

УДК 697.94

О.Г. Бутенко, канд. техн. наук, доц.,
С.Ю. Смик, спеціаліст,
Одес. нац. політехн. ун-т

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ

О.Г. Бутенко, С.Ю. Смик. Гідравлічний розрахунок комбінованої системи очищення повітря. Запропоновано метод гідравлічного розрахунку комбінованої системи очищення повітря від пилових частинок, який базується на використанні балансу потужностей. Метод проілюстровано розрахунком системи очищення повітря приміщення подріблення будівельних матеріалів — продуктів демонтажу будівель.

А.Г. Бутенко, С.Ю. Смик. Гидравлический расчет комбинированной системы очистки воздуха. Предложен метод гидравлического расчета комбинированной системы очистки воздуха, основанный на использовании баланса мощностей. Метод проиллюстрирован расчетом системы очистки воздуха помещения дробления строительных материалов — продуктов демонтажа строений.

O.G. Butenko, S.Yu. Smyk. Hydraulic calculation of the combined system of air cleaning. The method of hydraulic calculation of the combined system of air cleaning, based on the use of power balance is offered. The method is illustrated by calculation of the system of air cleaning of a premise for crushing building materials — products of buildings dismantling.

Найбільш поширеними апаратами для видалення пилових частинок із газових потоків є інерційні уловлювачі (циклони). Цим вони завдячують багатьом перевагам, таким як простота конструкції, надійність у експлуатації, порівняно невеликий гідравлічний опір тощо [1, 2]. Проте, більшість розроблювачів систем очищення газів промислових виробництв відмовляються від їх використання через невеликий ступінь уловлювання. Зазвичай вона не перевищує 90 %, а це не відповідає сучасним вимогам екологічної безпеки. Великі підприємства, технологічний процес у яких передбачає виділення великої кількості запилених газів, наприклад пилевугільні ТЕС або металургійні комбінати, вкладають значні кошти в модернізацію систем знепилення, закупаючи сучасні і дорогі уловлювачі. Невеликі підприємства такої можливості не мають і тому продовжують використовувати неефективне обладнання. До таких належать підприємства, які спеціалізуються на демонтажі старих будівель і переробці будівельних матеріалів. Процес їх подріблення супроводжується виділенням великої кількості будівельного пилу, який підлягає уловленню. Фактично єдиним прийнятним з економічної точки зору апаратом очищення в умовах цього виробництва є циклон. Для підвищення ефективності його роботи пропонується комбінована система очищення (КСО), в якій ступінь уловлювання зростає не за рахунок конструктивних змін апарата (такі можливості уже фактично вичерпані), а за рахунок зміни фракційного складу пилу. Відомо, що чим більша доля у пиловій масі крупних фракцій, тим вища ефективність очищення. Основною відмінністю КСО є те, що маса пилу надходить не безпосередньо в уловлювач, а ділиться за фракційною ознакою в розділювачі 2 (рис. 1). Потік з тонкими фракціями надходить в уловлювач циркуляційного контура 4, а потік з крупними — в основний уловлювач 3. Оскільки коефіцієнт уловлення крупних фракцій високий, то просок пилу у атмосферне повітря мінімальний. Це забезпечує екологічний ефект. Коефіцієнт уловлення циклона циркуляційного контура занижений, але оскільки циркуляційний потік надходить не в навколишнє середовище, а в змішуючий апарат (центральний ежектор) 1 і далі знову через розділювач на очищення, то величина проскоку цього апарата суттєвого значення не має.

Проектування системи очищення передбачає визначення показників її ефективності [3, 4] і гідравлічний розрахунок, основною метою якого є обґрунтований підбір нагнітального обладнання. Газоходи КСО утворюють кільцевий трубопровід з відгалуженням — основним каналом (ОК). Присутність ежектора обумовлює змінне значення витрати у циркуляційному контурі (ЦК). Це не дозволяє використати звичні для гідравліки методи розрахунку складних трубопро-

водних мереж, зокрема найбільш поширений — метод характеристик. Тому поставлене завдання пропонується розв'язати за допомогою методу балансу потужностей.

