ale také použít i pro celý multicyklón.

Ještě před samotným výpočtem tlakové ztráty je nutné zjistit hustotu spalin při 180 °C pomocí rovnice:

$$\rho_{180} = \rho_0 \frac{T_0}{T_{180}} \quad (5.32)$$

$$\rho_{180} = 1,2 \frac{273,15}{273,15 + 180}$$

$$\rho_{180} = 0,7233 \frac{kg}{m^3}$$

Parametr tlakové ztráty je bezrozměrné číslo závislé na geometrii cyklónu. Jeho vztah představili postupně Shepherd a Lapple, Casal a Benet, Ramachandran. Nejdříve uvedli rovnici parametru tlakové ztráty Shepherd a Lapple. Je známa jako:

$$\Delta H = 16 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right) \quad (5.33)$$

$$\Delta H = 16 \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,0936^2} \right)$$

$$\Delta H = 32,29$$

Dosazením do rovnice tlakové ztráty (3.5), dostaneme výsledek:

$$\Delta p_z = \Delta H \frac{v_i^2}{2} \rho$$

$$\Delta p_z = 32,29 \frac{4,85^2}{2} 0,7233$$

$$\Delta p_z = 274,69 Pa$$

Casal a Benet předvedli vztah zakládající se na mnoha experimentech. Jejich výsledek je popsán následovně:

$$\Delta H = 11,3 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right)^2 + 3,33 \quad (5.34)$$

$$\Delta H = 11,3 \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,0936^2} \right)^2 + 3,33$$

$$\Delta H = 49,34$$

Dosazením do rovnice tlakové ztráty dostaneme:

$$\Delta p_z = \Delta H \frac{v_i^2}{2} \rho$$

$$\Delta p_z = 49,34 \frac{4,85^2}{2} 0,7233$$

$$\Delta p_z = 419,73 \text{ Pa}$$

Nejpropracovanější a nejnovější je rovnice od autora jménem Ramachandran. Porovnáním tlakových ztrát z 98 geometrií cyklónů autor uvedl vztah:

$$\Delta H = 20 \left(\frac{ab}{D_e^2} \right) \left(\frac{s/D_c}{(H/D_c)(h/D_c)(B/D_c)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.35)$$

$$\Delta H = 20 \left(\frac{0,340 \times 0,052}{0,0936^2} \right) \left(\frac{2,01}{(5,22) \times (3,02) \times (0,41)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\Delta H = 27,34$$

Dosazením do rovnice tlakové ztráty dostaneme:

$$\Delta p_z = \Delta H \frac{v_i^2}{2} \rho$$

$$\Delta p_z = 27,34 \times \frac{4,85^2}{2} \times 0,7233$$

$$\Delta p_z = 232,58 \text{ Pa}$$

5.3.7 Zhodnocení výsledků tlakové ztráty

Tři různé výpočtové metody parametru tlakové ztráty vykazují různé výsledky, které se pohybují v rozmezí od 27 do 49. Tlaková ztráta je proto v rozmezí 233 až 420 Pa. Za nejvěrohodnější lze považovat výpočet podle Ramachandrana, protože vychází ze statisticky určeného vztahu, který se zakládá na nejvyšším počtu tlakových ztrát odlišných geometrií cyklónů. Jeho hodnota parametru tlakové ztráty činí 27 a tlaková ztráta tedy je 233 Pa. Ze všech tří spočítaných metod se jedná o nejnižší hodnoty.

Předpoklad, že tlaková ztráta bude značně vyšší není potvrzen. Ačkoliv parametr tlakové ztráty dosahuje vyšších hodnot, tlaková ztráta je poměrně nízká. Je to dáno tím, že spolu úzce souvisí parametr tlakové ztráty a vstupní rychlost do cyklónu v_i v rovnici tlakové ztráty. Konkrétně je to součin $a \times b$, který je charakteristický pro výpočet parametru tlakové ztráty, ale pomocí něj lze spočítat také vstupní rychlost do cyklónu. Čím větší je tedy plocha $a \times b$, tím je kvadraticky nižší vstupní rychlost, ale parametr tlakové ztráty je u dvou ze tří rovnic lineárně vyšší. Tlaková ztráta tedy bude nižší. Současná geometrie cyklónu má větší plochu $a \times b$ oproti doporučeným hodnotám. Tlaková ztráta je tak i přes vyšší parametr tlakové ztráty

díky nižší vstupní rychlosti do cyklónu nižší. Kvůli nižší vstupní rychlosti cyklónu ale roste také frakční odlučivost cyklónu do oblasti větších částic. Patrně je současná geometrie multicyklónu navržena tak, aby měla nižší tlakovou ztrátu, a proto taky nižší energetickou náročnost za cenu nižší, ale dostačující odlučivosti zařízení.

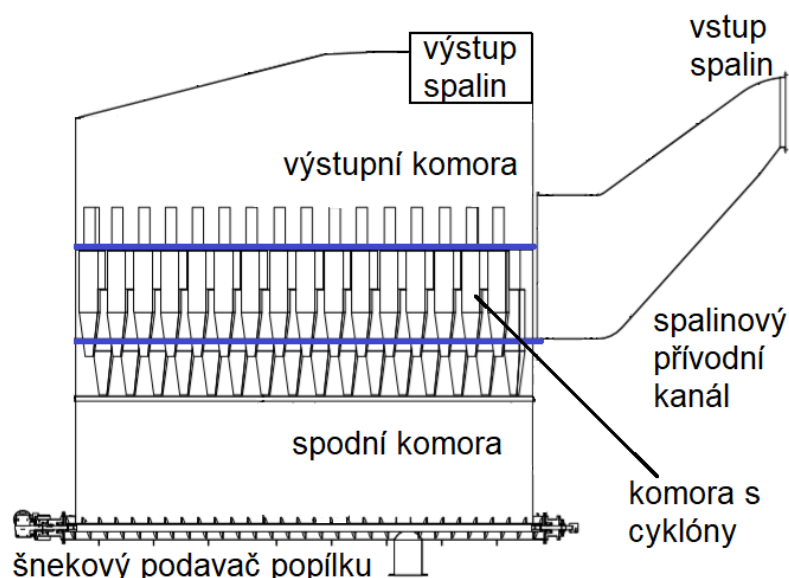
6 Úpravy multicyklónu vedoucí ke zvýšení odlučivosti popílku

V této kapitole je přiblížen problém při odlučování multicyklónu z TTS. Dále jsou předvedeny jeho možné úpravy, které mohou vést ke zvýšení odlučivosti daného zařízení.

6.1 Umístění multicyklónu a jeho části

Multicyklón je umístěn přímo za biomasovým kotlem VESKO-T 7MW. Odtahu spalin a vytvoření dostatečného podtlaku v multicyklónu je dosaženo pomocí spalínového ventilátoru umístěného za multicyklónem. Pro odloučení zbylých částic spojených s přenosem nevyužitého tepla je využit spalínový kondenzátor, ve kterém je zabudovaný mokrý elektrofiltr.

Do multicyklónu proudí při plném výkonu kotle až $39500 \text{ Nm}^3/\text{h}$ spalin. Ty vcházejí do multicyklónu spalínovým kanálem, které spaliny rozvádí do 2 komor (levé a pravé) se 128 cyklónů uspořádaných do 2 řad (horní a dolní). Zde by si ideálně každý cyklón měl odebírat stejné množství spalin, ze kterých odlučuje popílek do výsypky multicyklónu. Popílek je ve výsypce pomocí šnekového podavače odváděn do kontejneru umístěném pod multicyklónem. Spaliny bez odloučeného popílku jsou odváděny z výstupní komory k další separaci popílku.

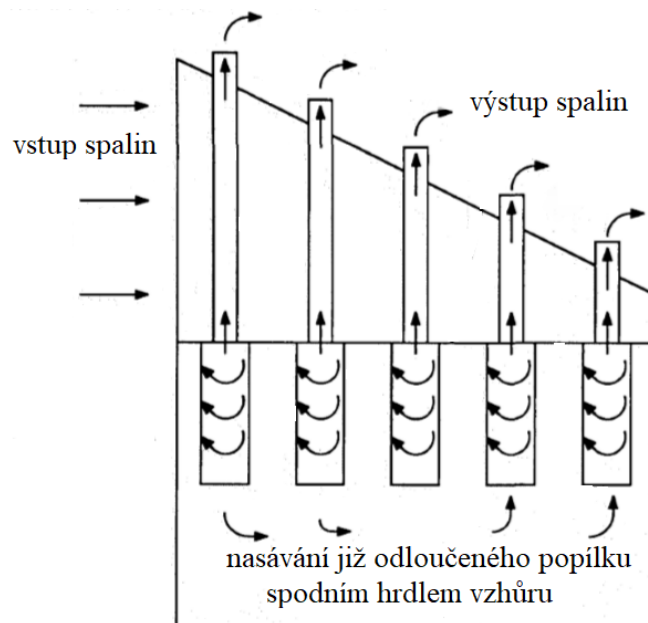


Obrázek 6.1 Části multicyklónu

6.2 Problém při odlučování popílku

U multicyklónu zapojeném za biomasovým kotlem VESKO-T 7MW je v současné době pozorováno snížení odlučivosti částic. Pomocí CFD simulace bylo zjištěno, že u některých cyklónů nedochází ke správné funkci odlučování, tedy k výdechu popílku do spodní komory. Naopak některé z nich nasávají již odloučený popílek spodním hrdlem cyklónu ze spodní komory (výsypky), který proletí cyklónem do již předčištěných spalin, což je znázorněno na obrázku 6.2. Problém lze nazvat podle anglické literatury také jako křížový tok spalin ve výsypce (spodní komoře) multicyklónu. Kvůli tomu se snižuje odlučivost celého zařízení. Příčinou problému je nerovnoměrný tok spalin do levé a pravé komory, ale také k dolní a horní řadě multicyklónu. To způsobuje nevyvážený odběr spalin do jednotlivých cyklónů, což vytváří různé tlakové poměry v cyklónech, z nichž některé vedou k již zmíněnému nasávání popílku spodním hrdlem vzhůru. Situaci nepřispívá ani spodní komora navržená jako jeden prostor, tzn. bez rozčlenění na více samostatných komor. Nasávání se projevuje u většiny cyklónů z horní

