

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

В.О. Гнеушев

ВЕНТИЛЯЦІЯ І ПНЕВМАТИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Навчальний посібник

Рівне 2010

УДК 622.686 (075)
ББК 39.79:26.325.34я7
Г56

*Затверджено вченою радою Національного університету водного господарства та природокористування
(Протокол № 4 від 30 квітня 2010 р.)*

Рецензенти:

Давидчук В.І., канд. техн. наук, доцент Національного університету водного господарства та природокористування;

Жуков С.О., д-р техн. наук, професор Криворізького технічного університету.

Гнєушев В.О.

Г56 Вентиляція і пневматичний транспорт. Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2010. – 138 с.

У навчальному посібнику розглянуто теоретичні засади руху чистого повітря і аеродинамічні властивості матеріалу, що транспортується. Наведено відомості про загальну будову та найважливіші елементи вентиляційних та аспіраційних систем, їх функціонування та розрахунок. Розглянуто стаціонарні та мобільні пневмотранспортні системи вітчизняного і зарубіжного (Канада, Фінляндія) виробництва. Кожний розділ містить засоби контролю засвоєння навчального матеріалу, а також індивідуалізовані завдання для самостійної роботи студента з вивчення даного предмета. В посібнику наведено методики і приклади розрахунку вентиляційної і пневмотранспортної систем, складені на засадах забезпечення їх економічної та безпечної роботи.

Посібник призначено для студентів вищих навчальних закладів за напрямом підготовки „Гірництво”, які детально вивчають торфову справу. Ця книга являє інтерес і для працівників торфової галузі, які забезпечують транспортування та сушіння фрезерного торфу у завислому стані, а також корисна фахівцям, чия професійна діяльність пов’язана з вентиляцією та аспірацією виробничих приміщень і з пневмотранспортом сипких матеріалів.

Табл.20. Іл. 67. Додатк. 8. Бібліогр. 38 назв.

УДК 622.686 (075)
ББК 39.79:26.325.34я7

© Гнєушев В.О., 2010
© НУВГП, 2010

ЗМІСТ

Основні терміни, поняття та скорочення	4
Вступ	7
1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ПНЕВМАТИЧНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ	8
1.1 Повітря і його основні властивості	8
1.2 Рух чистого повітря. Рівняння нерозривності потоку	12
1.3 Види тиску повітря і способи його вимірювання. Рівняння Бернуллі	14
1.4 Види втрат тиску повітря та їх визначення	18
1.5 Швидкість витання частинок матеріалу і швидкість транспортування аеросуміші	23
1.6 Концентрація матеріалу в аеросуміші	26
1.7 Втрати тиску при транспортуванні аеросуміші	27
1.8 Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента	34
2. ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ	42
2.1 Відцентрові та осьові вентилятори, повітродувки	42
2.2 Циклони та скрубери	54
2.3 Повітропроводи	65
2.4 Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента	69
3. БУДОВА І РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ТА АСПІРАЦІЙНИХ СИСТЕМ	75
3.1 Типи вентиляційних систем	75
3.2 Провітрювання кар'єрів	77
3.3 Вентиляція у виробничих приміщеннях	80
3.4 Аспірація виробничих приміщень	82
3.5 Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента	85
4. БУДОВА ТА РОЗРАХУНОК ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ	88
4.1 Типи пневмотранспортних систем	88
4.2 Подавання матеріалу до пневмотранспортної системи	90
4.3 Відокремлення матеріалу, що транспортується, від повітря	93
4.4 Розрахунок пневмотранспортних систем	95
4.5 Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента	96
Література	101
Показчики	103
Додатки	107

Основні терміни¹, поняття та скорочення

Аспірація (рос. *аспирация*, англ. *aspiration*, нім. *Aspiration, Absaugen*) – відсмоктування повітря за допомогою спеціальних пристроїв від джерел забруднення (приміром, від зіву торфобрикетного пресу, з гірничих виробок у місцях скупчення шкідливих речовин, зокрема пилу й газу).

Вентилятор (рос. *вентилятор*, англ. *fan, ventilator*; нім. *Lüfter, Wettermaschine, Ventilator*) — пристрій для перемішування чи переміщення під певним тиском повітря, газів або сумішей їх з дрібними частинками.

Вентиляторна установка (рос. *вентиляторная установка*, англ. *fan unit, ventilation plant*; нім. *Lüfteranlage*) — спеціальне обладнання, а на шахтах також комплекс пристроїв, споруд та інш. для провітрювання різноманітних об'єктів, зокрема підземних і відкритих гірничих виробок.

Вентиляція (рос. *вентиляция*, англ. *ventilation, circulation*, нім. *Lüftung, Ventilation*) — видалення повітря з приміщення і заміна його свіжим, в необхідних випадках, обробленим повітрям.

Гранично допустима концентрація газів та пилу (рос. *предельно допустимая концентрация газов и пыли*, англ. *maximum permissible(allowable) concentration of gas and dust*, нім. *höchstzulässige Konzentration f den Gas n und der Staub m; maximal zulässige Konzentration f (MZK) von Gas n und Staub m*) — вміст газів та пилових частинок у повітрі, котрий при їхньому тривалому вдиханні не викликає патологічних змін в організмі людини і не створює в атмосфері гірничих виробок, у виробничих приміщеннях вибухонебезпечних умов. Вміст шкідливих газів у виробках і приміщеннях, в яких перебувають або можуть бути люди, не повинен перевищувати норм, встановлених правилами безпеки

¹ Визначення переважної більшості термінів запозичено з Гірничого енциклопедичного словника: в 3 т. / За ред. В. С. Білецького. — Донецьк: Східний видавничий дім, 2001—2004

Концентрація (рос. *концентрация*; англ. *concentration*; нім. *Konzentration f, Konzentrierung f*) — величина, яка характеризує кількість даного компонента у багатокомпонентній системі, середовищі, тобто відносна кількість даного компонента в гомогенній системі в об'ємному, масовому або молярному вимірах

Нормальні умови (рос. *нормальные условия*; англ. *normal terms*; нім. *normale Bedingungen*) – стандартні фізичні умови, що визначаються тиском $p=101325$ Па (760 мм рт. ст.) і термодинамічною температурою $T=273,15$ К ($t=0^{\circ}\text{C}$)

Пиловибухобезпека гірничих виробок та виробництв (рос. *пылевзрывобезопасность горных выработок и производств*, англ. *dust-explosion-proofness of mine workings and productions*; нім. *Staubexplosionssicherheit f der Grubenbaue und Betrieb*) – стан гірничих виробок, що оцінюється в аспекті можливих вибухів вугільного, сульфідного, сірчаного пилу.

Пиловлловлювач (рос. *пылеуловитель*, англ. *dust catcher, dust separator, dust collector*; нім. *Entstaubungsanlage f, Staub-sauger m, Staubfänger m*) – апарат для видалення твердої фази з газового середовища. За принципом дії П. поділяють на гравітаційні або відцентрові (циклонні), рідинні, електричні тощо. сірки та азоту. Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) циклонних пиловловлювачів по фракції 0-5 мкм – 83-86 %, 5-10 мкм – 94-97 %, 10-40 мкм – 98-100 %. Вищий к.к.д. мають електрофільтри (до 99%).

Пневматичний транспорт (рос. *пневматический транспорт*, англ. *pneumatic transport*; нім. *Druckluftförderung f, pneumatischer Transport m*) — переміщення в трубах насипних вантажів в зваженому стані в струмені повітря (або іншого газу), а також контейнерів під дією перепаду тиску.

Повітря (рос. *воздух*, англ. *air*, нім. *Luft f*) – природна суміш газів, з яких складається атмосфера Землі.

Трубопровід, (рос. *трубпровод*, англ. *pipeline*, нім. *Abfalleitung*) – система щільно з'єднаних труб і арматури для переміщення на віддаль рідин, газів, сипких тіл і т. ін.

Основні умовні позначення

- D – діаметр трубопроводу;
 S – площа поперечного перерізу трубопроводу;
 L – довжина трубопроводу;
 L – продуктивність вентилятора (на його характеристиці, м³/год);
 H – висота підйому повітря (різниця між рівнями найнижчого та найвищого перерізів трубопроводу);
 H – надлишковий тиск (у вентиляційній техніці);
 P – втрати тиску при русі повітря;
 $P_{\text{сум}}$ – втрати тиску при русі аеросуміші;
 P_m – додаткові втрати тиску, зумовлені наявністю матеріалу;
 $P_{\text{заг}}$ – загальні втрати тиску в системі;
 M_n – масові витрати повітря;
 Q_n – об'ємні витрати повітря;
 M_m – масові витрати матеріалу;
 Q_m – об'ємні витрати матеріалу;
 R_I – газова стала;
 T – абсолютна температура;
 d – середній діаметр частинок матеріалу, що транспортується;
 g – прискорення сили тяжіння;
 V – середня швидкість повітряного потоку;
 V_m – швидкість матеріалу;
 V_s – швидкість витання частинок матеріалу;
 φ – відносна вологість повітря;
 ρ – густина повітря;
 γ – густина матеріалу, що транспортується;
 μ – масова концентрація матеріалу в аеросуміші;
 δ – об'ємна концентрація матеріалу в аеросуміші;
 K – коефіцієнт опору аеросуміші;
 K – кратність повітрообміну;
 ξ – коефіцієнт місцевого опору.

ВСТУП

Досвід вітчизняних та зарубіжних підприємств вугільної, металургійної, торфової, хімічної, деревообробної промисловості, а також промисловості будівельних матеріалів, текстильних та сільсько-господарських підприємств свідчить про перспективність застосування пневматичного транспорту для переміщення пилоподібних, зернистих, волокнистих матеріалів, зокрема – торфу. Використання пневматичного збирання і транспортування при видобуванні фрезерного торфу дозволяє зменшити кількість технологічних операцій і, відповідно, чисельність машин у складі видобувного комплексу, сприяє зниженню вологості зібраного торфу. Пневматичне транспортування матеріалу на підприємствах з виробництва торфових паливних брикетів і пелет дозволяє спрощувати технологічні схеми, знижувати металоємність та зменшувати капітальні затрати при будівництві нових та реконструкції діючих заводів.

Вентиляція (керований обмін повітря) виробничих, житлових і побутових приміщень, шахт а також кар'єрів (частіше вживається термін «аерація кар'єрів») призначена для забезпечення необхідних кондицій повітря (за чистотою, температурою, вологістю, рухомістю та ін.). Ці вимоги визначаються гігієнічними нормативами щодо наявності шкідливих речовин у повітрі (гази, пари, пил) та обмежуються гранично допустимими (нешкідливими для здоров'я людини) концентраціями. Температура, вологість, рухомість повітря також встановлюються з урахуванням створення найбільшого комфорту для людини, хоча в багатьох випадках доводиться враховувати і особливості об'єкту (приміром, вірогідність емісії метану в шахті), вимоги технологічного процесу тощо. Тобто вентиляція – це саме регульований обмін повітря.

Автор не ставив перед собою завдання вичерпно узагальнити всі матеріали з питань пневмотранспорту, вентиляції та аспірації. Мета цього посібника – дати студентам напряму «Гірництво», які вивчають торфову справу, головні поняття цих галузей знань. Засвоєння теоретичних і практичних засад пневмотранспорту, вентиляції та аспірації сприятиме підвищенню рівня фахової підготовки випускників, зробить можливим поліпшення техніко-економічних показників діяльності українських підприємств, поліпшить умови праці і знизить техногенне навантаження на довкілля.

1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ПНЕВМАТИЧНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Пневматичне транспортування і вентиляція – звичайні складові сучасних підприємств багатьох галузей народного господарства, зокрема – гірничих, торфовидобувних та торфопереробних. Від правильного розрахунку, конструювання і експлуатації пневмотранспортних та вентиляційних систем значною мірою залежать ефективність і безпечність виробництва, а також вплив діяльності підприємства на стан довкілля і здоров'я людей.

Знання властивостей повітря і матеріалу, що транспортується, засвоєння основних рівнянь, які характеризують рух повітря з точки зору кінематики, аеродинаміки і енергетики, набуття студентами практичних навичок розв'язання поки що нескладних задач в даній галузі – головна мета цього розділу.

1.1. Повітря і його основні властивості

Як відомо [1], повітря – це природна суміш газів, з яких складається атмосфера Землі.