Потужність вентилятора циркуляційного контура (ВЦК) $N_{\text{ц}}$ витрачається виключно на подолання його гідравлічного опору

$$N_{\text{ц}} = \Delta N_{\text{ц}}^{\text{ул}} + \Delta N_{\text{ек}} + \Delta N_{\text{ц}}^{\text{роз}} + \Delta N_{\text{ц}}^{\text{кан}},$$

де $\Delta N_{\text{ц}}^{\text{ул}} = \zeta_{\text{ц}}^{\text{ул}} \frac{\rho u_{\text{ц}}^2}{2} Q_{\text{ц}}$ — втрати потужності в уловлювачі ЦК,

$\zeta_{\text{ц}}^{\text{ул}}$ — коефіцієнт втрат уловлювача ЦК,

$u_{\text{ц}}$ — характерна швидкість,

ρ — густина повітря,

$Q_{\text{ц}}$ — об'ємна витрата повітря ЦК;

$\Delta N_{\text{ек}} = \Delta N_{\text{с}} + \Delta N_{\text{вх}} + \Delta N_{\text{т}} + \Delta N_{\text{зм}} + \Delta N_{\text{д}}$ — втрати потужності в ежекторі,

$\Delta N_{\text{с}}$ — втрати у соплі,

$\Delta N_{\text{вх}}$ — втрати на вхід,

$\Delta N_{\text{т}}$ — втрати на гідравлічне тертя,

$\Delta N_{\text{зм}}$ — втрати на змішування,

$\Delta N_{\text{д}}$ — втрати у дифузорі [5, 6];

$\Delta N_{\text{ц}}^{\text{роз}} = \zeta_{\text{ц}}^{\text{роз}} \frac{\rho v_{\text{ц}}^2}{2} Q_{\text{ц}}$ — втрати потужності циркуляційного потоку у розділювачі,

$\zeta_{\text{ц}}^{\text{роз}}$ — коефіцієнт втрат розділювача для циркуляційного потоку,

$v_{\text{ц}}$ — характерна швидкість,

$\Delta N_{\text{ц}}^{\text{кан}} = \left(\lambda_{\text{ц}} \frac{l_{\text{ц}}}{d_{\text{ц}}} + \sum_{i=1}^n \zeta_{\text{ц}i} \right) \frac{8\rho Q_{\text{ц}}^3}{\pi^2 d_{\text{ц}}^4}$ — втрати потужності по довжині і у місцевих опорах,

$\lambda_{\text{ц}}$ — гідравлічний коефіцієнт тертя,

$l_{\text{ц}}$ і $d_{\text{ц}}$ — довжина і діаметр каналу ЦК,

$\zeta_{\text{ц}i}$ — коефіцієнт втрат i -го місцевого опору.

Потужність вентилятора основного каналу (ВОК)

$$N_{\text{о}} = \Delta N_{\text{о}}^{\text{роз}} + \Delta N_{\text{о}}^{\text{ул}} + \Delta N_{\text{о}}^{\text{кан}},$$

де $\Delta N_{\text{о}}^{\text{ул}} = \zeta_{\text{о}}^{\text{ул}} \frac{\rho u_{\text{о}}^2}{2} Q_{\text{о}}$ — втрати потужності в уловлювачі ОК,

$\zeta_{\text{о}}^{\text{ул}}$ — коефіцієнт втрат уловлювача ОК,

$u_{\text{о}}$ — характерна швидкість,

$Q_{\text{о}}$ — об'ємна витрата повітря ОК,

$\Delta N_{\text{о}}^{\text{роз}} = \zeta_{\text{о}}^{\text{роз}} \frac{\rho v_{\text{о}}^2}{2} Q_{\text{о}}$ — втрати потужності основного потоку у розділювачі,

$\zeta_{\text{о}}^{\text{роз}}$ — коефіцієнт втрат розділювача основного потоку,

$v_{\text{о}}$ — характерна швидкість,

$\Delta N_{\text{о}}^{\text{кан}} = \left(\lambda_{\text{о}} \frac{l_{\text{о}}}{d_{\text{о}}} + \sum_{j=1}^m \zeta_{\text{о}j} \right) \frac{8\rho Q_{\text{о}}^3}{\pi^2 d_{\text{о}}^4}$ — втрати потужності по довжині і у місцевих опорах,

λ_o — гідравлічний коефіцієнт тертя,
 l_o і d_o — довжина і діаметр каналу ОК,
 $\zeta_{o,j}$ — коефіцієнт втрат j -го місцевого опору.

Швидкісні напори на вході і виході приймаються такими, що дорівнюють один одному.