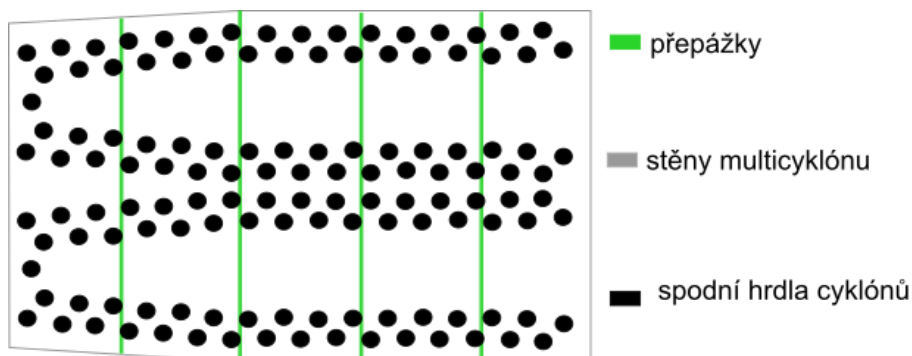
řady, protože je méně vytižena než ta dolní. U dolní řady se tento problém vyskytuje zejména u nejvzdálenějších cyklónů od vstupního spalínového kanálu. Najít řešení, které povede ke zlepšení odlučivosti zařízení, není kvůli velikosti a složitosti multicyklonu jednoduché. Situaci nepřispívá ani proměnlivost provozních parametrů. Je nutné dodat, že ač je problém odlučování u multicyklonu i v ČR poměrně častý, jeho řešením se zabývá výhradně zahraniční literatura či zdroje [10, 13].



Obrázek 6.2 Nasávání odloučeného popílku zpět do předčištěných spalín [13]

6.3 Přepážky ve spodní komoře

Jednou z možných úprav může být nainstalování několika přepážek ve spodní komoře, což je při pohledu na řez multicyklonu shora naznačeno na obrázku 6.3. Zamezit by se tak mělo volnému pohybu odloučeného popílku zpátky do cyklónů s odlišným zatížením a přepážky by měly zrovnoměnit tlakové poměry ve spodní komoře.

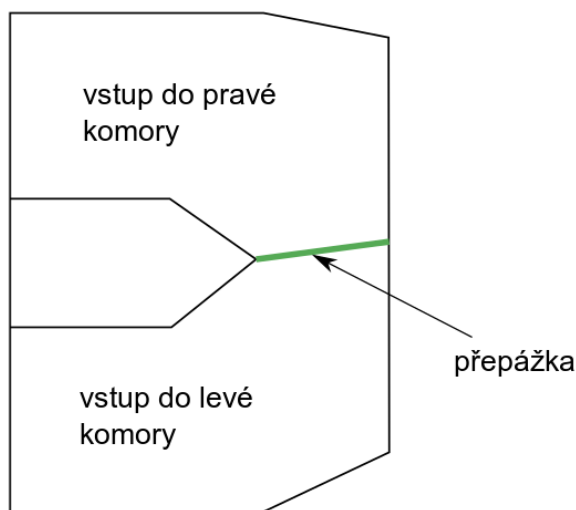


Obrázek 6.3 Přepážky v multicyklonu

Současně jsou přepážky ve spodní komoře multicyklonu instalovány. Výrazný rozdíl odlučivosti ovšem není patrný, což potvrdila i následná CFD simulace.

6.4 Přepážka ve vstupním kanále

Další možnou variantou, která by mohla vést ke zlepšení odlučivosti zařízení, je přepážka ve vstupním spalinovém kanále, tzv. kalhotách. Vstupující spaliny do multicyklonu jsou rozděleny ve spalinovém kanále do dvou částí. Geometrie spalinového kanálu však způsobuje nerovnoměrný tok do levé a pravé komory multicyklonu a různé rychlostní pole v těchto komorách. Konkrétně do pravé vstupuje vyšší tok než do levé. Právě přepážka by měla tok spalín zrovnoměrnit do obou komor. Přepážka ve vstupním spalinovém kanálu při pohledu shora je načrtnuta na obrázku 6.4.



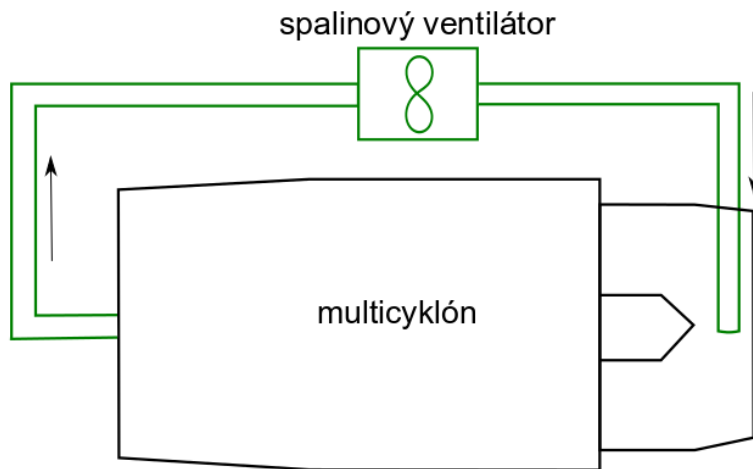
Obrázek 6.4 Přepážka ve vstupním spalinovém kanálu

Pomocí CFD simulace bylo zjištěno, že i toto opatření zcela nevyřeší problém s odlučováním. Přepážka sice zrovnoměrní tok spalín mezi levou a pravou komorou, ale jen částečně. Také neřeší rozdílné zatížení horní a dolní řady cyklónů. Většina cyklónů z horní řady proto pořád nasává popílek ze spodní komory.

6.5 Odsávání ze spodní komory

Předchozí dvě úpravy multicyklonu nevedly k výraznému zlepšení situace s odlučováním. Výdech cyklónů do spodní komory může zaručit odsávání relativně malého průtoku spalín ze spodní komory pomocí ventilátoru. Je několik variant, proč tomu tak může být, ale žádná není vědecky ověřena. Může to být tím, že odsávání spalín zrovnoměrní tok do jednotlivých cyklónů. Další možností je, že spaliny směřující do spodních hrdel jsou odkloněny k místu odsávání. Poslední možností je, že se zvedne rychlost v jednotlivých cyklónech, což zvýší odstředivé síly, a tím pádem i odlučivost zařízení. Odsávání je navrženo na zadní stěně (co nejdál od vstupního spalinového kanálu) v horní části spodní komory. Odsávaný plyn je pomocí potrubí veden zpátky do vstupního spalinového kanálu. Princip odsávání je znázorněn na obrázku 5.5. I toto opatření bylo zkoumáno pomocí CFD simulace. Bylo zjištěno, že odsávání má výrazný vliv na tlakové poměry ve spodní komoře. Jako první byla provedena simulace pro odsávání $0,85 \text{ m}^3/\text{s}$ spalín z komory, což je asi 8 % z celkového toku spalín do multicyklonu. Simulací bylo zjištěno, že až u $\frac{3}{4}$ cyklónů dochází k výdechu spodním hrdlem, tzn., že fungují správně. Výdech do spodní komory je u všech cyklónů zaručen při odsávání $1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ spalín z komory, to je 11 % z celkového toku spalín do multicyklonu. Oproti předchozím dvěma úpravám je odsávání spalín mírně složitější a finančně náročnější úprava multicyklonu. Lze ovšem říci, že

oproti předchozím dvěma úpravám zajistí odsávání podle simulace správnou funkci všech cyklónů [13].