Газовий склад повітря досить стабільний, і в пробі повітря, відібраній поблизу поверхні землі при температурі 0°C і тиску 760 мм рт. ст. (нормальні умови), фіксуються такі показники:

Таблиця 1.1

Склад атмосферного повітря [1]

Складові	Позначення	Вміст, %	
		за об'ємом	за масою
Азот	N_2	78,084	75,50
Кисень	O_2	20,9476	23,15
Аргон	Ar	0,934	1,292
Вуглекислий газ	CO_2	0,0314	0,046
Неон	Ne	0,001818	0,0014
Гелій	He	0,000524	0,000073
Метан	CH_4	0,0002	0,000084
Криптон	Kr	0,000114	0,003
Водень	H_2	0,00005	0,00008
Ксенон	Xe	0,0000087	0,00004

Густина повітря за нормальних умов становить $1,293 \text{ кг/м}^3$ [2] і помітно змінюється залежно від барометричного тиску і температури. При розрахунках пневмотранспортних та вентиляційних систем, що працюють за так званих стандартних умов (тиск 760 мм. рт. ст. , температура $+15^\circ\text{C}$) густина повітря приймається $1,2 \text{ кг/м}^3$. Якщо передбачається робота систем в умовах високогір'я, корисно знати дані таблиці:

Таблиця 1.2

Залежність густини повітря від його тиску і температури [3]

Висота об'єкта над рівнем моря, м	Барометричний тиск повітря, мм.рт.ст.	Температура повітря, $^\circ\text{C}$	Густина повітря, кг/м^3
0	760	15,00	1,2250
500	716	11,75	1,1677
1000	674	8,50	1,1110
1500	634	5,25	1,0580
2000	596	2,00	1,0060
2500	560	- 1,25	0,9567
3000	526	- 4,50	0,9093
3500	493	- 7,75	0,8630
4000	462	- 11,00	0,8193
4500	433	- 14,25	0,7766
5000	405	- 17,50	0,7362

Тиск повітря як суміші різних газів визначається законом Дальтона, тобто дорівнює сумі парціальних тисків цих газів. На підставі цього ж закону атмосферний тиск P_a складається з парціального тиску сухого повітря P_{cn} та парціального тиску водяної пари P_n [4]

$$P_a = P_{cn} + P_n \quad (1.1)$$

Між одиницями вимірювання тиску в різних системах існують такі залежності: $1 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кг/м}^2 = 0,102 \text{ мм. вод. ст.} = 7,49 \cdot 10^{-3} \text{ мм. рт. ст.}$

У вентиляційній техніці розрізняють три види тиску: абсолютний (P), атмосферний (P_a) та надлишковий (H), між якими існує така залежність:

$$\pm H = P - P_a \quad (1.2)$$

Додатне значення H свідчить про справді надлишковий тиск у вентиляційній системі (система під тиском або нагнітальна систе-

ма), а від'ємне – про розрідження в системі (система під розрідженням).

Показниками **вологості повітря** є абсолютна і відносна вологості, а також вологовміст.

Абсолютна вологість повітря (позначається γ , г/м³) – це маса водяної пари, що міститься в 1 м³ вологого повітря.

Значно частіше використовується поняття *відносної вологості повітря*. Якщо вологе повітря поступово охолоджувати, то при досягненні певної температури водяна пара почне конденсуватися у вигляді роси, повітря досягає *стану насичення*, Температура, до якої необхідно охолодити вологе повітря, щоб воно стало насиченим, називається температурою **точки роси**.

Відносна вологість повітря або *ступінь насиченості повітря* (позначається φ , %) - це відношення маси водяної пари, яка міститься в 1 м³ вологого повітря (γ_n), до максимально можливої маси водяної пари ($\gamma_{нас}$), яку може містити повітря в стані насичення при однакових температурі та барометричному тиску.

$$\text{Тобто, згідно з визначенням, } \varphi = \frac{\gamma_n}{\gamma_{нас}} \cdot 100\%. \quad (1.3)$$

Відносна вологість повітря визначається різними методами. Одним з найбільш простих і розповсюджених є психрометричний. Існують декілька конструкцій психрометрів (приміром, зі штучною циркуляцією повітря, для високих температур), дещо відрізняються й методики визначення ними відносної вологості повітря. Найпростішим є психрометр, який складається з двох однакових термометрів, в одного з яких кулька постійно змочується водою, а в другого – залишається сухою. При випаровуванні води з тканини, що огортає кульку першого термометра, витрачається теплова енергія, яка відбирається від змоченої кульки, тому цей термометр показує нижчу температуру, ніж сухий.

Різниця між показаннями сухого і змоченого термометрів називається *психрометричною різницею*. Чим ця різниця більша, тим сухіше повітря і нижча його відносна вологість.

Кількісно відносну вологість повітря визначають за психрометричною таблицею (табл.1.3).

Таблиця 1.3

Залежність відносної вологості повітря від психрометричної різниці (атмосферний тиск 100 кПа)

Температура сухого термометра, °C	Температура змоченого термометра, °C									
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
15	79	89	100							
16	69	79	89	100						
17	60	70	79	90	100					
18	53	62	71	81	90	100				
19	46	54	63	71	80	90	100			
20	40	47	56	64	72	81	90	100		
21	34	41	49	57	65	73	82	91	100	
22	29	36	43	50	58	66	74	82	91	100
23	25	31	38	44	52	59	67	74	83	91
24	20	27	33	39	46	53	60	67	75	83
25	17	22	28	34	41	47	54	61	68	76

Відносна вологість повітря також може вимірюватись волосним гігрометром або гігрографом, який здійснює неперервний запис відносної вологості на папері.

Ще одним показником, який характеризує ступінь зволоження повітря, є вологовміст.

Вологовмістом повітря називається маса водяної пари m_n , віднесена до 1 кг наявного в ньому сухого повітря m_{cn} . Позначається d , традиційно вимірюється в г/кг.

$$\text{Тобто, } d = \frac{m_n}{m_{cn}} 1000, \text{ г/кг сух. пов.} \quad (1.4)$$

В'язкість повітря – властивість повітря опиратись взаємному зсуву частинок. Молекули повітря мають певну швидкість хаотичного руху, яка залежить від температури, а також швидкість загального поступального руху. Потрапляючи з шару, в якому молекули рухаються швидко, у «повільний» шар, молекули прискорюють рух «повільних» молекул, і навпаки – «повільні» молекули, потрапивши у потік з високою швидкістю руху, пригальмовують рух «швидких» молекул. В'язкість повітря характеризується **коефіцієнтом**

динамічної в'язкості (позначається μ , $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$) та **коефіцієнтом кінематичної в'язкості** (позначається ν , $\text{м}^2/\text{с}$).

Для спрощення розрахунків тих вентиляційних та пневмотранспортних установок, які працюють у звичайних (за тиском, температурою, вологістю повітря) умовах введено поняття *стандартного повітря*:

Стандартне повітря – це повітря з густиною $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, визначений при тиску $1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$, температурі 20° С , відносній вологості 50% , з коефіцієнтом кінематичної в'язкості $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

1.2. Рух чистого повітря. Рівняння нерозривності потоку

Термін «чисте повітря» не характеризує його санітарно-гігієнічний стан, а застосовується лише для наголошування на відсутності в ньому домішок матеріалу.

При порівняно невеликих швидкостях руху і перепадах тиску повітря можна розглядати як нестисливу рідину, для якої властиве нерозривне заповнення труби і справедливі такі рівняння гідроаеромеханіки, як рівняння нерозривності потоку та рівняння Бернуллі.

Для усталеного руху повітря рівняння нерозривності має вигляд:

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = \text{const} \quad (1.5)$$

тобто витрати газу ($Q_1, Q_2, \dots, Q_n$) через усі живі перерізи потоку є величиною сталою.

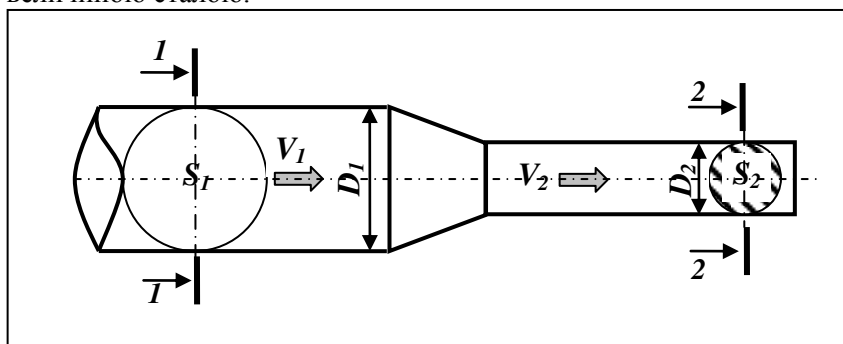


Рис. 1.1. Схема руху повітря в трубі змінного перерізу

Якщо витрати виразити через середню швидкість потоку повітря і площу перерізу труби, то рівняння нерозривності набере вигляду

$$V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = \text{const} \quad (1.6)$$

Така форма запису дає можливість проаналізувати вплив деяких факторів на швидкість руху поповітря, наприклад

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (1.7)$$

тобто середня швидкість потоку обернено пропорційна площі перерізу труби. При внутрішніх діаметрах труби D_1 і D_2 рівняння (1.7) набере вигляду

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot 4}{4 \cdot \pi \cdot D_1^2} = \frac{D_2^2}{D_1^2}, \quad (1.8)$$

тобто середня швидкість потоку обернено пропорційна квадрату діаметра труби.

Рівняння нерозривності потоку повітря і похідні від нього формули (1.7) та (1.8) широко застосовуються в розрахунках вентиляційних і пневмотранспортних систем.

В **сталому** повітряному потоці швидкість повітря, а також тиск, температура і густина з плином часу не змінюються.

Розрізняють два режими руху повітря. **Ламінарний** – це повітряний потік, в якому струмені повітря рухаються в одному напрямку і паралельні один одному. Якщо ж в струменях також виникають швидкозмінні, перпендикулярні до напрямку поступального руху швидкості, такий потік стає **турбулентним** (безладним). Шар, в якому швидкість повітря змінюється від нуля до величини, близької до місцевої швидкості повітряного потоку називається **пограничним**. Рух повітря в пограничному шарі також може бути ламінарним і турбулентним.

Безрозмірне співвідношення, яке визначає ламінарність чи турбулентність руху рідини або газу називається числом (критерієм) Рейнольдса² (Re)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot l}{\mu} = \frac{V \cdot l}{\nu}, \quad (1.9)$$

² Осборн Рейнольдс (Osborne Reynolds, 1842–1912 р.р.), англійський інженер і фізик, автор численних піонерських робіт в галузі гідродинаміки.

де ρ — густина середовища, V — характерна швидкість, l — характерний лінійний розмір, μ та ν — відповідно динамічна та кінематична в'язкість газу або рідини.

Перехід від ламінарного до турбулентного режиму відбувається по досягненні так званого критичного числа Рейнольдса $Re_{кр}$. При $Re < Re_{кр}$ течія відбувається в ламінарному режимі, при $Re > Re_{кр}$ можливе виникнення турбулентності. Критичне значення числа Рейнольдса залежить від конкретного виду течії (рух повітря в круглій трубі, обтікання кулі тощо). Приміром, для течії в круглій трубі $Re_{кр} \approx 2300$.

Варто зауважити, що число Рейнольдса як критерій переходу від ламінарного до турбулентного режиму і навпаки більш адекватне для напірних потоків, ніж для безнапірних.

1.3. Види тиску повітря і способи його вимірювання. Рівняння Бернуллі

Будь-який нерухомий предмет, який знаходиться в нерухомому повітрі, відчуває на собі тиск останнього. Цей тиск називається **статичним** (p_{cm}). Якщо ж предмет привести в рух або зробити рухомим повітряний потік, то до статичного тиску додається швидкісний напір, який називають **динамічним** тиском (p_d). Динамічний тиск є мірою кінетичної енергії повітря, що рухається:

$$p_d = \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (1.10)$$

де ρ – густина повітря, кг/м^3 ; V – швидкість його руху, м/с .

Справедливість ставлення до динамічного тиску як до міри кінетичної енергії рухомого повітря підтверджується повною аналогією формули (1.10) відомій з курсу фізики формулі кінетичної енергії

$$E = \frac{m \cdot V^2}{2}. \quad (1.11)$$

Різниця, як бачимо, полягає в символах ρ та m , але ж густина (ρ) є не чим іншим, як масою (m) одиниці об'єму.

Сума статичного і динамічного тисків називається **повним** тиском

$$p_n = p_{cm} + p_d \quad (1.12)$$

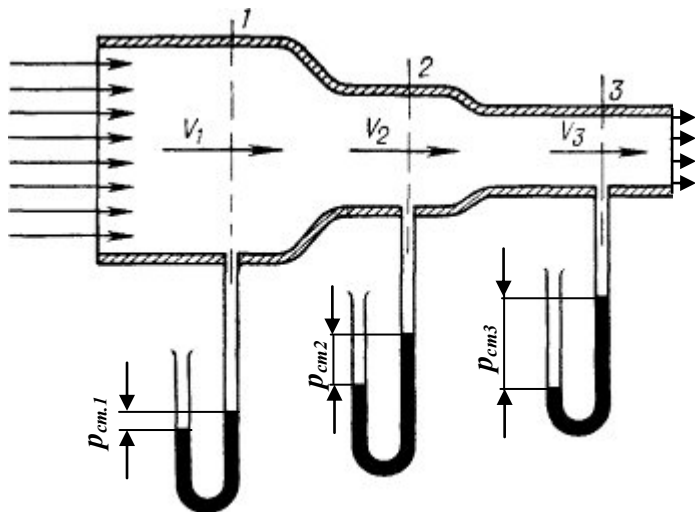


Рис. 1.2. Ілюстрація закону Бернуллі

Враховуючи закон збереження енергії, Д. Бернуллі (D. Bernoulli, 1700-1782 р.р.) встановив, що (з певними спрощеннями³, прийнятими для практичних інженерних розрахунків) сума статичного і динамічного тисків для будь-якого перерізу струменю сталого повітряного потоку є величиною постійною:

$$p_{cm} + \frac{\rho \cdot V^2}{2} = const. \quad (1.13)$$

Такий вигляд рівняння є найпростішим математичним рівнянням Бернуллі.