КСО розроблялася для очищення повітря, що відбирається з приміщення дробилки будматеріалів. Об’ємна витрата запиленого повітря на вході в систему Q_3 дорівнює витраті ОК $Q_3=Q_o$. Вона приймалася такою, що дорівнює $3,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$. Геометричні параметри розділювача були такими, що в ОК з нього надходило 4,77 % повітря, а 95,23 % — в ЦК ($a = 200 \text{ мм}$, $b=R=400 \text{ мм}$, $c = 20 \text{ мм}$) (рис. 2). Цій умові відповідає $Q_{ц} = 0,762 \text{ м}^3/\text{с}$ і витрата на виході з ежектора в розділювач $Q_{вх} = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}$. На підставі цих даних були розраховані геометричні параметри циклонів (прототипом обраний елемент батарейного БЦУ типу “Енергоуголь”).

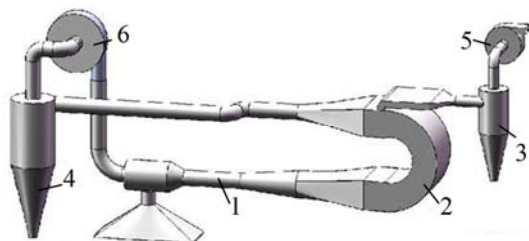


Рис. 1. Комбінована система очищення: 1 — змішувач, 2 — розділювач, 3 — основний уловлювач, 4 — уловлювач циркуляційного контура, 5 — вентилятор циркуляційного контура, 6 — вентилятор основного каналу

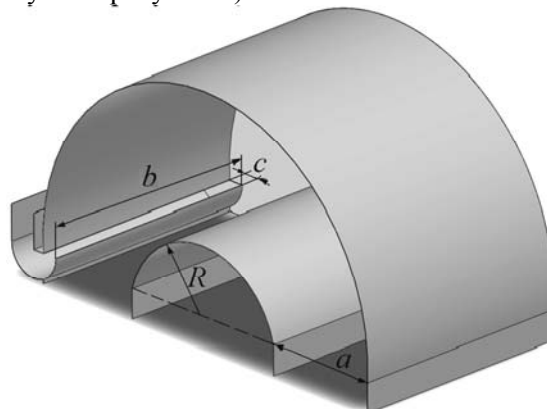


Рис. 2. Розділювач

Коефіцієнти втрат циклонів визначались шляхом числового моделювання за допомогою прикладного пакету Solid Works Cosmosflo [7]. При визначенні ζ_o^{yl} і $\zeta_{ц}^{yl}$ граничними умовами задавались тиск повітря на виході з уловлювача і швидкість повітря на вході (вона ж використовувалась як характерна при розрахунку Re) (рис. 3). Коефіцієнти втрат розділювача приймалися у відповідності до [4].

Довжини циркуляційної лінії і основного каналу складають: $l_{ц}=2,26 \text{ м}$, $l_o=1 \text{ м}$; їх діаметри: $d_{ц}=200 \text{ мм}$, $d_o=143 \text{ мм}$. Сумарний коефіцієнт місцевих втрат циркуляційної лінії $\Sigma\zeta_{ц}=5,95$ (враховувалися п’ять поворотів на 90° [8]). Гідравлічні коефіцієнти тертя, розраховані за формулою А.Д. Альтшуля, для труб з оцинкованого заліза (еквівалентна шорсткість $k_s=0,15 \text{ мм}$), $\lambda_{ц}=0,0195$ і $\lambda_o=0,0284$. Коефіцієнти втрат уловлювачів $\zeta_{ц}^{yl} = 79,6$ і $\zeta_o^{yl} = 80,6$.

Результати гідравлічних розрахунків основного і циркуляційного контурів зведені до табл. 1. Центральний ежектор розраховувався у відповідності до [5, 6]. Його основні параметри наведені у табл. 2.

Отже, потужність, що потребує вентилятор основного контуру (ВОК), складає 28,6 Вт (подавання

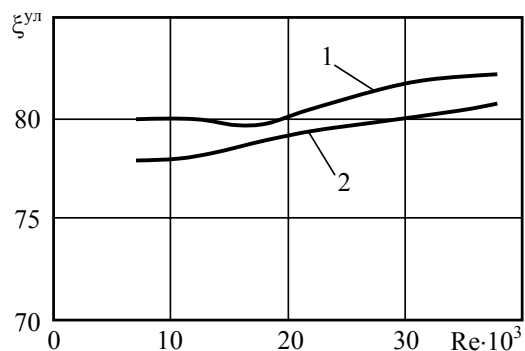


Рис. 3. Коефіцієнти місцевих втрат: 1 — основний уловлювач, 2 — уловлювач циркуляційного контура

137 м³/г, тиск 749 Па), потужність ВЦК — 2,57 кВт (подача 2736 м³/г, тиск 3,37 кПа). Підбір нагнітачів проводився з серії пилових відцентрових вентиляторів заводу “Донвентилятор”. Для ЦК рекомендований ВЦП-46-5, який з невеликим запасом відповідає визначеним параметрам. Підбір нагнітача для ОК викликав певні проблеми, пов’язані з тим, що найменший серійний вентилятор забезпечує потужність надлишкову навіть з урахуванням запасу. Найближчим за параметрами виявився ВЦП-5-45-3,15.