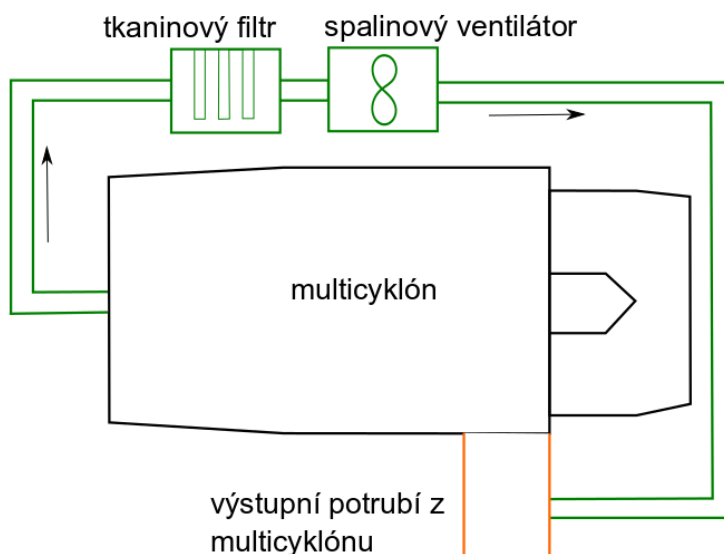


Obrázek 6.5 Odsávání plynu ze spodní komory

6.6 Odsávání s tkaninovým filtrem

CFD simulací bylo potvrzeno, že odsávání by mělo zcela vyřešit problém s odlučováním. Podobným řešením může být odsávání spalin s tkaninovým filtrem. Místo odsávání spalin je zvoleno stejně jako v předchozí variantě, tedy na zadní stěně multicyklonu co nejvýš ve spodní komoře. Před ventilátorem je umístěn malý tkaninový filtr, který odloučí až 99,9 % částic. Odsávané množství spalin bude zhruba stejné. Spaliny nejsou vedeny zpět do vstupního spalinového kanálu, ale mohou být vedeny už do výstupního potrubí z multicyklonu nebo rovnou do komína. V tomto případě je výhodnější varianta, kdy se spaliny vrací zpět do výstupního potrubí z multicyklonu, protože je za multicyklónem umístěn spalinový kondenzátor, který využívá nevyužitě teplo ze spalin. Pokud by spaliny odcházely z tkaninového filtru přímo do komína, tak by se snižovala účinnost celého cyklu. Mechanismus odsávání s tkaninovým filtrem lze vidět na obrázku 6.6, kde je zeleně znázorněna nová potrubní trasa s filtrem a ventilátorem vedoucím do oranžově zbarveného vystupujícího potrubí z multicyklonu. Toto řešení je, ač jenom pro jednoduchý multicyklón obsahující 10 cyklónů, vědecky ověřené. Ve studii, která se problémem zabývá, je dokonce ověřeno, že odsáváním spalin s použitím tkaninového filtru se zvedne celková odlučivost multicyklonu až o 6% a zároveň se vyřeší problém s odlučováním.

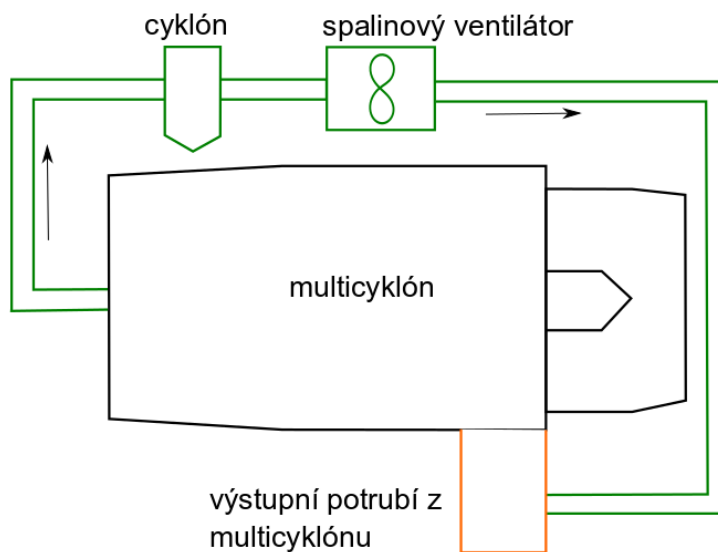
Je nutné připomenout, že tkaninové filtry jsou náchylné chemicky a teplotně. Při teplotě 180 °C naráží spaliny skoro na hranici použitelnosti tkaninového filtru. Také se zvyšuje energetická náročnost celého zařízení kvůli poměrně vysoké tlakové ztrátě tkaninového filtru. Pořízením filtru také vzroste cena celého zařízení [13, 15].



Obrázek 6.6 Odsávání plynu ze spodní komory s tkaninovým filtrem

6.7 Odsávání s pomocným cyklónem

Poslední varianta, která lze použít pro zlepšení odlučivosti multicyklónu opět vychází z odsávání spalin. Tentokrát je ovšem místo tkaninového filtru uvažován samostatný cyklón. Oproti tkaninovému filtru má mnoho výhod. Mezi nimi lze jmenovat nižší tlakovou ztrátu, vyšší teplotní i chemickou odolnost, nižší cenu a také bezúdržbový provoz. Nevýhodou je, že nedisponuje tak vysokou odlučivostí jako tkaninový filtr. Kvůli větší velikosti oproti cyklónům z multicyklónu nedosáhne ani takové odlučivosti jako má právě multicyklón. Proto není vhodné vést spaliny ze sacího potrubí přímo do komína. Na obrázku 6.7 je znázorněno vedení do výstupního potrubí z multicyklónu. Je ale nutné zvážit, zda se zbytečně nebude zahlcovat spalinový kondenzátor. Geometrie a umístění zůstávají stejné jako v předchozí variantě.



Obrázek 6.7 Odsávání plynu ze spodní komory s cyklónem

6.8 Zhodnocení možných úprav

Jako první úpravy byly uvedeny přepážky ve spodní komoře a vstupním kanále do multicyklonu. Obě varianty sice mírně zlepšují tlakové poměry a rovnoměrné zatížení jednotlivých cyklónů, ale problém s odlučováním neřeší ani zdaleka dostatečně. Tyto varianty ovšem mohou zlepšit odlučivost u méně složitých cyklónů. Jako možné řešení se tedy může zdát odsávání ze spodní komory pomocí ventilátoru. Uvedeny jsou 3 varianty tohoto řešení. První z nich neuvažuje žádné další odlučovací zařízení. Jedná se tak o nejlevnější řešení. U této úpravy ale lze najít několik možných nevýhodných prvků. Spaliny odsávané z multicyklonu se vrací zpátky, tím se vstupní tok do multicyklonu zvýší o 11,6 %. Dále se může strhávat větší množství popílku do sacího potrubí. Multicyklón by se tak více zatěžoval. Nejlepší tkaninové filtry naopak odloučí skoro až 99,9 % množství případného popílku v sacím potrubí a nemusí se tak vracet zpět do vstupním spalínového kanálu. Přidá se ovšem další odlučovací technologie, která je teplotně a chemicky náchylná. Zvýší se také energetická náročnost kvůli tlakové ztrátě a taktéž se zvednou finanční náklady. Jedná se o nejdražší možnou variantu. Poslední varianta odsávání s cyklónem je sice méně energeticky a finančně náročná než varianta s filtrem, ale při svedení sacího potrubí až za multicyklón by tato technologie pravděpodobně popílkem zatěžovala spalínový kondenzátor, čemuž se právě tyto úpravy mají vyhnout. Varianty s dalším odlučovacím zařízením také musí řešit vlastní odvádění popílku a zabírají mnoho místa, kterého je v dané místnosti teplárny na zařízení nedostatek. Multicyklón navíc není náchylný na změnu množství popílku ve spalínách. Proto i přes možná rizika byla zvolena varianta pouze odsávání bez dalšího odlučovacího zařízení. Podrobnějším návrhem odsávání spalín ze spodní komory multicyklonu se zabývá další kapitola.

7 Projekční návrh odsávání spalin

Cílem je vyprojektovat základní návrh trasy s ventilátorem, tzv. basic design v programu AutoCAD. To zahrnuje vhodný výběr ventilátoru, vhodné umístění a návrh potrubní trasy a zpracování technické dokumentace.

7.1 Návrh potrubní trasy

V podkapitole návrh potrubní trasy je představen postup při projektování potrubí. Součástí je i výkresová dokumentace, která je díky své rozsáhlosti přesunuta do příloh diplomové práce. Délka trasy by měla být co nejkratší a zároveň co nejméně komplikovaná. Důvodem je navýšení tlakové ztráty a také zvýšení ceny potrubí. Všechny spojovací a tvarové kusy potrubí (kromě redukci) jsou navrženy podle platných norem. Veškeré potrubí bude vyrobeno z pozinkované oceli o tloušťce 0,6 mm.

7.1.1 Rychlost spalin v potrubí

Prvním krokem, který je potřebný pro další postup, je zjistit rychlost spalin v potrubí. Rychlost v potrubí vychází z doporučeného odsávaného objemového toku spalin z multicyklonu a průměru potrubí. Pro objemový tok $\dot{V} = 1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ a průměr potrubí $d_{pot} = 0,315 \text{ m}$ lze spočítat rychlost spalin c v potrubí jako:

$$c = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi d_{pot}^2}{4}} \quad (7.1)$$
$$c = \frac{1,69}{\frac{\pi \times 0,315^2}{4}}$$
$$c = 21,68 \text{ m/s}$$

Ideální rychlost spalin v potrubí je kvůli vibracím do 15 m/s, kvůli omezenému prostoru je ovšem zvolen maximální možný v praxi používaný průměr potrubí 315 mm, při kterém rychlost spalin v potrubí vyjde 21,68 m/s. Ač jde o vyšší hodnotu, než která je doporučena, lze ji považovat za dostatečně nízkou k provozu.