Зі схеми, зображеної на рис. 1.2, видно, що для зображеного фрагмента трубопроводу

$$p_{cm1} + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = p_{cm2} + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} = p_{cm3} + \frac{\rho \cdot V_3^2}{2}, \quad (1.14)$$

³ Такими спрощеннями є: нехтування тертям і стислістю повітря, прийняття сталими температури, густини та об'єму повітряного потоку в усіх перерізах.

де V_1 , V_2 , та V_3 – швидкості повітря, відповідно, у перерізах 1, 2 і 3.

Збільшення швидкості повітря ($V_3 > V_2, > V_1$) означає відповідне (з квадратом швидкості) зростання динамічного тиску і (виходячи з формули 1.13) зниження статичного тиску на стінку труби, що ілюструється рівнями рідини в диференціальних манометрах на рис. 1.2.

Способи вимірювання статичного, повного і динамічного тисків за допомогою диференціальних манометрів показані на рис. 1.3:

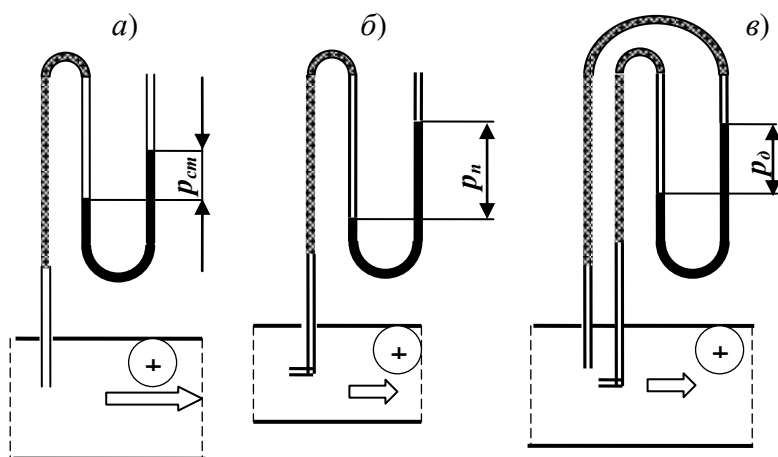


Рис. 1.3. Вимірювання статичного (а), повного (б) і динамічного (в) тисків в нагнітальній ділянці трубопроводу

Як видно з рис. 1.3 а, статичний тиск сприймається прямою пневмометричною трубкою. Повний тиск (рис. 1.3 б) сприймає так звана напірна трубка Піто⁴ (англ. [Pitot tube](#), її також називають трубкою повного напору), яка являє собою зігнуту під кутом 90° (L-подібну) трубку, відкритий кінець якої спрямовується чітко назустріч повітряному потоку.

Трубка Піто, як складова частина трубки Прандтля, і в наш час застосовується в авіаційних приймачах повітряного тиску для за-

⁴ Анрі Піто (Henry Pitot, 1695-1771 р.р.) французький вчений, який у 1732 році винайшов напірну пневмометричну трубку, що була удосконалена німецьким вченим Людвігом Прандтлем (L. Prandtl, 1875-1953 р.р.).

безпечення можливості одночасного визначення швидкості та висоти польоту літаків. Не вдаючись до деталізації, зазначимо, що теоретичною основою визначення швидкості потоку повітря є формула, похідна від математичного виразу динамічного тиску (1.9):

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}}. \quad (1.15)$$

Цей же принцип використовується в широкому спектрі сучасних приладів, наприклад – манометричних анемометрів, які також мають в якості чутливого елементу (сенсора) трубку Піто-Прандтля. Опрацювання перепаду тиску і його інтерпретація в потрібні параметри (швидкість, витрати повітря тощо) виконуються електронними системами цих портативних приладів (рис. 1.4 – 1.6).



Рис. 1.4. Вимірювач витрат повітря Fluke 922/Kit (США)



Рис. 1.5. Манометричний анемометр ДМЦ-010 (Росія)



Рис. 1.6. Манометричний термоанемометр Testo 405 (Україна)

В стаціонарних умовах, при розв'язанні навчальних чи нескладних виробничих завдань можна використовувати і звичайні U-подібні рідинні манометри. При цьому потрібно лише пам'ятати, що густина повітря приймається $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, а перепад рівнів рідини в манометрі перетворюється в значення динамічного тиску з розрахунку: 1 мм вод.ст. = 9,81 Па $\approx$ 10 Па, (у випадку ртутного манометра 1 мм рт.ст. $\approx$ 133,5 Па).

Рівняння Бернуллі для потоку реального газу має певні особливості, головними з яких є наявність втрат тиску повітря. Якщо виміряти статичний і динамічний тиски реального повітря в двох, віддалених один від одного, перерізах трубопроводу (позначених, приміром, 1 і 2), то рівняння Бернуллі, з урахуванням втрат тиску повітря між перерізами (P_{1-2}), матиме вигляд:

$$p_{cm1} + \frac{\rho \cdot V_1^2}{2} = p_{cm2} + \frac{\rho \cdot V_2^2}{2} + P_{1-2}, \quad (1.16)$$

На цьому рівнянні базуються більшість методик розрахунку вентиляційних і пневмотранспортних систем.

1.4. Види втрат тиску повітря та їх визначення

При русі газу у системах різного призначення розрізняють три види втрат тиску: втрати на тертя, у місцевих опорах та на подолання підйому.

Втрати на тертя. При русі рідини по каналу довжиною L будь-якого профілю втрати тиску на тертя визначаються залежно від динамічного тиску:

$$P = \lambda \cdot \frac{L}{4 \cdot R} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (1.17)$$

де R – гідравлічний радіус⁵ поперечного перерізу каналу. Для трубопроводу круглого перерізу гідравлічний радіус дорівнює

$$R = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \pi \cdot D} = \frac{D}{4}, \quad (1.18)$$

і рівняння (1.17) набуває вигляду, відомого як формула Дарсі⁶

⁵ Пригадаємо, що гідравлічний радіус – це гідравлічна характеристика поперечного перетину потоку рідини, яка виражається відношенням площі цього перетину до його так званого змоченого периметру (тобто до тієї частини периметра, по якій відбувається контактування потоку з твердими стінками).

⁶ Анрі Філібер Гаспар Дарсі (Henry Philibert Gaspard Darcy, 1803 – 1858 р.р.), — французький інженер-гідравлік, що обґрунтував закон Дарсі (1856), який зв'язує швидкість фільтрації рідини в пористому середовищі з градієнтом тиску. Ім'ям Дарсі названа одиниця виміру проникності пористого середовища. Під керівництвом Дарсі в м. Діжоні була створена перша в Європі система міських очисних споруд з різними фільтраційними засипками. Це настільки змінило місто в крашу сторону, що вже наступного дня після смерті Дарсі головній площі міста було присвоєно його ім'я.

$$P = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (1.19)$$

Для труб прямокутного перерізу ($a \times b$), гідравлічний радіус визначається виразом

$$R = \frac{a \cdot b}{2(a + b)}, \quad (1.20)$$

і втрати на тертя (див. формулу 1.17) можна розрахувати за формулою

$$P = \lambda \cdot \frac{a + b}{2 \cdot a \cdot b} \cdot L \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}. \quad (1.21)$$

В наведених формулах 1.17, 1.19 та 1.21 λ – **коефіцієнт тертя повітря**, що залежить від режиму руху (визначається критерієм Re) і від шорсткості стінок трубопроводу.

Протягом багатьох років орієнтовне значення коефіцієнта λ розраховують за формулою Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D}. \quad (1.22)$$

Для більш грубих розрахунків може прийматися $\lambda = 0,02$.

Залежність коефіцієнта λ від режиму руху повітря детально досліджена М.В. Кисловим⁷ та В.І. Бакшанським [5].

При невеликих значеннях швидкості повітря (число Re невелике) і незначній шорсткості стінок трубопроводу пограничний ламінарний шар покриває виступи мікронерівностей, і повітропровід працює як гідравлічно гладкий. В цьому випадку коефіцієнт λ залежить лише від критерію Re.

При зростанні Re товщина пограничного шару зменшується і може виявитись менше виступів шорсткості. В цьому випадку коефіцієнт λ залежить як від Re, так і від шорсткості труб. Подальше збільшення Re викликає таке зменшення товщини пограничного

⁷ Кислов Микола Володимирович (нар. 1932 р.) – д.т.н., професор, відомий білоруський учений, який створив наукову школу в галузі комплексних досліджень з розробки наукових засад оцінки фізико-хімічних і аеродинамічних властивостей сипких матеріалів, збагатив науку фундаментальними дослідженнями з механіки дисперсних середовищ.

шару, що виступи шорсткості відкриваються, і трубопровід працює як гідравлічно шорсткий.

Результати експериментальних досліджень залежності коефіцієнта λ від числа Re для вертикальних і горизонтальних трубопроводів показані на рис. 1.7 та 1.8.

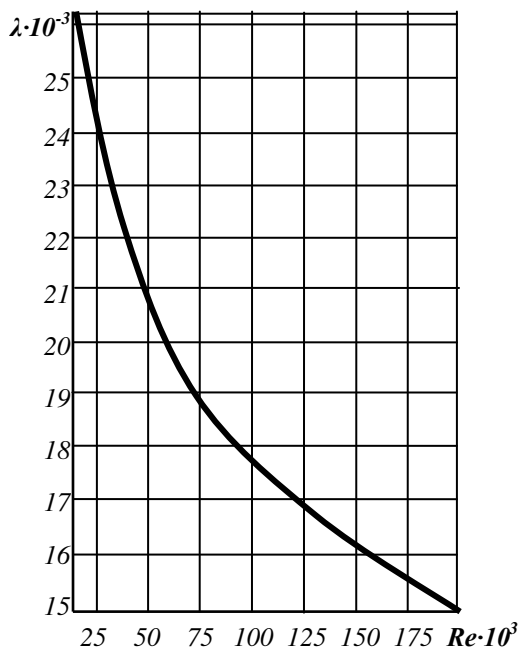


Рис. 1.7. Залежність коефіцієнта тертя повітря λ від числа Рейнольдса Re для вертикальних трубопроводів [5].

Досліджувались труби чотирьох діаметрів: 53, 80, 100 і 125 мм. Експериментальні точки (на рис. 1.7 не показані) з середнім відхиленням 2,5% розміщуються практично по кривій, побудованій за класичною формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}. \quad (1.23)$$

Як видно з рис. 1.7, значення коефіцієнта тертя λ зменшується зі зростанням числа Re , тобто рух повітря відбувається в режимі, при-
таманному гідравлічно гładким трубопроводам.

Зміна коефіцієнта тертя λ залежно від числа Re для горизонтальних трубопроводів представлена на рис. 1.8. Дослідні точки (на рисунку не показані) добре апроксимуються рівнянням

$$\lambda = \frac{0,426}{\text{Re}^{0,27}}. \quad (1.24)$$

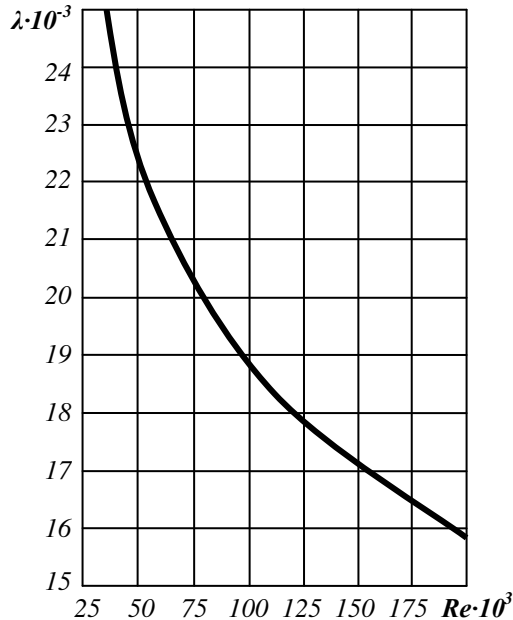


Рис. 1.8. Залежність коефіцієнта тертя повітря λ від числа Рейнольдса Re для горизонтальних трубопроводів [5].