Таблиця 1

Результати розрахунків втрат потужності

Найменування величини	Циркуляційний контур	Основний канал
Втрати потужності в уловлювачі	$\Delta N_{\text{ц}}^{\text{ул}} = 404,6$ Вт	$\Delta N_{\text{о}}^{\text{ул}} = 25,4$ Вт
Втрати потужності у розділювачі	$\Delta N_{\text{ц}}^{\text{роз}} = 16$ Вт	$\Delta N_{\text{о}}^{\text{роз}} = 0,6$ Вт
Втрати потужності по довжині і у місцевих опорах	$\Delta N_{\text{о}}^{\text{кан}} = 1,7$ Вт	$\Delta N_{\text{о}}^{\text{кан}} = 0,03$ Вт

Таблиця 2

Основні результати розрахунку ежектора-змішувача

Найменування величини	Позначення	Значення
Коефіцієнт ежекції	α	$4,99 \cdot 10^{-2}$
Модуль ежектора	m	1,96
Швидкість потоку у соплі	$v_{\text{с}}$	47,0 м/с
Діаметр сопла	$d_{\text{с}}$	145 мм
Діаметр камери змішування	$d_{\text{кк}}$	203 мм
Швидкість у камері змішування	$v_{\text{кк}}$	24,7 м/с
Довжина камери змішування	$L_{\text{кк}}$	1,21 м
Довжина дифузору	$L_{\text{д}}$	406 мм
Втрати потужності у соплі	$\Delta N_{\text{с}}$	62,5 Вт
Втрати потужності на вхід	$\Delta N_{\text{вх}}$	30,5 Вт
Втрати потужності на гідравлічне тертя	$\Delta N_{\text{т}}$	60,2 Вт
Втрати потужності у дифузорі	$\Delta N_{\text{д}}$	25,6 Вт
Втрати потужності на змішування потоків	$\Delta N_{\text{зм}}$	254 Вт
Сумарні втрати потужності у ежекторі	$\Delta N_{\text{еж}}$	433 Вт

Таким чином, запропонований спосіб гідравлічного розрахунку КСО на відміну від методу характеристик, дозволяє порівняно легко визначати потрібні параметри нагнітачів. Розрахунок показав, що для невеликих об’єктів і відповідно невеликих Q_3 виникає складність підбору ВОК. Це пов’язане з тим, що серійні пилові вентилятори розраховані на значно більші подачі. Тому для уникнення великих гідравлічних втрат в ОК, пов’язаних з регулюванням, доцільно як привод використовувати електродвигун постійного струму який дозволяє плавно і без додаткових втрат потужності змінювати частоту обертання робочого колеса вентилятора, а отже і його потужність.

Література

1. Страус, В. Промышленная очистка газов.: пер. с англ. / В. Страус. — М.: Химия, 1981. — 616 с.
2. Балабеков, О.С. Очистка газов в химической промышленности. Процессы и аппараты / О.С. Балабеков, Л.Ш. Болтабаев. — М.: Химия, 1991. — 256 с.

3. Бутенко, А.Г. Разделение твердой фазы полидисперсного потока по фракциям в комбинированной системе очистки / А.Г. Бутенко, С.Ю. Смык, Д.А. Мовила // Экология и промышленность. — Харьков, 2009. — Вып. 4. — С. 68 — 70.
4. Смык, С.Ю. Гидродинамика полидисперсного потока при разделении твердой фазы по фракциям / С.Ю. Смык // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 2010. — Вып. 1(33). — С. 213 — 216.
5. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 351 с.
6. Дунчевский, Г.М. Гидравлический расчет гидроструйных насосов и систем. Теория, справочный материал, программное обеспечение / Г.М. Дунчевский. Ч. 1. — Одесса: ОПИ, 1992. — 66 с.
7. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / [А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др.] — СПб.: ВХВ — Петербург, 2005. — 800 с.
8. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. — М.: Машиностроение, 1975. — 170 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Буров О.І.

Надійшла до редакції 1 жовтня 2010 р.