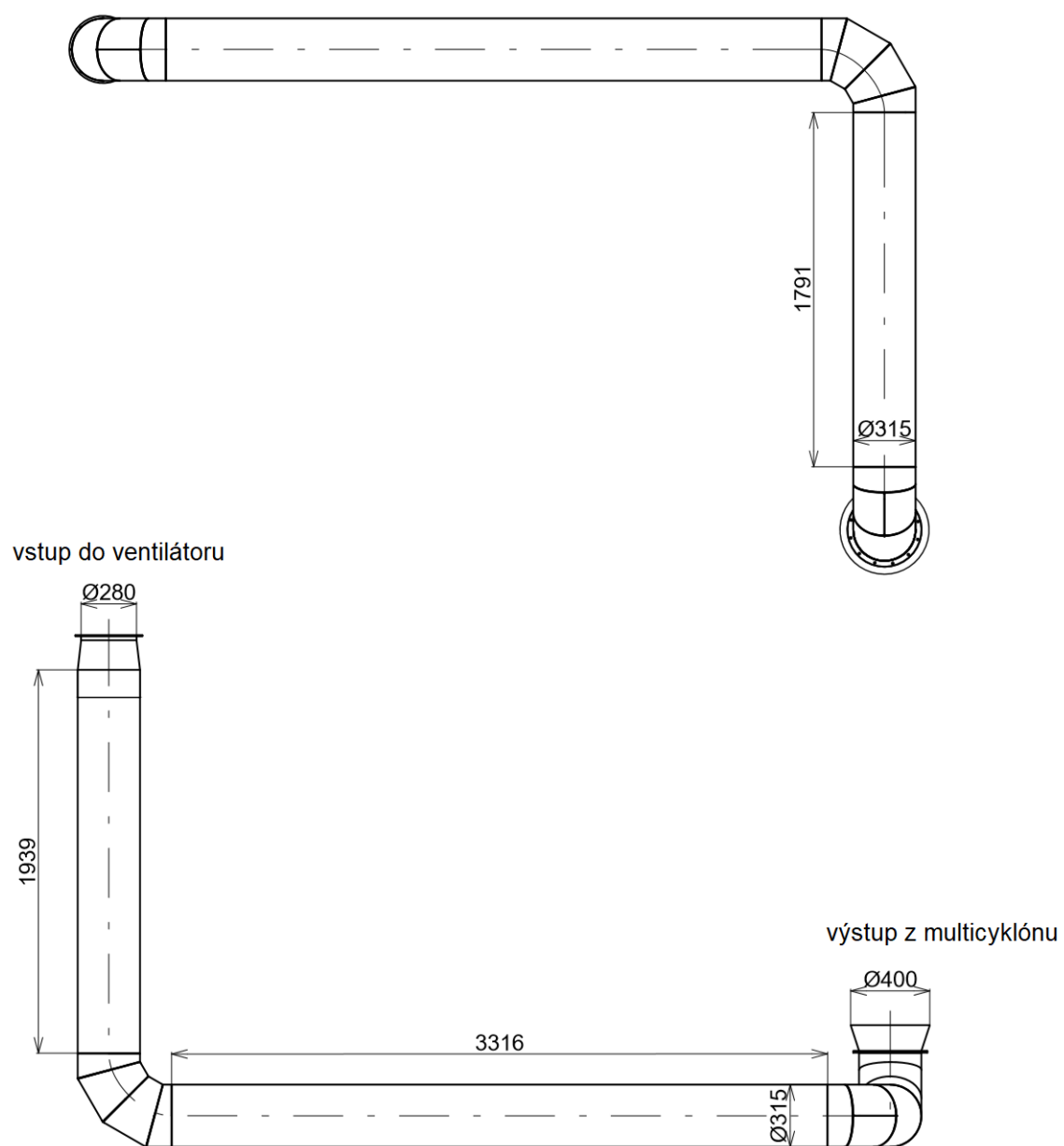
7.1.2 Připojovací místa k multicyklonu

Montážní otvor pro připojení potrubí z multicyklonu je navržen na zadní stěně multicyklonu co nejvýše ve spodní komoře. Takto by mělo odsávání co nejvíce ovlivnit horní řadu cyklónů a zároveň zbytečně nestrhávat odloučený popílek do potrubí. Z obav strhávání popílku kvůli vysoké rychlosti spalin bylo dále navrženo, že průměr potrubí ihned za multicyklonem bude zúžen ze 400 mm na 315 mm.

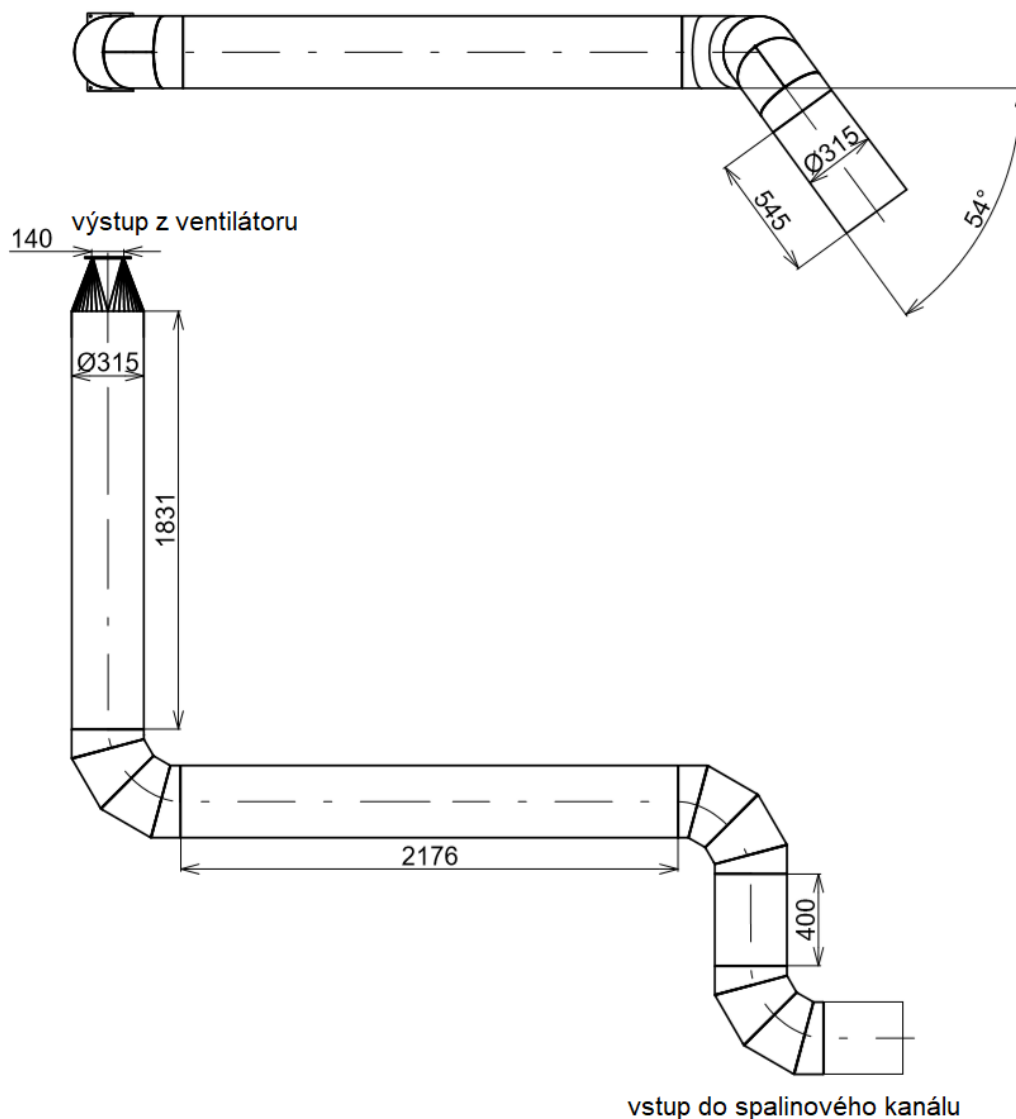
Připojení potrubí zpět do spalinového přívodního kanálu je navrženo do montážního vstupu s možností demontování části potrubí pro případ nutnosti vstupu do spalinového kanálu.

7.1.3 Sestavení potrubní trasy

Při určení rychlosti spalin a připojovacích míst k multicyklonu už nic nebrání k sestavení potrubní trasy. Návrh lze vidět na obrázcích 7.1 a 7.2. Podrobněji ho lze vidět na výkrese v příloze práce.



Obrázek 7.1 Návrh potrubní části k ventilátoru



Obrázek 7.2 Návrh potrubní části z ventilátoru

Potrubní trasa je navržena z několika komponent uvedených v tabulce 7.1.