Втрати тиску в місцевих опорах зумовлюються фасонними частинами трубопроводів, призначеними для зміни напрямку руху повітряного потоку (коліна, відводи), його швидкості (дифузори, конфузори), з'єднання декількох потоків повітря в один чи навпаки – розділення єдиного потоку на декілька (трійники, відгалуження), забору та видалення повітря (колектори, дефлектори), захисту системи від сторонніх об'єктів (решітки, жалюзі) тощо. Частка втрат тиску в місцевих опорах у загальному їх балансі вагома і складає від 40 до 80% [4].

Величина втрат тиску в тій чи іншій фасонній частині трубопроводу оцінюється відповідним **коефіцієнтом місцевого опору** (позначається ξ), який являє собою відношення величини втрат в даному місцевому опорі ($P_{м.о.}$) до динамічного тиску в прийнятому перерізі

$$\xi = \frac{P_{м.о.}}{\frac{\rho \cdot V^2}{2}}. \quad (1.25)$$

Числові значення ξ для найбільш типових фасонних частин трубопроводів визначені експериментально [6] і наведені в додатку 1 даного посібника. Втрати тиску в місцевих опорах розраховуються за формулою, похідною від (1.25):

$$P_{м.о.} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}. \quad (1.26)$$

При русі газів чи рідин по вертикальних чи похилих трубопроводах виникають також втрати тиску, зумовлені підйомом стовпа газу (рідини) на відповідну висоту. **Опір руху на підйом** розраховується за формулою [6]

$$P_{під.} = g \cdot \rho \cdot H, \quad (1.27)$$

де g – прискорення вільного падіння ($\sim 9,81 \text{ м/с}^2$); H – висота підйому, $м$;

Оскільки у вентиляторних установках густина повітря в системі приймається такої, що дорівнює густині повітря у довкіллі, ці втрати тиску не враховуються. Що ж до втрат тиску на підйом матеріалу, що транспортується разом з повітрям, вони розглядатимуться нижче, в розділі 1.7.

Якщо система складається з n ділянок трубопроводу однакового діаметра і k місцевих опорів, то загальні втрати тиску у системі при русі чистого повітря дорівнюватимуть

$$P_{заг.} = \left(\frac{1}{D} \sum_{i=1}^n l_i + \sum_{j=1}^k \xi_j \right) \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (1.28)$$

У складних розгалужених трубопроводах загальні втрати тиску визначаються додаванням втрат тиску на окремих ділянках, що складають одну магістраль, яка має найбільшу протяжність.

Відгалуження при цьому до уваги не беруться, їхні опори долаються за рахунок тиску в місці приєднання відгалужень до магістралі.

Втрати тиску у відгалуженнях, з'єднаних в одну систему (вузол), мають бути однаковими: у протилежному випадку рух переважної маси потоку відбуватиметься тим відгалуженням, яке має менший опір.

1.5. Швидкість витання частинок матеріалу і швидкість транспортування аеросуміші

Пневматичне транспортування матеріалів має бути надійним і, водночас, не надто енерговитратним. Тобто швидкість руху аеросуміші повинна бути достатньою, щоб частинки матеріалу транспортувались без ризику осідання на стінках трубопроводів, у фасонних частинах, але не надлишковою, оскільки витрати енергії на подолання тертя і місцевих опорів зростають із квадратом швидкості.

Механізм взаємодії частинок зі струменем повітря доволі складний, на цей процес впливають численні побічні чинники, тому оптимізація параметрів пневматичних установок не піддається чисто теоретичному аналізу і розрахунку [7]. Тому більшість фахівців з пневмотранспорту йдуть шляхом пропонування розрахункових залежностей, які базуються на узагальненні дослідних даних.

Найбільш глибоко і детально дослідив аеродинамічні властивості подрібненого торфу проф. Кислов М.В. [7]. Він же запропонував методику розрахунку головної аеродинамічної характеристики матеріалу що транспортується – швидкості витання торфових частинок [7, с. 160-166].

Швидкість витання частинок (позначається V_s) – це швидкість висхідного потоку повітря, при якій ці частинки перебувають у стані динамічної рівноваги (тобто у завислому стані, витають). Сила впливу повітряного потоку на частинку матеріалу (аеродинамічна сила P_a) в цьому випадку врівноважує силу ваги частинки G (рис. 1.9), при цьому

$$P_a = 0,5 \cdot c_d \cdot \rho \cdot F \cdot V_s^2. \quad (1.29)$$

де c_d – коефіцієнт лобового опору, що показує, яка частка кінетичної енергії потоку витрачається на опір.

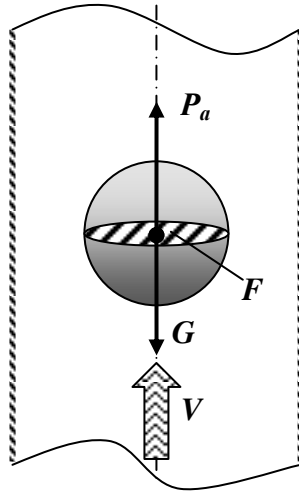


Рис. 1.9. Сили, що діють на частинку у висхідному потоці повітря

Коефіцієнт C_d залежить від форми і стану поверхні частинки, її положення відносно потоку, характеру обтікання, розмірів повітроводу тощо. Навіть для частинок правильної (приміром, кулеподібної) форми залежність коефіцієнта лобового опору C_d від критерію Рейнольдса Re досить складна. Ті студенти, хто бажає глибше вивчити теорію взаємодії частинки матеріалу з ламінарним і турбулентним потоками повітря, вплив форми, розміру, вологості частинок на цю взаємодію, поняття еквівалентного діаметра може знайти багато корисної інформації в джерелі [7, с. 82-142).

Ми ж зосередимо увагу на експериментальному визначенні головної аеродинамічної характеристики матеріалу, що транспортується – швидкості витання – за допомогою аеродинамічної (витальної) труби.

Конструкція витальної труби базується на залежності швидкості повітряного потоку від площі поперечного перерізу повітропроводу (див. формулу 1.8). Завдяки конічній формі швидкість руху повітря в трубі зменшується по мірі підйому (рис. 1.10).

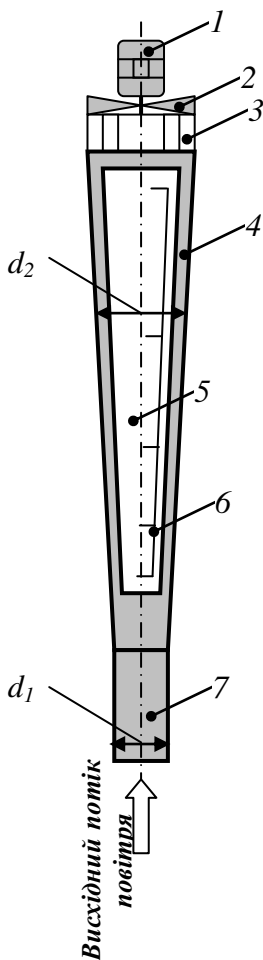


Рис. 1.10. Аеродинамічна
вitalна труба

Будова простої аеродинамічної vitalної труби наступна: електродвигун 1 осьового вентилятора обертає крильчатку 2, створюючи вихідний потік, який у безпосередній близькості до крильчатки має також і обертальний рух. Цей режим є небажаним, оскільки надає повітрю додаткової турбулентності. Для «спрямлення» потоку нижче крильчатки встановлена спеціальна, виготовлена з пластин решітка 3, яка значною мірою гасить обертальну складову швидкості повітря, залишаючи поступальну. Для недопущення вихороутворення і виникнення локальних турбулентностей через відрив струменів повітря від стінок труби, центральний кут конічної частини 4 не повинен перевищувати 8° . В стінці труби, встановленої в лабораторії кафедри розробки родовищ корисних копалин НУВГП, є два оглядових вікна 5, на одному з яких нанесена шкала швидкості 6. Вхід повітря в трубу здійснюється через циліндричний патрубок 7.

Довжина труби має бути не меншою 1,5 м. Замість шкали швидкості труба може оснащуватись пневмометричною трубкою Піто-Прандтля і диференційним манометром.

В такому випадку середню швидкість повітряного потоку в будь-якому перерізі труби розраховують за рівнянням нерозривності

$$V_2 = \frac{S_1}{S_2} \cdot V_1, \quad (1.30)$$

де V_2 та F_2 – середня швидкість повітряного потоку та площа живого перерізу на рівні висоти витання частинок, що досліджуються; V_1 та F_1 – середня швидкість повітряного потоку та площа живого перерізу на рівні встановлення пневмометричної трубки.

Швидкість транспортування аеросуміші (з урахуванням надійності та економічності роботи пневмотранспортної установки) в орієнтовних розрахунках рекомендується приймати [6]:

- у горизонтальних ділянках трубопроводів – приблизно $2V_{ск}$;
- у вертикальних ділянках – близько $(1,2 \div 1,5) V_{ск}$,

де $V_{ск}$ – швидкість витання найкрупнішої фракції матеріалу, що транспортується.

Ці рекомендації дійсні при умові транспортування також частинок торфу у складі аеросуміші невисокої концентрації ($\mu \leq 2$, див. наступний розділ 1.6). Такий режим якраз характерний для діючих пневмотранспортних систем.

Більш детально методика інженерних розрахунків швидкості транспортування аеросуміші за методикою проф. Кислова М.В. розглянута в розділі 1.7 цього посібника.

1.6. Концентрація матеріалу в аеросуміші

Концентрація аеросуміші визначається кількістю матеріалу і повітря (газу), які проходять через даний переріз трубопроводу за одиницю часу (так звана витратна концентрація), і може бути масовою або об'ємною.

Масова концентрація

$$\mu = \frac{M_m}{M_n} = \frac{M_m}{V \cdot S \cdot \rho}, \quad (1.31)$$

де M_m і M_n - відповідно масові продуктивності пневмотранспортної установки по матеріалу та повітрю, кг/с; V - швидкість руху аеросуміші, м/с; S - площа перерізу труби, м², ρ - густина повітря.

Об'ємна концентрація

$$\delta = \frac{Q_m}{Q_n} = \frac{Q_m}{V \cdot S}, \quad (1.32)$$

де Q_m і Q_n - відповідно об'ємні продуктивності пневмотранспортної установки по матеріалу та повітрю, м³/с.

Між об'ємною та масовою концентраціями існує взаємозв'язок:

$$\delta = \mu \cdot \frac{\rho}{\rho_m}, \quad (1.33)$$

де ρ_m - густина частинок матеріалу, що транспортується, кг/м³.

Масова концентрація аеросуміші при збиранні і транспортуванні фрезерного торфу пневмозбиральними машинами з пасивними соплами близька 2, але й концентрація торфу $\mu=0\div30$ в пневмотранспортних установках не є дивиною [5, с.56].

1.7. Втрати тиску при транспортуванні аеросуміші

Аеросуміш являє собою гетерогенну систему, яка складається з повітря і частинок матеріалу. Втрати тиску при транспортуванні аеросуміші визначаються як сума втрат, зумовлених рухом чистого повітря (формула 4.13) та рухом частинок матеріалу [6]:

$$P_{\text{сум}} = P + P\mu K = P(1 + \mu K) \quad (1.34)$$

де $P_{\text{сум}}$ - втрати тиску при русі аеросуміші, Па; P - втрати тиску при русі чистого повітря, Па; K - коефіцієнт опору аеросуміші.

Коефіцієнт опору аеросуміші K є функцією великої кількості перемінних, що визначають опори, тому одержати аналітичну залежність для цього коефіцієнта важко. Доцент Горцакалян Л.О. [6] запропонував для виконання інженерних розрахунків достатньо просту напівемпіричну формулу

$$K = 2.52 \cdot \frac{D^{0,325}}{\lambda \cdot V_s^2 \cdot V}, \quad (1.35)$$

де V – швидкість руху повітря, м/с.

Більш детальна методика розрахунків втрат тиску при транспортуванні фрезерного торфу у вертикальних і горизонтальних трубопроводах розроблена проф. М.В.Кисловим [5].

Вертикальне транспортування. На початку транспортного трубопроводу швидкість частинок матеріалу в напрямі руху повітряного потоку здебільшого невелика. Частинки поступово розганяються до кінцевого значення середньої поступальної швидкості V_m . Розгінна ділянка трубопроводу характеризується більшими затратами енергії порівняно з ділянкою усталеного руху. Додаткові втрати тиску (P_p) для прискорення частинок матеріалу на розгінній ділянці вертикального трубопроводу еквівалентні втратам на ділянці з усталеним рухом довжиною 8–15 м. На заводах з переробки

торфу загальна довжина вертикальних трубопроводів сягає 15–25 м, і частка втрат P_p доволі значна.

Для розрахунку втрат тиску у вертикальних розгінних ділянках трубопроводів рекомендується напівемпірична формула А.М. Дзядзіо [5, 8], в основу якої покладено рівняння моменту кількості руху:

$$P_p = B_p \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (1.36)$$

де коефіцієнт B_p - це відношенням подвійної швидкості руху матеріалу V_m до швидкості потоку повітря V . Зрозуміло, що через непостійність V_m коефіцієнт B_p є невизначеним. Експериментально дослідивши залежність B_p від швидкості повітряного потоку V , М.В.Кислов та В.І.Бакшанський [5] встановили, що при $V \geq 8$ –10 м/с величина B_p зростає зі зменшенням V і майже не залежить від діаметра трубопроводу та якісної характеристики торфу (рис.1.11).