Tabulka 7.1 Komponenty navrženého potrubí

Komponenta	Rozměr [mm]	Počet
Potrubí	ø315	12 m
Koleno 90°	ø315, r/d=1	9
Redukce	ø315 → ø280	1
	ø400 → ø315	1
	280 × 140 → ø315	1
Příruba	ø315	2
	ø280	1
	280 × 140	1

7.2 Tlaková ztráta potrubí

Tlaková ztráta je důležitá pro správný výběr ventilátoru. Je složena ze dvou částí. První z nich je tlaková ztráta potrubí. Tu lze také rozdělit do dvou částí. Skládá se z tlakové ztráty délkové a místní. Délkové tlakové ztráty vychází z Darcy–Weisbachova vztahu, který je dán následující rovnicí 7.2.

$$\Delta p_{z,d} = \xi_d \rho \frac{c^2}{2} \quad (7.2)$$

$$p_z = 0,705 \times 0,7233 \times \frac{21,687^2}{2}$$

$$p_z = 119,9 \text{ Pa}$$

Kde c je rychlost spalin v potrubí spočítaná v podkapitole 7.1.1, ρ je hustota plynu a ξ_d ztrátový součinitel, který lze vyjádřit jako:

$$\xi_d = \lambda \frac{l}{d} \quad (7.3)$$

$$\xi_d = 0,0185 \times \frac{12}{0,315}$$

$$\xi_d = 0,705$$

Kde l je délka a d průměr potrubí. Pro výpočet součinitele tření v potrubí λ je nutné znát Reynoldsovo číslo a rozhodnout, zda je proudění laminární, přechodné nebo turbulentní.

$$Re = \frac{cd}{\nu} \quad (7.4)$$

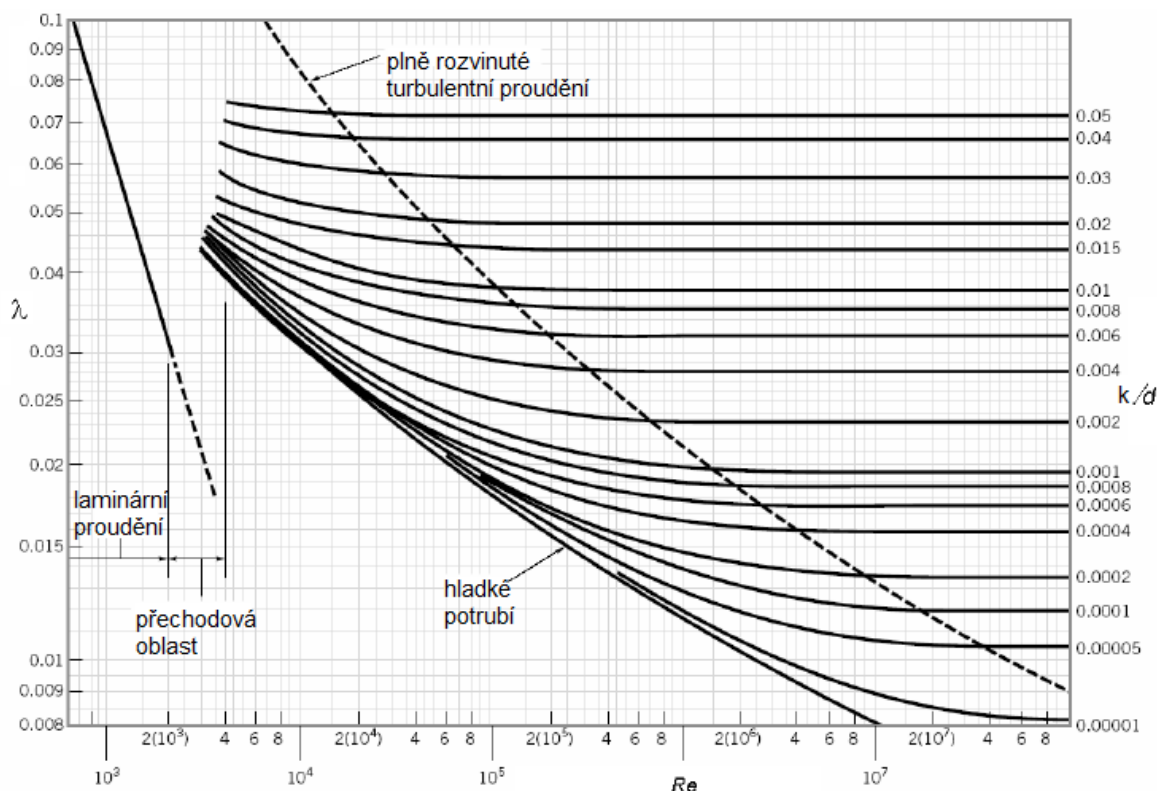
$$Re = \frac{21,68 \times 0,315}{0,0000305}$$

$$Re = 223908$$

Součinitel tření v potrubí λ lze pro přechodné nebo turbulentní proudění spočítat nejpřesněji podle Colebrookovi rovnice jako:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72} \right) \quad (7.5)$$

Rychlejší a pro tento případ postačující variantou, jak zjistit součinitel tření, je odečíst z Moodyho diagramu (obrázek 7.1). Stačí pouze podle tabulek zjistit hodnotu absolutní drsnosti potrubí, kde je pro pozinkované ocelové potrubí $k = 0,15 \text{ mm}$. [16] Pokud tuto hodnotu podělíme průměrem potrubí získáme relativní drsnost potrubí $\varepsilon = 0,000476$. Pak lze z Moodyho diagramu odečíst hodnotu součinitele tření v potrubí, která je rovna $\lambda = 0,0185$.



Obrázek 7.3 Moodyho diagram [17]

Další složkou tlakové ztráty jsou ztráty v místních odporech, které vychází také z Darcy–Weisbachova vztahu. Jednotlivé ztrátové součinitele jsou pro místní odpory dány podle tvaru daného segmentu, které jsou známy také pod názvem tvarovky. Výsledný ztrátový součinitel je dán součtem jednotlivých ztrátových součinitelů daných místních odporů. Na navržené trase potrubí je několik tvarovek způsobujících tlakové ztráty. Jejich ztrátové součinitele jsou uvedeny v tabulce 7.2 [20, 18].

Tabulka 7.2 Tabulka ztrátových součinitelů [18]

Druh segmentu	Ztrátový součinitel	Počet	Celkem
Koleno 90° r/d=1	0,45	6	2,7
Redukce zužující	1,5	2	3
Redukce rozšiřující	0,3	1	0,3
Přírubový spoj	0,05	4	0,20
Ztrátový součinitel ξ_d celkem		6,20	

Pokud dosadíme ztrátový součinitel do Darcy–Weisbachova vztahu, dostaneme:

$$\Delta p_{z,m} = \xi_m \rho \frac{c^2}{2} \quad (7.6)$$

$$\Delta p_{z,m} = 6,20 \times 0,7233 \times \frac{21,68^2}{2}$$

$$\Delta p_{z,m} = 1053,9 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta potrubí se skládá z délkové tlakové ztráty a tlakové ztráty v místních odporech. Při výběru ventilátoru je nutné ještě zahrnout tlakovou ztrátu vytvořenou mezi vstupem spalin a spodní komorou multicyklonu, která je uvedena jako $\Delta p_{z,multicyklon}$. Tato ztráta činí asi 95 Pa.

$$\Delta p_z = \Delta p_{z,d} + \Delta p_{z,m} + \Delta p_{z,multicyklon} \quad (7.7)$$

$$\Delta p_z = 119,9 + 1053,9 + 95$$

$$\Delta p_z = 1268,8 \text{ Pa}$$

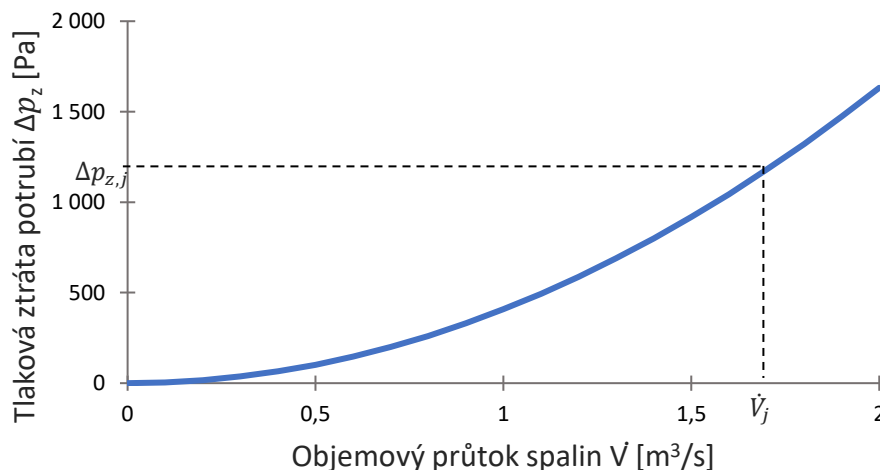
Pokud známe tlakovou ztrátu potrubí, lze sestavit charakteristiku potrubního systému pomocí konstanty potrubního systému, která lze spočítat pomocí následujícího vztahu.

$$K = \frac{\Delta p_z}{\dot{V}^2} \quad (7.8)$$

$$K = \frac{1165,3}{1,69^2}$$

$$K = 408 \frac{\text{kg}}{\text{m}^{-7}}$$

Poté už nebrání nic k tomu, sestavit charakteristiku potrubního systému znázorněnou na obrázku 7.2. Zaznačeny jsou hodnoty jmenovité tlakové ztráty potrubí $\Delta p_{z,j} = 1268,8 \text{ Pa}$ a jmenovitého objemového průtoku spalin $\dot{V}_j = 1,69 \text{ m}^3/\text{s}$.



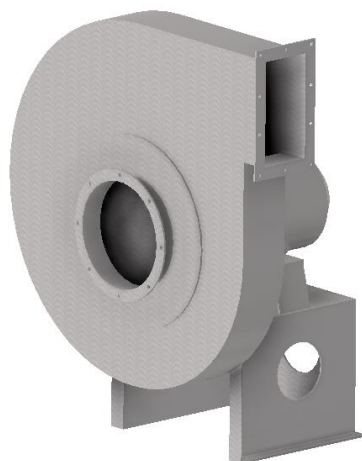
Obrázek 7.4 Charakteristika potrubního systému

7.3 Výběr spalinového ventilátoru

Pro správný výběr ventilátoru je nutné znát tlakovou ztrátu a rychlost spalin v potrubí. Poté lze se spočítanými hodnotami volit ventilátor tak, aby vyhovoval co nejvíce daným podmínkám. Ventilátor by měl být dimenzován alespoň na požadované podmínky $\dot{V} = 1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ a $\Delta p_z = 1268,8 \text{ Pa}$.

7.3.1 Spalinový ventilátor Kovodružstvo Strážov RVR 500 [19]

Jako nejvhodnější ventilátor byl vybrán skladový kus Kovodružstvo Strážov RVR 500. Jedná se o radiální vysokotlaký jednostupňový spalinový ventilátor poháněný elektromotorem. Oběžné kolo je spojeno přímo na čepu elektromotoru. Oběžné kolo může mít několik provedení, v tomto případě je to oběžné kolo č. 5. Jmenovité otáčky stroje jsou $n = 900 \text{ min}^{-1}$. Ventilátor je vyroben z plechu, profilových materiálů a oceli třídy 11. Společně s elektromotorem je ventilátor uložen na společném rámu. Jedná se ventilátor vyrobený v roce 2000.



Obrázek 7.5 Model ventilátoru RVR 500

Na obrázku 7.4 lze vidět výkonové oblasti ventilátorů RVR při hustotě spalin $1,2 \text{ kg/m}^3$. Vodorovná osa značí objemový průtok plynu vytvořený ventilátorem a svislá celkové zvýšení tlaku ventilátoru. Protože se jedná o starý model, bohužel nejsou k dispozici podrobnější informace jako je např. účinnost nebo hluk. Zásadní informace pro posouzení vhodnosti ventilátoru však k dispozici jsou. Je nutné, aby ventilátor vytvořil požadovaný objemový průtok spalin, a zároveň by měl kompenzovat tlakovou ztrátu potrubí. Zaměříme-li se v obrázku na v červené elipse označený ventilátor RVR 500, lze graficky zjistit, že pro jmenovitý objemový průtok $\dot{V} = 1,69 \text{ m}^3/\text{s}$ a pro oběžné kolo č.5, je zvýšení tlaku $\Delta p_c = 3000 \text{ Pa}$. To je ovšem hodnota pro hustotu spalin $1,2 \text{ kg/m}^3$ při 0°C . V našem případě při 180°C je ovšem hustota spalin $0,7233 \text{ kg/m}^3$. Tím se změní zvýšení tlaku Δp_c . Následujícím výpočtem lze zjistit skutečný užitečný tlak ventilátoru Δp_{skut} [19].

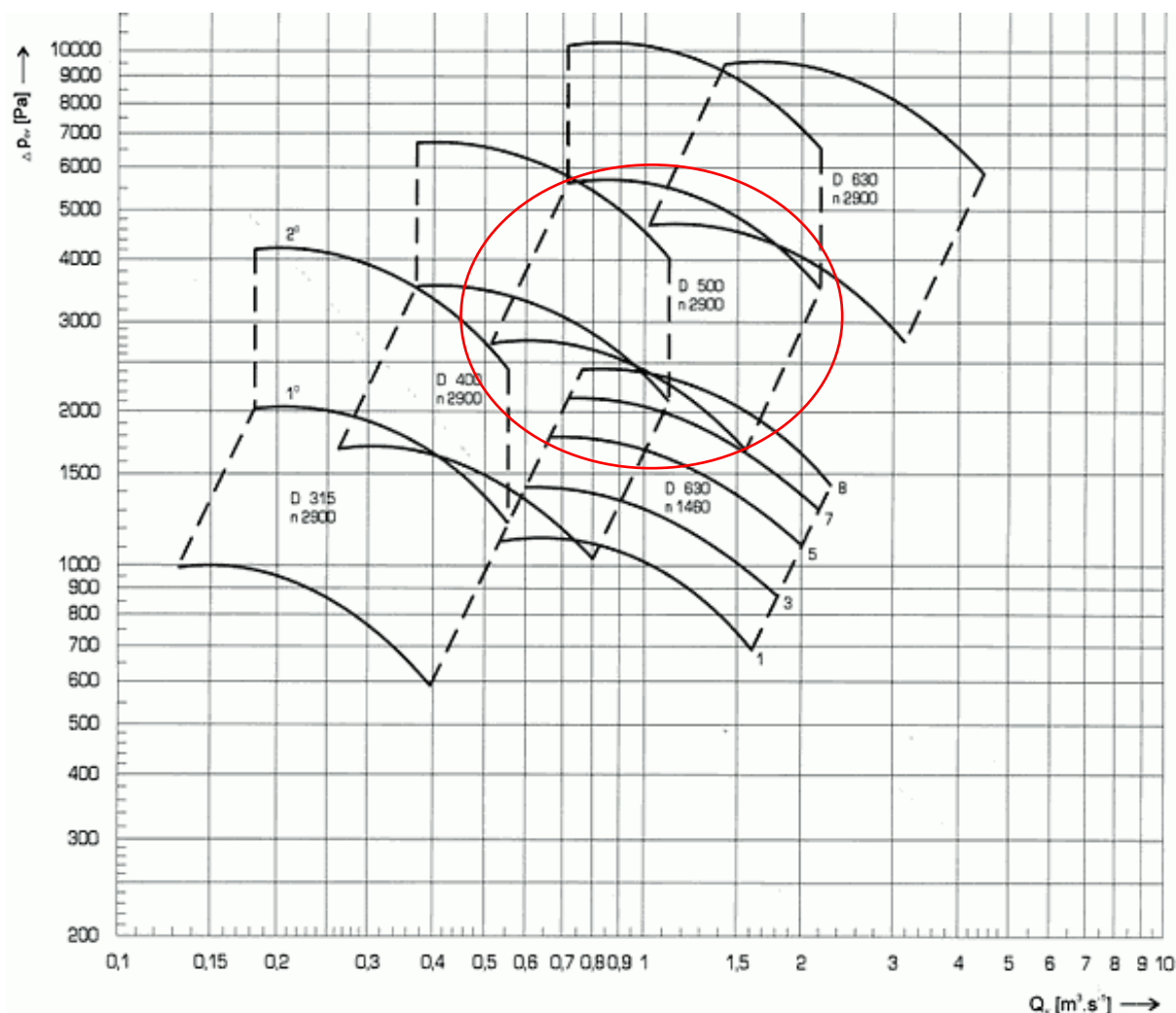
$$\Delta p_{skut} = \Delta p_c \frac{\rho_{180}}{\rho_0} \quad (7.9)$$

$$\Delta p_{skut} = 3000 \frac{0,7233}{1,2}$$

$$\Delta p_{skut} = 1808 \text{ Pa}$$

Výpočtem bylo zjištěno, že skutečný užitečný tlak ventilátoru je 1808 Pa . V praxi bývá pravidlem, že se ponechává rezerva výkonu asi 20 %. V tomto případě je vhodné nechat rezervu i případně vyšší, protože se zařízení bude teprve testovat. Při 20% rezervě by zvýšení tlaku bylo

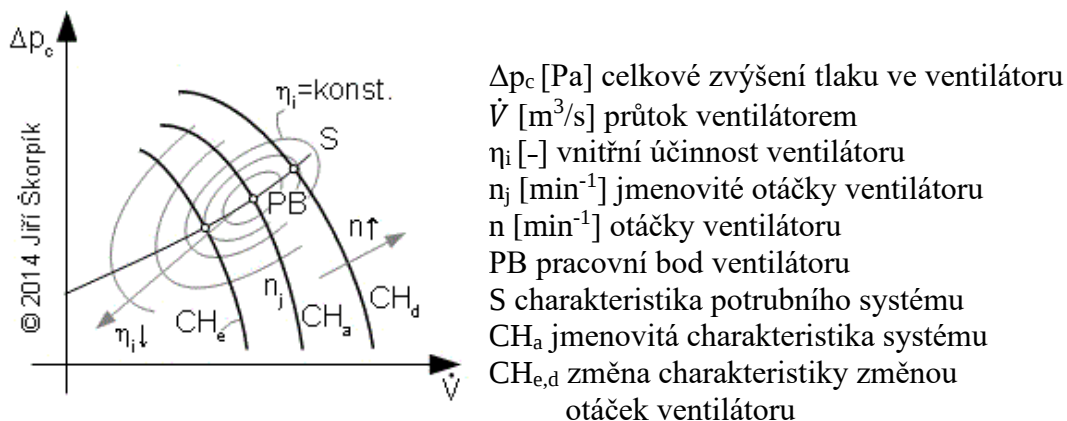
1446 Pa. Tlaková ztráta potrubí je 1269 Pa. Ventilátor tedy vyhovuje a lze říci, že není ani zbytečně předdimenzován.