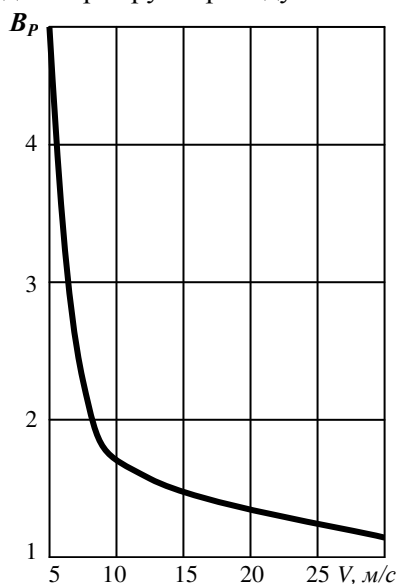


Рис. 1.11. Залежність коефіцієнта B_p від швидкості потоку на розгінній ділянці вертикального трубопроводу

При швидкості потоку повітря $V < 8$ –10 м/с спостерігається інтенсивне зростання коефіцієнта B_p , тому автори рекомендують робочу швидкість повітряного потоку в транспортному трубопроводі понад 8 м/с. Обробивши експериментальні значення коефіцієнта B_p , одержані в діапазоні швидкостей $V=8$ –30 м/с, дослідники одержали залежність, яка рекомендується ними для розрахунку коефіцієнта B_p :

$$B_p \approx \frac{3,4}{\sqrt[3]{V}} \pm 0,1, \quad 1.37$$

Таким чином, для визначення додаткових втрат тиску P_p на розгінній ділянці вертикального трубопроводу можна рекомендувати залежність (1.36) з розрахунком B_p за формулою (1.37).

При вертикальному транспортуванні подрібненого торфу рекомендується [5] для вибору робочої швидкості повітря використовувати рівняння

$$V_p \geq 8 + 0.15 \cdot \mu. \quad (1.38)$$

Ця формула дає значення робочої швидкості з певним запасом, який тим більший, чим більша масова концентрація аеросуміші μ .

Втрати тиску на вертикальних ділянках з **усталеним рухом матеріалу** розраховуються з використанням принципу накладання втрат, тобто [5]

$$P_{\text{сум}} = P + P_m, \quad (1.39)$$

де P та P_m – втрати тиску на транспортування повітря і матеріалу відповідно.

Якщо у розділі 1.4 цього посібника при тлумаченні формули (1.27) зазначено, що у вентиляційних системах опором підйому повітря можна нехтувати, то при розрахунку пневмотранспортних систем додаткові втрати тиску на підйом матеріалу в вертикальних трубопроводах мають бути враховані, тобто

$$P_{\text{сум}} = P_{\text{сум}}^{\text{сop}} + P_n, \quad (1.40)$$

де перша складова рівняння означає втрати тиску на рух аеросуміші в горизонтальних ділянках, а P_n – додаткові втрати тиску на підйом матеріалу у вертикальному трубопроводі. Знайти значення P_n можна за формулою, що є похідною від виразу (1.27):

$$P_n = \rho \cdot g \cdot \mu \cdot H. \quad (1.41)$$

Для аналітичного визначення втрат тиску $P_{\text{сум}}$ у вертикальному трубопроводі з усталеним рухом прийняті такі припущення [5]:

- потік суміші матеріалу з повітрям нерозривний;
- розподіл швидкостей матеріалу і повітря по перетину трубопроводу рівномірний;
- матеріал складається з однакових за розмірами частинок діаметром d і густиною ρ_m ;
- рух частинок матеріалу відбувається паралельно осі трубопроводу без тертя по стінках;
- характеристики торфо-повітряної суміші (V , V_m , μ , ρ , ρ_m та d) відображають середні значення відповідних параметрів;
- температура повітря і матеріалу постійна;

- стисненням потоку через наявність в ньому твердих частинок нехтуємо.

З урахуванням цих припущень автори [5] запропонували дві методи розрахунку втрат тиску на пневматичне транспортування матеріалу.

В першому випадку при визначенні робочої швидкості (V_p) повітря в вертикальних трубопроводах довжиною L рекомендується використовувати формулу (1.38). При значеннях V_p в межах 8–16 м/с втрати тиску на вертикальне транспортування матеріалу

$$P_{\text{сум}} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + 1.5 \cdot g \cdot \rho \cdot \mu \cdot L. \quad (1.42)$$

В другому випадку, коли в мережі переважають горизонтальні трубопроводи, швидкість повітря має бути більшою. Практика показує, що значення швидкості лежить в межах 20–34 м/с, і для цього випадку пропонується інша формула, одержана з використанням виразів (1.40 та 1.41):

$$P_{\text{сум}} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \frac{5.3}{\sqrt{V^3}} L \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + g \cdot \rho \cdot \mu \cdot L. \quad (1.43)$$

Горизонтальне пневматичне транспортування має свої особливості. Однією з них є те, що *робочу* швидкість повітряного потоку в горизонтальних трубопроводах слід вибирати залежно від *критичної* $V_{\text{кр}}$, при якій починається осадження частинок на нижній стінці труби. При $V > V_{\text{кр}}$ транспортування матеріалу є стійким [5].

Не зупиняючись на аналізі різних методик визначення $V_{\text{кр}}$, розглянемо ту, яка запропонована проф. М.В.Кисловим і базується на численних експериментальних дослідженнях опору руху торфоповітряної суміші в широкому діапазоні швидкостей. Одержавши велику кількість графічних залежностей (для прикладу два графіки наведені на рис. 1.12), автори [5] скористались тим, що критичній швидкості $V_{\text{кр}}$ відповідає мінімум втрат для певної кількості матеріалу, що транспортується. Тому критичні швидкості визначались по мінімумах кривих, що апроксимують експериментальні

точки на графіках $\frac{P_{\text{сум}}}{L} = f(V)$.

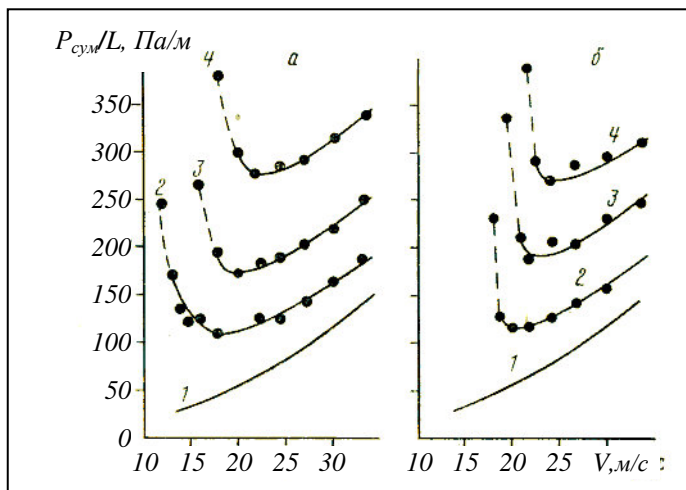


Рис. 1.12. Сімейство кривих $\frac{P_{сум}}{L} = f(V)$ за продуктивністю Q_M :

a – зразок 1, $D=80$ мм (1 – чисте повітря; 2 – $Q_M=0,49$ кг/с; 3 – $Q_M=1,09$ кг/с; 4 – $Q_M=2,13$ кг/с); $б$ – зразок 2, $D=80$ мм (1 – чисте повітря; 2 – $Q_M=0,54$ кг/с; 3 – $Q_M=1,31$ кг/с; 4 – $Q_M=2,20$ кг/с)

Наслідком математичної обробки дослідних даних стала формула для розрахунку критичної швидкості $V_{кр}$ (м/с) залежно від діаметра трубопроводу D (м) і концентрації торфо-повітряної суміші μ (кг/кг) [5]:

$$V_{кр} = 45\sqrt[3]{D} + 0.38 \cdot \mu \pm 0,54 \quad (1.44)$$

Ця формула пройшла практичну апробацію під час проектування пневматичного транспортування фрезерного торфу на Бобруйській ТЕЦ-2 (Республіка Білорусь). Автори рекомендують формулу для визначення критичної швидкості при транспортуванні фрезерного торфу по горизонтальних трубопроводах діаметром 50–230 мм з витратними концентраціями 3–20 кг/кг при максимальному надлишковому тиску на початку горизонтального трубопроводу 50 кПа.

Втрати тиску на горизонтальних ділянках з усталеним рухом матеріалу мають своєрідну і складну природу. Сила ваги частинок спрямована перпендикулярно основному напрямку руху торфоповітряної суміші і начебто не перешкоджає рухові. Однак у дійсності навіть на ділянках усталеного руху виникають додаткові втрати P_m . Їх причина – це пульсаційний вплив турбулентностей на частинки матеріалу, через що вони рухаються не лише поздовж, а й поперек трубопроводу, розганяються і уповільнюються, стикаються з стінками труби і між собою, нерівномірно обертаються. Тому для розрахунку коефіцієнта опору руху матеріалу по горизонтальних ділянках трубопроводів (λ_m^r) запропоновані спеціальні формули [5]

$$\lambda_m^r = 5,54 \cdot V^{-1,53} \pm 0.0037, \text{ м}^{-1} \quad (1.45)$$

та зручніша для інженерних розрахунків

$$\lambda_m^r = \frac{5,3}{\sqrt{V^3}} \pm 0.004, \text{ м}^{-1}. \quad (1.46)$$

Таким чином, для розрахунку втрат тиску при транспортуванні фрезерного торфу по горизонтальних трубопроводах рекомендується формула [5]

$$P_{\text{сум}} = P + P_m = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \lambda_m^r \cdot L \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}. \quad (1.47)$$

Якщо порівняти формулу (1.47) з давно відомим рівнянням І. Гастерштадта (див. формулу 1.34), згідно якому

$$P_{\text{сум}} = P(1 + K\mu) = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} (1 + K\mu), \quad (1.48)$$

стає зрозуміло, що

$$K = D \frac{\lambda_m^r}{\lambda}. \quad (1.49)$$

K зростає зі збільшенням діаметра трубопроводу і зменшується при зростанні швидкості потоку.

На рис. 1.13 для прикладу показані розрахункові залежності коефіцієнта K від швидкості потоку для трубопроводів двох діаметрів: 80 та 229 мм [5].

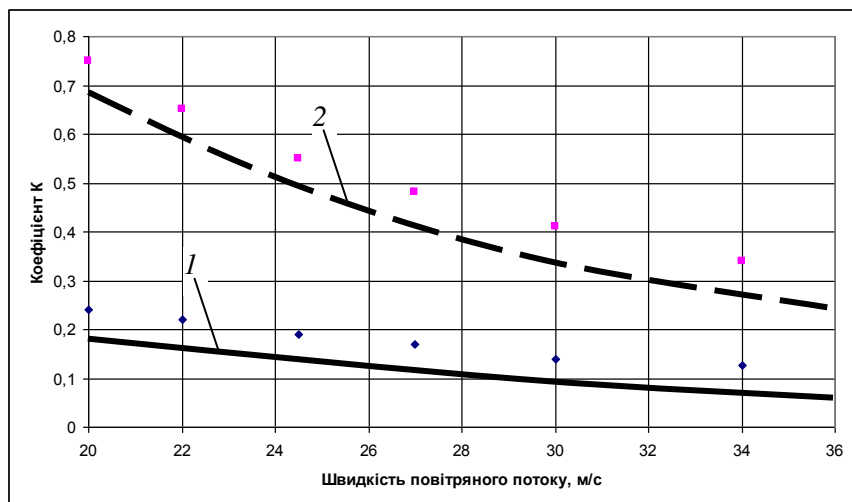


Рис. 1.13. Розрахункові залежності коефіцієнта опору аеросуміші К від швидкості повітряного потоку: 1 – діаметр 80 мм, 2 – діаметр 229 мм

Формули (1.45) – (1.49) перевірені авторами при розрахунках діючих пневмотранспортних установок і показали близькість експериментальних та розрахункових даних. Ці формули рекомендуються для розрахунку втрат тиску при русі торфо-повітряної суміші в усталеному режимі по горизонтальних трубопроводах діаметром 50–230 мм з концентраціями $\mu=3\text{--}25$ кг/кг при швидкостях повітряного потоку 19–35 м/с, дотриманні умови $V > V_{кр}$ та при сумарних втратах тиску до 50 кПа. Якщо ж загальні втрати тиску перевищують 50 кПа, то $P_{\text{сум}}$ можна визначати за рівняннями (1.34) та (1.35).