Obrázek 7.6 Výkonové oblasti ventilátorů RVR [19]

7.3.2 Regulace ventilátoru

Při návrhu ventilátoru je nutné také počítat s proměnlivými výkony kotle podle aktuální potřeby. Tím vznikají i proměnlivé požadavky na provoz ventilátoru. Při menším výkonu kotle nebude potřebné odsávat tak velké množství spalin. Samotný ventilátor RVR 500 ovšem není sám nijak regulován. Regulaci průtoku a zvýšení celkového tlaku lze provést dvěma způsoby. Prvním způsobem je regulace škrcením. Dnes je ovšem díky širokému výkonovému rozpětí mnohem používanější regulace změnou otáček pomocí frekvenčního měniče. Díky tomu je tato regulace použita i v tomto případě. Regulaci pomocí změny otáček lze vidět na obrázku 7.5 [21].



Obrázek 7.7 Regulace ventilátoru změnou otáček [21]

Jmenovitý průtok $\dot{V}_j$, celkové zvýšení tlaku při jmenovitých otáčkách $\Delta p_{c,j}$ a příkon při jmenovitých otáčkách $P_{i,j}$ se mění v závislosti na otáčkách podle následujících rovnic:

$$\frac{\dot{V}_j}{\dot{V}} = \frac{n_j}{n} \quad (7.10)$$

$$\frac{\Delta p_{c,j}}{\Delta p_c} = \left(\frac{n_j}{n}\right)^2 \quad (7.11)$$

$$\frac{P_{i,j}}{P_i} = \left(\frac{n_j}{n}\right)^3 \quad (7.12)$$

7.3.3 Ukotvení ventilátoru

Ventilátor lze ukotvit dvěma způsoby. Buď přímo na betonový základ, nebo pružně přes izolátory. Ukotvení pouze na betonový základ je vhodné pro případy, kdy se neočekávají velké vibrace a hluk zařízení. V opačném případě je žádoucí ukotvit ventilátor na rám s izolátory. Ty omezují vibrace a výrazně tak prodlužují životnost strojů. V našem případě lze kvůli vyšší rychlosti spalin očekávat vibrace, proto je raději navrženo ukotvení přes izolátory. Konkrétně jsou použity izolátory ISTAKO P67 [22].



Obrázek 7.8 Izolátor chvění [22]

8 Závěr

Diplomová práce *Úprava multicyklonu za biomasovým kotlem* se zabývá zlepšením odlučivosti multicyklonu za kotlem VESKO-T 7MW v Teplárně SEVER v Třebíči, kterou provozuje společnost TTS energo.

Práce začíná teoretickou částí, kde je rozvedeno, co to jsou znečišťující látky, emise, imise a frakce tuhých znečišťujících látek (PM). Právě na tuhé znečišťující látky navazuje další část práce, ve které jsou uvedeny způsoby, jak tyto látky odloučit. Tato teoretická část je zaměřena především na cyklónové odlučovače, u kterých je vysvětlen jejich princip, rozdělení, vhodnost použití, klady i jejich zápory. Teoretické informace jsou použity v praktické části práce.

Nejprve je v praktické části přepočítána současná geometrie multicyklonu. A to konkrétně jeho frakční odlučivost a tlaková ztráta. Frakční odlučivost je spočítána čtyřmi různými analytickými metodami vytvořené autory – Barth, Leith a Licht, Izo a Leith, Lapple. Výsledky ukázaly, že multicyklón má velmi vysokou frakční odlučivost při odlučování popílku nad 25 μm podle všech 4 modelů. Naopak lze říci že multicyklón takřka neodlučuje často sledované částice o velikosti 2,5 (PM_{2,5}). Částice 10 μm (PM₁₀) pak velmi málo. Takto malé částice ovšem odlučují jen velmi malé cyklóny s vysokou vstupní rychlostí spalín a také vyšší tlakovou ztrátou. Navíc je multicyklón předodlučovačem před finálním odlučovačem, takže jsou hodnoty frakční odlučivosti v souladu s požadovanou funkcí multicyklonu. Další analyticky zjišťovanou veličinou je tlaková ztráta, která je spočítána podle třech různých modelů vytvořené autory Shepherd a Lapple, Casal a Benet, Ramachandran. Hodnoty tlakové ztráty se pohybují v rozmezí 233 až 420 Pa. Ramachandranův vzorec je vyhodnocen jako statisticky nejpřesnější, proto jeho hodnota 233 Pa bude pravděpodobně nejbližší k provozní hodnotě.

Práce dále vyhodnocuje zhoršení odlučivosti částic v multicyklonu a navrhuje úpravy ke zlepšení jeho odlučivosti. Pomocí CFD simulace bylo zjištěno, že vlivem nerovnoměrného toku spalín do jednotlivých cyklónů některé z cyklónů nepracují dobře. Dochází k nežádoucímu jevu, kdy ve spodní komoře (výsypce) multicyklonu proudí spaliny s již odloučeným popílkem přes komoru do spodních hrdel cyklónů, které jsou nejčastěji méně vytížené. Spaliny projdou skrz cyklón do výstupné komory multicyklonu. Tak se dostane již odloučený popílek zpátky do proudu předčištěných spalín. Jako možné úpravy bylyS vyhodnoceny přepážky ve spodní komoře a přepážky ve vstupním kanále. Tyto úpravy vyrovnají pouze zčásti tlakové poměry ve spodní komoře, ale problém zcela nevyřeší. Jako řešení, které problém zcela vyřeší, bylo vyhodnoceno odsávání spalín ze spodní komory. Odsávání je navrženo na zadní stěně multicyklonu co nejvýše ve spodní komoře a spaliny se vrací nazpět do vstupního kanálu. U této úpravy může nastat riziko nasávání popílku do sacího potrubí. Proto byly uvaženy ještě další dvě úpravy, které vychází taktéž z odsávání spalín ze spodní komory. Využito je ale dalšího odlučovacího zařízení – tkaninového filtru nebo cyklónu. Tkaninový filtr má oproti cyklónu mnohem vyšší odlučivost, což je jeho velká výhoda. Cyklón je zase jednodušší jak na provoz, tak na údržbu. Obě zařízení ovšem představují větší finanční zátěž, vyšší nároky na prostor a je potřeba další zařízení pro dopravu odloučeného popílku. Proto byla i přes možné riziko vybrána úprava jen se samotným odsáváním.

V poslední části práce je znázorněn projekční návrh odsávání spalín z multicyklonu. Nejprve je navržena rychlost spalín a s tím spojený průměr potrubí. Místo odsávání spalín bylo zvoleno co nejvýše ve spodní komoře uprostřed zadní stěny multicyklonu, aby odsávání co nejvíce zrovnalo tlakové poměry ve spodní komoře a zároveň se maximálně eliminovalo přisávání popílku do sacího potrubí. Spaliny se vracejí zpět do vstupního spalínového kanálu. Při znalosti těchto informací už nic nebrání k tomu sestavit potrubí a zjistit jeho tlakovou ztrátu. Tlaková ztráta pro mnou navržené potrubí vyšla 1269 Pa. Tato hodnota společně s objemovým tokem spalín 1,69 m³/s jsou důležité pro výběr ventilátoru. Navržený ventilátor Kovodružstvo

Strážov RVR 500 splňuje zmíněné požadavky. Ventilátor je usazen na izolátory připevněné na ocelovém rámu, kvůli utlumení vibrací. Zároveň je ventilátor regulován kvůli proměnlivým podmínkám frekvenčním měničem. Vlivem koronavirové situace nebyla bohužel tato úprava vyzkoušena.

Závěrem je nutné říci, že multicyklóny jsou z hlediska proudění spalin složitá zařízení. Každý budoucí uživatel by tak měl zvážit, zda předem nenavrhnout úpravu multicyklonu, která by zamezovala nasávání popílku spodními hrdly cyklónů. Jako nejbezpečnější řešení je vyhodnocena úprava odsávání s tkaninovým filtrem, u které je dokázáno, že zvyšuje odlučivost celého zařízení.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HEMERKA, Jiří a Pavel VYBÍRAL. Ochrana ovzduší. V Praze: České vysoké učení technické, 2010. ISBN 978-80-01-04646-3.
- [2] Inhalable Particulate Matter and Health (PM2.5 and PM10). *California air resources board* [online]. [cit. 2020-06-10].
Dostupné z: <https://ww2.arb.ca.gov/resources/inhalable-particulate-matter-and-health>
- [3] Spalinový kondenzátor. *Ttsboilers* [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: https://www.ttsboilers.cz/wp-content/uploads/2018/09/kondenzator_web.pdf
- [4] VENTURI WET SCRUBBER. In: *Sly inc* [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.slyinc.com/products/wet-scrubbers/venturi-wet-scrubber/>
- [5] Princip činnosti elektrického odlučovače popílků. In: *Svět energie* [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/fotobanka?itemId=180>
- [7] Baghouse Dust Collectors. IAC [online]. [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://www.iac-intl.com/baghouse/>
- [6] Cyclone separator. *Energy education* [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: https://energyeducation.ca/encyclopedia/Cyclone_separator
- [8] 3 Ways Multiclone Dust Collectors Boost Efficiency. In: *processbarron* [online]. October 2017 [cit. 2020-03-31].
Dostupné z: <https://processbarron.com/news/3-ways-multiclone-dust-collectors-boost-efficiency/>
- [9] FUNK, Paul A. a Kevin D. BAKER. Dust Cyclone Technology. Researchgate [online]. January 2013 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Representative-dust-cyclone-designs_fig1_259101451
- [10] BUSER, M. D., D. P. WHITELOCK, G. A. HOLT, C. B. ARMIJO a L. WANG. COLLECTION EFFICIENCY EVALUATION OF BAFFLE-TYPE PRE-SEPARATOR CONFIGURATIONS: EFFECTS OF BAFFLE LOCATION AND INLET VELOCITIES. Researchgate [online]. January 2006 [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/43264186_Collection_Efficiency_Evaluation_of_Baffle_Type_Pre-Separator_Configurations_Effects_of_Baffle_Location_and_Inlet_Velocities
- [11] COOPER, C. David a F. C. ALLEY. Air pollution control: a design approach. 4th ed. Long Grove: Waveland Press, c2011. ISBN 978-1577666783.