1.8. Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента

Теоретичні запитання до розділу 1

Тест 1.1

№ запитання	Запитання	Варіанти відповідей	
		№	Відповідь
1	2	3	4
1.	Який вміст (за масою) кисню і азоту в атмосфері Землі?	1	Кисень – 23,15% Азот – 75,5%
		2	Кисень – 75,5% Азот – 23,15%
		3	Кисень – 75,5% Азот – 1,292%
2.	Яка густина стандартного повітря?	1	$\rho=3,14 \text{ кг/м}^3$
		2	$\rho=2,18 \text{ кг/м}^3$
		3	$\rho=1,20 \text{ кг/м}^3$
3.	Вологовміст повітря - це	1	відносна вологість повітря
		2	маса водяної пари, віднесена до 1 кг сухого повітря
		3	абсолютна вологість повітря
4.	Рівняння нерозривності потоку	1	$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = \text{const}$
		2	$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1}$
		3	$E = \frac{m \cdot V^2}{2}$
5.	За критерієм Рейнольдса визначають	1	ламінальність чи турбулентність потоку
		2	густину рідини (газу)
		3	в'язкість рідини (газу)
6	Мірою кінетичної енергії газу є його	1	статичний тиск
		2	повний тиск
		3	динамічний тиск
7.	Динамічний тиск дорівнює	1	сумі повного і статичного тисків
		2	різниці повного і статичного тисків
		3	середньому динамічному значенню між повним і статичним тиском

Продовження тесту 1.1

1	2	3	4
8.	В місці звуження всмоктувального трубопроводу p_{cm} та p_d змінюються так:	1	зростають
		2	p_{cm} росте, p_d зменшується
		3	p_d росте, p_{cm} зменшується
9.	1 мм перепаду рівнів води в U-подібному манометрі відповідає перепаду тиску	1	~100 Па
		2	~10 Па
		3	~1 Па
10	Гідравлічний радіус труби діаметром D при її повному заповненні дорівнює	1	D
		2	$D/2$
		3	$D/4$
11	Рівняння $P = \lambda \cdot \frac{L}{4 \cdot R} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$ справедливе для	1	трубопроводів круглого перерізу
		2	трубопроводів прямокутного перерізу
		3	русел будь-якої форми
12	Коефіцієнт місцевого опору - це	1	відношення величини втрат в даному місцевому опорі ($P_{м.о.}$) до динамічного тиску в прийнятому перерізі
		2	відношення величини втрат в даному місцевому опорі ($P_{м.о.}$) до статичного тиску в прийнятому перерізі
		3	відношення величини втрат в даному місцевому опорі ($P_{м.о.}$) до повного тиску в прийнятому перерізі
13	У формулі $P_{заг.} = \left(\frac{1}{D} \sum_{i=1}^n l_i + \sum_{j=1}^k \xi_j \right) \frac{\rho \cdot V^2}{2}$ кількість місцевих опорів позначена літерою	1	n
		2	i
		3	k
14	У витальній аеродинамічній трубі повітря	1	рухається зліва направо
		2	рухається зверху вниз
		3	рухається знизу вверх

Продовження тесту 1.1

1	2	3	4
15	Рекомендується більша швидкість руху аеросуміші	1	для горизонтальних трубопроводів
		2	для вертикальних трубопроводів
		3	немає різниці
16	Концентрація аеросуміші може бути	1	тільки масовою
		2	тільки об'ємною
		3	і масовою, і об'ємною
17	При зростанні концентрації аеросуміші втрати тиску на її транспортування	1	зростають
		2	зменшуються
		3	не змінюються
18	Додаткові втрати тиску (P_p) на розгінній ділянці вертикального трубопроводу еквівалентні втратам на ділянці з усталеним рухом довжиною	1	15-25 м
		2	2-5 м
		3	8-15 м
19	Втрати тиску на підйом матеріалу розраховуються за формулою	1	$P_n = \rho \cdot \delta \cdot \mu \cdot H.$
		2	$P_n = \rho \cdot g \cdot \mu \cdot L.$
		3	$P_n = \rho \cdot g \cdot \mu \cdot H.$
20	Критична швидкість транспортування – це та, при якій	1	починається осадження частинок на нижній стінці труби
		2	ламінальний режим переходить у турбулентний
		3	частинки матеріалу знаходяться в завислому стані

Завдання для самостійної роботи

Завдання 1. На рис. 1.14 а) та б) показані схеми пневмометричних трубок Піто-Прандтля, а на рис. 1.14 в) – повітроприймач літака FA18, який використовується для вимірювання висоти і швидкості польоту.

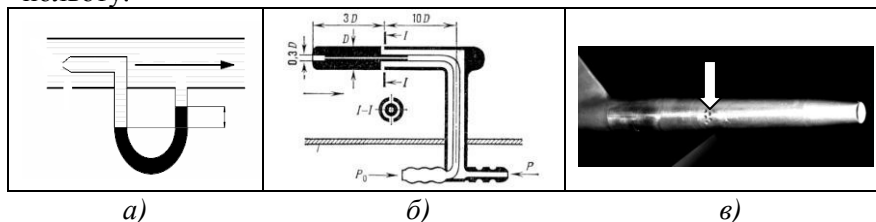


Рис. 1.14. Пневмометричні трубки Піто-Прандтля

Необхідно:

- 1.1. зрозуміти будову і роботу цих конструкцій;
- 1.2. на рис. 1.14 а визначити, який саме тиск вимірює манометр;
- 1.3. на рис. 1.14 б визначити, який штуцер (лівий чи правий) задіяний для вимірювання повного і статичного тисків.
- 1.4. на рис. 1.14 в пояснити призначення отворів, показаних стрілкою.

Завдання 2

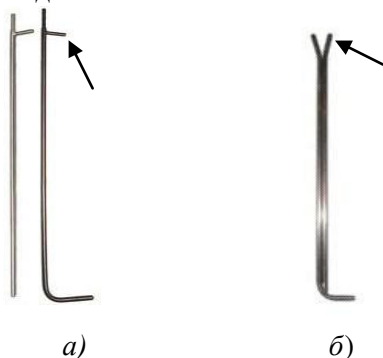


Рис. 1.15. Пневмометричні трубки:
а – Піто-Прандтля, б – НИИОГаз

На рис. 1.15 показані пневмометричні трубки Піто-Прандтля та НИИОГаз.

Необхідно:

- 2.1. знайти подібність і відмінності між ними;
- 2.2. спробувати пояснити, для чого призначені і як розташовані показані стрілками елементи.

Завдання 3.

За схемою, показаною на рис. 1.3 в, вимірюється динамічний тиск в трубопроводі.

Необхідно розрахувати витрати повітря ($\text{м}^3/\text{год.}$) за даними, наведеними в таблиці (номер варіанта задається викладачем і може відповідати номеру прізвища студента в списку).

Умовні позначення: Δh – перепад рівнів води в манометрі, мм;
 D – діаметр трубопроводу, мм.

Таблиця 1.4

Вихідні дані до завдання №3																									
Параметр	Номер варіанта																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Δh	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	125	115	105	95	85	75	65	55	45	35	25	15	5
D	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160

Завдання 4.

На рис. 1.16 зображений фрагмент трубопроводу і позначені два перерізи, в яких можна встановити пневмометричні трубки.

Необхідно:

4.1. Показати, як потрібно підключити диференційні манометри, які види тиску виміряти, щоб експериментально встановити втрати тиску між зазначеними перерізами;

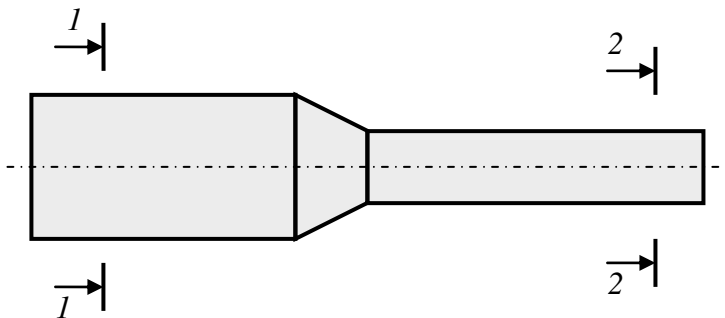


Рис. 1.16. Схема фрагмента трубопроводу

Таблиця 1.5

Таблиця 1.5

$V_2, м/с$	$V_1, м/с$	$P_{cm2}, Па$	$P_{cm1}, Па$	Параметр
3,0	2,0	10	50	1
3,5	2,5	10	55	2
4,0	3,0	10	60	3
4,5	3,5	10	65	4
5,0	4,0	10	70	5
5,5	4,5	10	75	6
6,0	5,0	20	80	7
6,5	5,5	20	85	8
7,0	6,0	20	90	9
7,5	6,5	20	95	10
8,0	7,0	25	100	11
8,5	7,5	30	110	12
9,0	8,0	35	120	13
9,5	8,5	40	130	14
10,0	9,0	40	140	15
10,5	9,5	40	150	16
11,0	10,0	50	160	17
11,5	10,5	50	170	18
12,0	11,0	60	180	19
12,5	11,5	70	190	20
13,0	12,0	75	200	21
13,5	12,5	80	210	22
14,0	13,0	90	220	23
15,0	13,5	100	230	24
16,0	14,0	110	240	25

Завдання 5.

Визначити втрати тиску в розгінній частині вертикального трубопроводу за наступними вихідними даними щодо концентрації та швидкості руху аеросуміші:

Таблиця 1.6

Вихідні дані до завдання №5

[illegible]

Завдання 6.

Розрахувати втрати тиску при вертикальному транспортуванні аеросуміші за наступними вихідними даними щодо висоти (L) та швидкості(V) транспортування, діаметра трубопроводу (D) та концентрації матеріалу (μ):

Таблиця 1.7

Вихідні дані до завдання №6

$\mu, \text{кг/кг}$	$D, \text{мм}$	$V, \text{м/с}$	$L, \text{м}$	Номер варіанту																						
				Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
3	50	8,0	15																							
4	70	8,5	16																							
5	90	9,0	17																							
6	100	9,5	18																							
7	110	10,0	19																							
8	120	10,5	20																							
9	130	11,0	21																							
10	140	11,5	22																							
11	150	12,0	23																							
12	160	12,5	24																							
13	170	13,0	25																							
14	180	13,5	26																							
15	190	14,0	27																							
16	200	14,5	28																							
17	210	15,0	29																							
18	220	15,5	30																							
19	230	16,0	31																							
20	225	15,5	32																							
21	215	15,0	33																							
22	205	14,5	34																							
23	230	14,0	35																							
24	225	13,5	36																							
25	220	13,0	37																							
26	215	12,5	38																							
27	210	12,0	39																							

Зауваження:

1. При знаходженні λ пригадайте формулу Блесса.
2. Виконати розрахунок за «своїм» варіантом – це «програма-мінімум». Але той, хто хоче знати більше і отримати вищу оцінку, може визначити $P_{\text{сум}}$ для всіх варіантів, після чого проаналізувати вплив кожного чинника (L , V , D , μ) на $P_{\text{сум}}$.

Завдання 7.

Розрахувати втрати тиску при горизонтальному транспортуванні аеросуміші за наступними вихідними даними щодо відстані (L) та швидкості(V) транспортування, діаметра трубопроводу (D) та концентрації матеріалу (μ):

Вихідні дані до завдання №7

Рекомендація:

- ## Завдання 8.

The diagram illustrates a mechanical linkage system and its electrical equivalent circuit. On the left, a mechanical system consists of a vertical stack of horizontal bars. A lever arm is pivoted at point A on the top bar and at point C on the second bar. The lever arm extends to point B, which is connected to a vertical rod at point D. A force F is applied at point E, which is connected to point B. A curved arrow indicates the direction of force F . On the right, an electrical circuit is shown, consisting of a battery, a switch, and a coil. The switch is represented by a horizontal bar with a vertical segment that can move up and down, corresponding to the vertical rod in the mechanical system. The coil is represented by a circle with a curved arrow indicating the direction of current flow.

Рис. 1.18. Можлива схема

2. ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

2.1 Відцентрові та осьові вентилятори

Вентилятором називається машина, призначена для переміщення повітря, пило-газоповітряних сумішей, повітря з механічними частками тощо.

Визначними для кожного вентилятора є показники продуктивності і створюваний тиск. Продуктивність і тиск залежить від типу і номера вентилятора. Номер вентилятора – це діаметр робочого колеса, виміряний в дециметрах. Наприклад вентилятор №2,5 має діаметр робочого колеса 250 мм.

За напрямом потоку газу в робочому колесі вентилятори підрозділяються на відцентрові (радіальні) та осьові (аксіальні).

За тиском, що вентилятори створюють, вони розділяються на три групи [4]:

- низького (до 1000 Па) тиску;
- середнього (до 3000 Па) тиску;
- високого (до 12000 Па) тиску.

Кожух відцентрового вентилятора низького тиску як правило ширший, ніж вентиляторів середнього і високого тиску (рис.2.1).

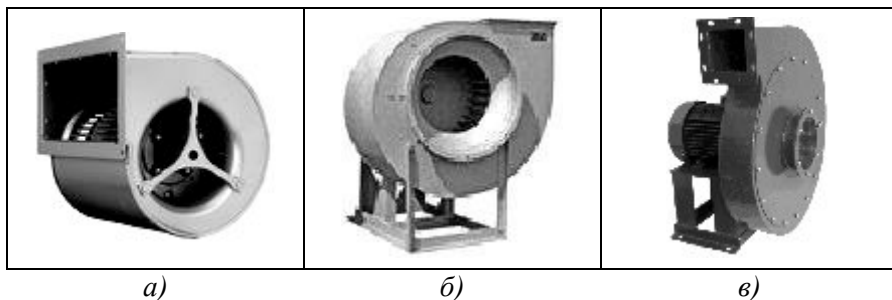


Рис. 2.1. Радіальні вентилятори: а) – низького тиску; б) – середнього тиску; в) – високого тиску

Класифікація вентиляторів по тиску доволі умовна, оскільки тиск, що створює вентилятор, залежить від швидкості обертання робочого колеса. Тому вентилятори також класифікують критерієм швидкохідності чи питомою кількістю обертів n_n :

$$n_n = 5,3 \frac{Q^{0,5} \cdot n}{P^{0,75}}, \quad (2.1)$$

де Q та P – продуктивність вентилятора ($\text{м}^3/\text{с}$) і тиск, що він створює (Па), n – частота обертання, об./хв.

Швидкохідність зв'язує між собою оптимальну продуктивність Q , повний тиск P , який відповідає найвищому к.к.д. вентилятора, і частоту обертання робочого колеса вентилятора n .

За швидкохідністю вентилятори класифікуються так:

- малої швидкохідності (високого тиску) - $n_n < 0,42$;
- середньої швидкохідності (середнього тиску) - $n_n = 0,42 \div 0,83$;
- високої швидкохідності (низького тиску) - $n_n > 0,83$;

Кожен вентилятор має всмоктувальну і нагнітальну сторони. Залежно від того, яким фланцем приєднати вентилятор до повітропроводу, вентилятор працюватиме або в режимі витягу (розрідження), або нагнітання. Залежно від фізико-технічних властивостей середовищ, що переміщуються, вентилятори підрозділяються на [9]:

■ вентилятори звичайного виконання (загального призначення) для переміщення повітря і інших газових сумішей, агресивність яких по відношенню до вуглецевих сталей звичайної якості не вища за агресивність повітря;

Температура повітря не повинна перевищувати 80°C , у повітрі не має бути пилу і інших твердих домішок в кількості більше $100 \text{ мг}/\text{м}^3$, а так само липких речовин і волокнистих матеріалів. Серійно випускають вентилятори номерів від 2,5 до 20.

■ вентилятори корозійностійкі для переміщення газів та пароповітряних сумішей, забруднених хімічно агресивними домішками;

■ вентилятори вибухозахищені для переміщення деяких видів вибухонебезпечних газо-пароповітряних сумішей;

■ пилові вентилятори для переміщення повітря і інших газових сумішей, що містять пилоподібні сипкі домішки.

Залежно від розташування приводу можливі три конструктивні виконання:

- 1е- робоче колесо посаджене безпосередньо на вал електро-двигуна;

- 3е - вал робочого колеса укріплений в двох підшипниках і сполучений муфтою з електродвигуном;
- 6е - вал робочого колеса укріплений в двох підшипниках і сполучений з електродвигуном клинопасовою передачею.

Схема **радіального вентилятора**⁸ та його загальний вид (один з численних варіантів) показані на рис 2.1 та 2.2 [10].

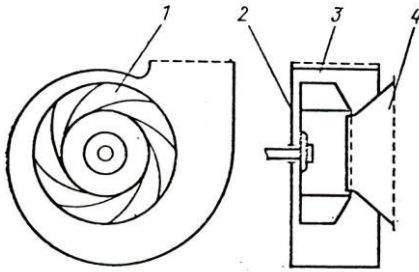


Рис. 2.1. Схема радіального вентилятора [10]: 1-лопаткове колесо; 2-спіральний корпус; 3-вихідний отвір; 4-вхідний отвір

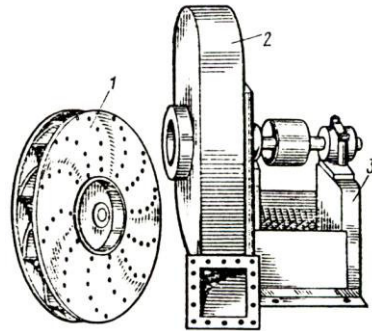


Рис. 2.2. Вид радіального вентилятора (варіант) [10]: 1-лопаткове колесо; 2-спіральний корпус; 3-станина

При обертанні робочого лопаткового колеса повітря, яке надходить через вхідний отвір, потрапляє в канали між лопатками колеса, під дією відцентрової сили (звідси назва „відцентровий вентилятор”) пересувається по цих каналах, збирається спіральним корпусом (який нерідко називають кожухом чи завітком) і спрямовується у вихідний отвір. Вихід повітря відбувається під кутом 90° до осі обертання робочого колеса, звідки виникла інша назва вентилятора – радіальний.

Вентилятори бувають лівими та правими (скорочено **Л** та **Пр**).

⁸ Винайдений у 1832 році Саблуковим Олександром Олександровичем (1783-1857 р.р.) — російським військовим інженером, винахідником, генерал-лейтенантом корпусу гірничих інженерів Росії (Санкт-Петербург). У 1835 цей вентилятор був застосований для провітрювання Чагирської копальні на Алтаї. У 1838 О.О.Саблуков побудував відцентровий насос, також конструював артилерійські снаряди, міни, оптичні приціли та ін.

Якщо дивитись на вентилятор зі сторони всмоктування, то правим (Пр) є вентилятор, робоче колесо якого обертається за годинниковою стрілкою, а лівим (Л) – проти годинникової стрілки.

Про всяк випадок корисно знати, що при обертанні коліс у протилежному напрямку продуктивність радіального вентилятора різко знижується, але реверсування, тобто зміни напрямку руху повітря на протилежний, не відбувається.

Пилові вентилятори [10] типа ЦП7-40 призначені для переміщення вибухобезпечних неабразивних пило-газоповітряних сумішей, агресивність яких по відношенню до вуглецевої сталі звичайної якості не вища за агресивність повітря, з температурою не вище 80°C, що не містять липких речовин та волокнистих матеріалів і з вмістом механічних домішок в середовищі до 1 кг/м³.



Рис.2.3. Пиловий радіальний вентилятор ВЦП 6-45 (Україна)



Рис.2.4. Пиловий радіальний вентилятор ВР-100-45-5 (Росія)

В пилових вентиляторах лопатки робочого колеса розташовуються консольно, передній диск відсутній. Відомі конструкції робочого колеса й без заднього диску (так зване відкрите колесо). Передній диск колеса завжди відсутній, а передні ділянки лопаток мають форму, що забезпечує скидання матеріалів, які попали в колесо, під дією відцентрових сил. Великий зазор між вхідним патрубком і колесом є причиною того, що пилові вентилятори мають нижчий ККД, ніж вентилятори загального призначення. Номенклатура серійних пилових вентиляторів невелика: ЦП7-40, ЦП6-46, ЦП6-45. Пилові вентилятори серії ЦП7-40 мають зварні бездискові колеса з шістьма лопатками, заломленими вперед. Бічні стінки корпусу мають однакову конструкцію. Симетрична конструкція робо-

чого колеса і корпусу дозволяє збирати з тих самих вузлів вентилятори лівого і правого обертання. Робоче колесо пилового вентилятора серії Ц6-46 виконане у вигляді шестилопатевого одиндискового клепаного колеса із сталеву литою втулкою. Унаслідок консольного кріплення лопаток до диска і зниження їх міцності ці вентилятори не застосовуються при великих окружних швидкостях, тому вони розвивають порівняно невисокий тиск і можуть застосовуватися в мережах з невеликим опором.

В останні роки на зміну пиловим вентиляторам ЦП пропонуються ВР та ВРП (рис. 2.4)

Димососи [10] застосовують для відсмоктування димових газів з температурою до 200°C з топок пиловугільних котлоагрегатів, технологічних топок торфобрикетних заводів тощо. Оскільки гази містять тверді частки золи, що викликають значний знос деталей димососа, лопатки робочого колеса виконують потовщеними, а внутрішню поверхню обичайки корпусу покривають броньовими листами. Ходова частина димососів має охолоджувальний елемент у вигляді термомуфти або змійовика охолодження масла у вузлі підшипників. Тому корпуси підшипників ходової частини димососів виготовляють у вигляді литих або зварних коробок, усередині яких знаходиться масло, яке охолоджується проточною водою, що циркулює по змійовику.

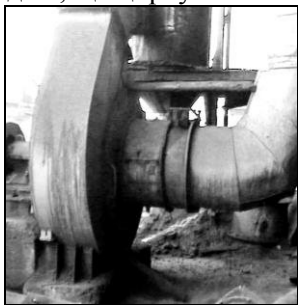


Рис. 2.5. Димосос в роботі

Застосовують димососи одно- і двостороннього всмоктування. Для регулювання роботи вони оснащуються осьовими направляючими апаратами. У позначенні типу димососів, наприклад ДН-15, букви позначають: Д – димосос, Н – заломлені назад лопатки робочого колеса; цифри означають діаметр робочого колеса в дециметрах [9].

Дуттьові вентилятори [10] призначені для подачі повітря в топкові камери технологічних топок торфобрикетних заводів, котлоагрегатів теплових електростанцій або крупних промислових котельних установок. Так само, як і димососи дуттьові вентилятори виконують одно- і двосторонніми. Вони також оснащені осьовими направляючими апаратами. Серійно виготовляють дуттьові венти-

лятори номерів 8–36. Вентилятори гарячого дуття типу ВГД і ГД призначені для подачі повітря з температурою до 400°C.



Рис. 2.6. Дуттьовий вентилятор ВДН

У позначенні типа дуттьових вентиляторів, наприклад ВДН-10, букви означають: В - вентилятор; Д - дуттьовий; Н - заломлені назад лопатки робочого колеса.

Вентилятори типу ДН і ВДН призначені для установки в приміщенні; можлива їх експлуатація поза приміщенням при температурі не нижче - 30°C. Дуттьові вентилятори допускається встановлювати лише після апаратів очищення.

Шахтні вентилятори [10] використовують у вентиляційних системах шахт і копалень для забезпечення великих витрат і тиску. Радіальні шахтні вентилятори застосовують переважно в установках вентиляторів головного провітрювання, що розташовані на поверхні землі і переміщують усе повітря, яке проходить по шахті або її крилу. Серійно випускають вентилятори великих номерів: № 11; 16; 25; 32 і 47. Вентилятори головного провітрювання працюють в мережі із змінним опором, тому вони мають наступні пристрої для економічного регулювання:

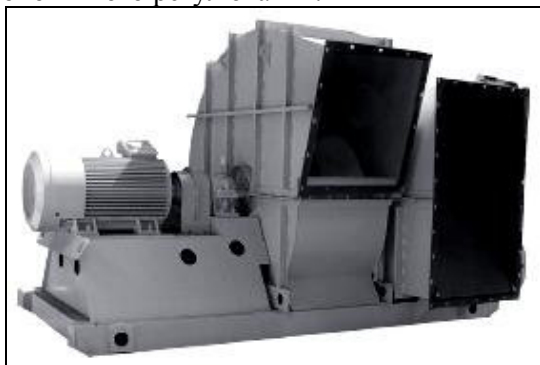


Рис. 2.7. Відцентровий шахтний вентилятор місцевого і головного провітрювання ВЦ 15

- осьовий направляючий апарат;
- регульований привід;
- поворотні закрilки лопаток робочого колеса та ін.

На вході у вентилятор встановлюють подвійний

поворот, вхідну коробку і трійник, на виході з вентилятора - дифузор, поворотне коліно, вихідну коробку. Таким чином, вентилятор фактично є частиною вентиляторної установки.

Аеродинамічні опори в вентиляторі та механічні в приводі (принаймні – в підшипниках вала робочого колеса) забирають частину енергії, що витрачається на обертання вентилятора. Корисно використати частину енергії, тобто та, що передається газу, оцінюється повним к.к.д. вентилятора. Підбираючи вентилятор, потрібно прагнути, щоб величина його повного к.к.д. η була не менше $0,9 \eta_{\max}$.