- [12] WANG, Lawrence K., Norman C. PEREIRA a Yung-Tse HUNG. Air Pollution Control Engineering. Totowa, New Jersey: Humana Press, 2004. ISBN 1-59259-778-5.
- [13] TUCKER, A. R., J. F. CARR a J. E. PETERS. An Experimental Study of Hopper Evacuation Effects on Multitube Cyclone Performance. JAPCA. 1989, 39(12), 1614-1618. DOI: 10.1080/08940630.1989.10466655. ISSN 0894-0630. Dostupné také z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/08940630.1989.10466655>
- [14] DIRGO, John a David LEITH. Cyclone Collection Efficiency: Comparison of Experimental Results with Theoretical Predictions. *Aerosol Science and Technology*. 2007, 4(4), 401-415. DOI: 10.1080/02786828508959066. ISSN 0278-6826. Dostupné také z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/02786828508959066>
- [15] Filtrační hadice pro plyny. 1 filter [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <http://1filter.cz/filtracni-hadice-pro-plyny.html>
- [16] Pipe Roughness. Pipeflow [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-roughness>
- [17] Savić, Vladimir & Knežević, Darko & Lovrec, Darko & Mitar, Jovanović & Karanovic, Velibor. (2009). Determination of Pressure Losses in Hydraulic Pipeline Systems by Considering Temperature and Pressure. *Strojnicki Vestnik*. 55. 237-243.
- [18] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty součinitelů místních ztrát - zdroje tepla a základní tvarovky potrubí. Tzb-info.cz [online]. [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi>
- [19] PRESL, Milan. Výkonné a kvalitní ventilátory. *Tzb-info* [online]. 31.7.2002 [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/1014-vykonne-a-kvalitni-ventilatory>
- [20] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, Transformační technologie, 2010-12, [last updated 2019-10-07]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/38.html>
- [21] ŠKORPÍK, Jiří. Větrné turbíny a ventilátory, Transformační technologie, 2011-06, [last updated 2019-07-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/22.html>
- [22] Příslušenství ventilátorů. *Kovodružstvo Strážov* [online]. [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <http://www.kovostrazov.cz/prislusenstvi-ventilatoru.html>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Výška vstupu cyklónu	m
a	Velikost částice	m
a_m	Mez odlučivosti	m
b	Šířka vstupu cyklónu	m
B	Průměr výstupní kuželové části cyklónu	m
c	Rychlost spalin v potrubí	m/s
C_P	Hmotnostní koncentrace na přívodu	mg/m ³
C_V	Hmotnostní koncentrace na výstupu	mg/m ³
d	Vnitřní průměr válcové komory	m
d_{50}	Průměr částice podle Lappla	m
d_c	Průměr středové osy cyklónu	m
d_{pot}	Průměr potrubí	m
D_{50}	Stokesův průměr částice	m
D_C	Průměr těla cyklónu	m
D_e	Průměr výstupní trubky	m
D_i	Průměr vstupu cyklónu	m
g	Gravitační zrychlení	m/s ²
h	Výška těla cyklónu	m
h^m	Výška středové osy cyklónu	m
H	Výška celého cyklónu	m
k	Absolutní drsnost potrubí	m
K	Konstanta potrubního systému	–
M_P	Hmotnostní tok na přívodu	kg/s
M_V	Hmotnostní tok na výstupu	kg/s
M_Z	Hmotnostní tok na zachytu	kg/s
n	Vírový exponent	–
n	Otáčky ventilátoru	min ⁻¹
N	Počet obrátek plynu	–
O_c	Celková odlučivost	–
O_f	Frakční odlučivost	–
P	Příkon ventilátoru	W
Q	Průtok spalin	m ³ /s
Re	Reynoldsovo číslo	–
s	Pozice výstupní trubky v cyklónu	m
S_T	Stokesovo kritérium	–
u_p	Pádová rychlost	m/s
v_0	Rychlost na výstupu cyklónu	m/s
v_A	Charakteristická rychlost proudění	m/s

v_D	Fiktivní rychlost	m/s
v_i	Vstupní rychlost do cyklónu	m/s
v_i	Rychlost na vstupu do cyklónu	m/s
v_{tmax}	Maximální tečná rychlost	m/s
$\dot{V}$	Objemový průtok	m^3/s
$V_{nl,H}$	Objem mezikruhového prostoru v cyklónu	m^3
$\dot{V}_p$	Objemový tok na přívodu	m^3/s
$\dot{V}_V$	Objemový tok na výstupu	m^3/s
T_0	Teplota spalín při 0 °C	°C
T_{180}	Teplota spalín při 180 °C	°C
z	Výška kuželové části	m
Z_c	Přirozená délka víru	m
Z_P	Zrnitost částic na vstupu	–
ξ	Ztrátový součinitel	–
ξ_d	Ztrátový součinitel délkových ztrát	–
ξ_m	Ztrátový součinitel místních ztrát	–
ρ_0	Hustota spalín při 0 °C	kg/m^3
ρ_{180}	Hustota spalín při 180 °C	kg/m^3
ρ_p	Hustota plynu	kg/m^3
ρ	Teplota 180°C	°C
Δp_z	Tlaková ztráta	Pa
ΔH	Parametr tlakové ztráty	–
ε	Relativní drsnost potrubí	–
λ	Součinitel tření v potrubí	–
μ	Dynamická viskozita	$N.s.m^{-2}$
τ_i	Relaxační doba částice	s

Zkratka

Význam

CFD	Computational fluid dynamics – výpočetní dynamika tekutin
ČR	Česká republika
EO	Elektrostatické odlučovače
PM	Particular matter – jemnost částice
TZL	Tuhé znečišťující látky

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 2.1 Velikost jemných částic PM v porovnání s lidským vlasem.....	12
Obrázek 3.1 Hmotnostní tok částic na odlučovači	13
Obrázek 3.2 Stanovení celkové odlučivosti OC grafickým postupem	14
Obrázek 3.3 Charakteristické průběhy závislosti $Of(a)$ pro jednotlivé typy odlučovačů ..	15
Obrázek 3.4 Usazovací komora s přepážkami	16
Obrázek 3.5 Žaluziový odlučovač	17
Obrázek 3.6 <i>Spalinový kondenzátor TTS</i>	18
Obrázek 3.7 Venturiho pračka	18
Obrázek 4.1 Cyklónový odlučovač	21
Obrázek 4.2 Rozdělení cyklónů podle způsobu dosažení rotace plynu	23
Obrázek 4.3 Rozdělení cyklónů podle vstupu	23
Obrázek 4.4 Skupinový odlučovač	24
Obrázek 4.5 Multicyklon	25
Obrázek 4.6 Geometrie cyklónu s tečným kolmým vstupem	25
Obrázek 4.7 Charakteristické rozměry cyklónů podle různých autorů	26
Obrázek 5.1 Stávající geometrie cyklónu	27
Obrázek 5.2 Graf frakční odlučivosti současné geometrie cyklónu	37
Obrázek 6.1 Části multicyklónu	41
Obrázek 6.2 Nasávání odloučeného popílky zpět do předčištěných spalin	42
Obrázek 6.3 Přepážky v multicyklónu	42
Obrázek 6.4 Přepážka ve vstupním spalinovém kanálu	43
Obrázek 6.5 Odsávání plynu ze spodní komory	44
Obrázek 6.6 Odsávání plynu ze spodní komory s tkaninovým filtrem	45
Obrázek 6.7 Odsávání plynu ze spodní komory s cyklónem	45
Obrázek 7.1 Návrh potrubní části k ventilátoru	48
Obrázek 7.2 Návrh potrubní části z ventilátoru	49
Obrázek 7.3 Moodyho diagram	51
Obrázek 7.4 Charakteristika potrubního systému	52
Obrázek 7.5 Model ventilátoru RVR 500	53
Obrázek 7.6 Výkonové oblasti ventilátorů RVR	54
Obrázek 7.7 Regulace ventilátoru změnou otáček	55
Obrázek 7.8 Izolátor chvění	55

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Potrubí s ventilátorem