Для вибору вентилятора потрібно знати його необхідну продуктивність Q і загальний опір системи $P_{\text{заг}}$. В умовах реального виробництва майже неминучі підсмоктування повітря через нещільності, які утворюються через корозію трубопроводів, зношення стиків труб та ін. Тому для забезпечення надійності роботи системи продуктивність і тиск вентилятора доцільно збільшити на 10%:

$$Q_p = 1,1 \cdot Q, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (2.1)$$

$$P_{\text{заг } p} = 1,1 \cdot P_{\text{заг}}, \text{ кПа} \quad (2.2)$$

Необхідна встановлена потужність електродвигуна приводу вентилятора визначається за формулою

$$N_E = k \frac{Q_p \cdot P_{\text{заг } p}}{3600 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\Pi}}, \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

де k – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна, здебільшого приймається 1,1. Але при установці гідромуфти чи інших пристроїв для плавного збільшення кількості обертів при пуску значення k приймають 1; η_B – к.к.д. вентилятора, приймається з аеродинамічної характеристики; η_{Π} – к.к.д. приводу вентилятора, при безпосередній посадці робочого колеса вентилятора на вал електродвигуна $\eta_{\Pi} = 1$ (рис. 2.8 а), при з'єднанні вала вентилятора з валом електродвигуна за допомогою муфти $\eta_{\Pi} = 0,98$ (рис. 2.8 б), при застосуванні клинопасової передачі $\eta_{\Pi} = 0,95$ (рис. 2.8 в)

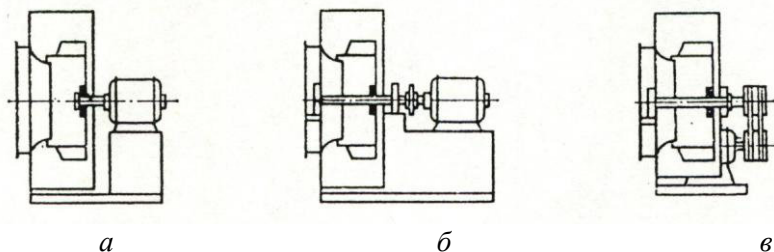


Рис. 2.8. Найбільш розповсюджені способи з'єднання радіальних вентиляторів з електродвигунами [10]: а-безпосередньо; б-через муфту; в-через пасову передачу

Одержане за формулою (2.3) значення потужності дозволяє вибрати в каталозі відповідний електродвигун (найближчий більший за потужністю).

Типовим є розміщення вентилятора після циклонів перед скруббером. У цьому випадку доволі агресивна парогазова суміш, що виходить зі скрубера, не потрапляє у вентилятор і не викликає корозії металу.

Осьові вентилятори. Осьовим вентилятором називається вентилятор, в якому повітря (або газ) переміщується уздовж осі робочого колеса, що обертається двигуном (рис. 2.9).

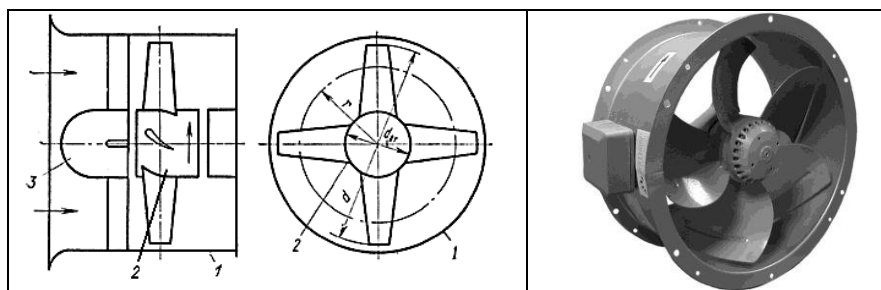


Рис. 2.9. Схема та вигляд осьового вентилятора

Осьові вентилятори доцільно застосовувати в тих випадках, коли необхідно досягти високої продуктивності при порівняно невеликих тисках, приміром – у вентиляційних системах загального призначення, для охолодження елементів електронних приладів (приміром, «кулери»⁹ в системних блоках комп'ютерів), для зниження температури охолоджувальної рідини в радіаторах автомобілів тощо. Більш потужні осьові вентилятори працюють в системах вентиляції шахт і кар'єрів.

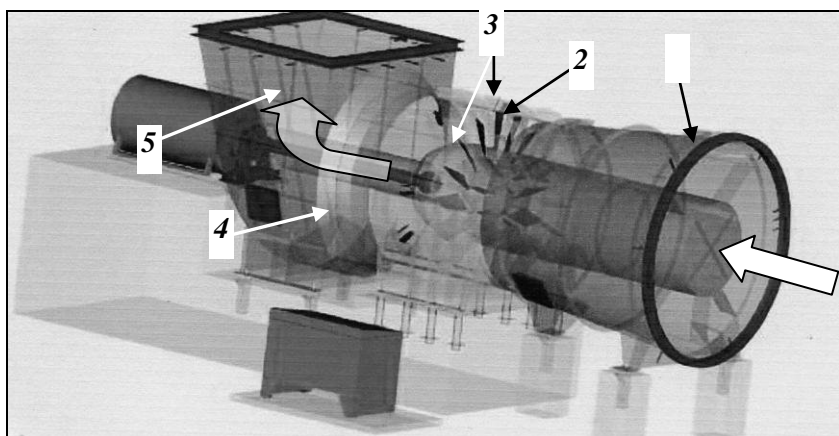
За призначенням осьові вентилятори ділять на вентилятори загального призначення і спеціальні. Вентилятори загального призначення використовуються для переміщення чистого або мало запиленого повітря, що не містить вибухонебезпечних речовин, липкого, волокнистого і цементуючого пилу та агресивних речовин при температурі до 40°C. Температурна межа прийнята з тих міркувань, що при вищих температурах значно погіршуються умови

⁹ Від англ. *cooler* – холодильник.

тепловіддачі обмоток електродвигуна, який знаходиться зазвичай в потоці газу, що транспортується.

До спеціальних вентиляторів відносять вентилятори, що не використовуються в звичайних системах загальнообмінної вентиляції цивільних і промислових будівель.

Ці вентилятори застосовують для переміщення вибухонебезпечних і агресивних домішок (шахтні вентилятори – рис. 2.10 – і вентилятори тунельної вентиляції, стельові вентилятори, вентилятори градирень, вентилятори, вбудовані в технологічне устаткування, тощо).



2.10. Осьовий шахтний вентилятор фірми TLT-Turbo GmbH [12](Німеччина):
1 – колектор; 2 – робоче колесо; 3 – спрямлювальний апарат; 4 – дифузор;
5 – вихідна коробка

Осьові вентилятори можуть бути одноступінчастими і двохступінчастими. В останньому випадку в кожусі вентилятора знаходяться дві ступені (кожна має власне робоче колесо), які працюють послідовно. Між робочими колесами встановлений проміжний спрямлювальний апарат (СА), складений з нерухомих профільних лопаток чи профільних лопаток з регульованим кутом встановлення. Призначення СА – більш ефективна подача повітря від першого робочого колеса до другого з перетворенням значної частини кінетичної енергії (тобто динамічного тиску) в потенційну (статичний тиск). Наявність двох ступенів дозволяє вентилятору створювати більший тиск.

Вибираючи між відцентровим та осьовим вентиляторами, потрібно враховувати наступне [13]:

■ *позитивні риси осьових (аксіальних) вентиляторів:*

- відносна простота конструкції;
- простота монтажу, менша площа під установку;
- простота реверсу повітряного струменя;
- відносно висока продуктивність;
- вищий коефіцієнт корисної дії;
- зручність застосування вентиляторів цього типу як пересувних

вентиляторів місцевого провітрювання (ВМП);

■ *достоїнства відцентрових (радіальних) вентиляторів:*

- висока механічна надійність і більший термін служби (завдяки застосуванню нижчих швидкостей обертання робочого колеса);
- висока стійкість і надійність робочих режимів;
- менша шумність при роботі;
- створення більш високого тиску¹⁰;
- велика глибина регулювання;
- менша чутливість до забрудненого повітря.

Всі характеристики вентилятора зв'язані між собою через його аеродинамічну схему. Зміна продуктивності призводить до зміни тиску, к.к.д., потужності, що споживається. Графічні зображення цих залежностей називаються характеристиками вентилятора.

Характеристикою вентилятора прийнято називати графічну інтерпретацію зв'язку між його продуктивністю та іншими основними параметрами – тиском, потужністю, що ним споживається і коефіцієнтом корисної дії.

Визначальними параметрами при виборі вентилятора є його продуктивність та тиск. Тому найбільш актуальна так звана універсальна (її також називають напірною) характеристика ($P - Q$), а залежності ($N - Q$) та ($\eta - Q$) лише відображають затрати енергії на роботу вентиляційної чи пневмотранспортної системи [13].

¹⁰ В гірничій практиці для характеристики параметрів вентиляторів замість терміну «тиск» нерідко використовується поняття «депресія».

Форма універсальної характеристики залежить від конструктивних особливостей вентилятора, швидкості обертання робочого колеса, кута встановлення лопаток тощо.

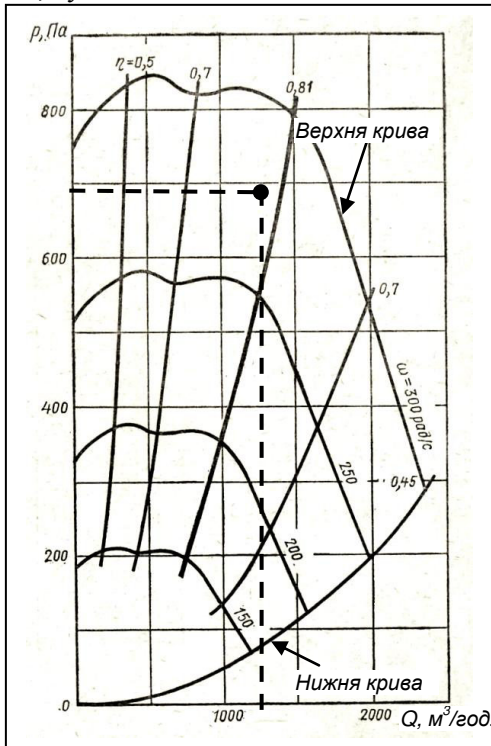


Рис. 2.11. Універсальна характеристика відцентрового вентилятора Ц 4-70 № 2,5

На рис. 2.11 для прикладу показана напірна характеристика відцентрового вентилятора Ц 4-70 № 2,5. Як видно, такі характеристики будуються при різних частотах обертання. Верхня крива ($p - Q$) зазвичай відповідає найбільшій допустимій (з міркувань міцності або шуму) частоті обертання (в нашому випадку це $\omega = 300$ рад/с). Нижня крива ($\eta = \text{const}$) визначає умови роботи вентилятора без мережі при $Q = Q_{\text{max}}$, тобто при $p = p_0$ [4].

Користуватись такими характеристиками для вибору і аналізу роботи вентилятора дуже зручно.

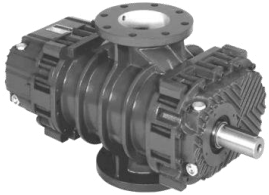
Відповідно з заданими значеннями продуктивності Q і тиску p на графіку (див. рис. 2.11) відмічається точка, положення якої визначає значення частоти обертання робочого колеса ω та к.к.д. η . Якщо одержана точка не попадає чітко на криві графіка, то значення ω та η визначають інтерполяцією. На рисунку показаний приклад знаходження робочої точки за вихідними значеннями $Q = 1250$ м³/год. та $p = 690$ Па. Робоча точка (виразно показана на перетині пунктирних ліній) свідчить про те, що вентилятор забезпечує одержання заданих значень Q і p при частоті обертання $\omega \approx 275$ рад/с. і

к.к.д. $\eta \approx 0,78$. Якщо врахувати, що рекомендоване значення к.к.д. вентиляторів має перевищувати 0,6, [13], то одержані нами результати можна вважати прийнятними, а вентилятор Ц 4-70 № 2,5 таким, що відповідає вимогам.

Потужність приводного електродвигуна вентилятора розраховується за вже знайомою формулою (2.3), в якій $Q_p = Q$, а $P_{загP} = p$.

Універсальні характеристики відцентрових та осьових вентиляторів наведені в додатку 3.

Для пневматичного транспортування сипких вантажів при досить високій (понад 10 кг/кг) концентрації матеріалу в аеросуміші, коли не потрібна велика продуктивність по повітрю, але необхідний достатньо високий тиск, застосовують **ротаційні нагнітачі**, що розвивають надлишковий тиск до 0,28÷0,3 МПа (тобто 280000÷300000 Па)¹¹ при атмосферному тиску на вході. Дещо нижчий тиск (близько 0,1 МПа) створюють **ротаційні повітродувки**, призначенням яких, окрім пневматичного транспортування сипких матеріалів, є також аерація води, промивання фільтрів, транспорт газів, спалювання повітря, вакуумне випаровування. Як слідує з назви, головними елементами цих машин є ротори (рис. 2.12-2.14).

		
Рис. 2.12. Ротаційна повітродувка CRBS-GRBS [36]	Рис. 2.13. Трьохпелюсткові ротори [36]	Рис. 2.14. Повітродувна установка Roots [37]

В Україні є широкий вибір ротаційних повітродувок, що імпортуються з-за кордону або виробляються за зарубіжними

¹¹ Цікаво пригадати (с. 41), що радіальні вентилятори, які створюють тиск 3000÷12000 Па (у 23÷100 разів нижчий за вказаний!) вважаються вентиляторами високого тиску.

ліцензіями. Прикладом може слугувати повітродувна установка Roots (Рутс), яка імпортується з Росії у двох різновидах-серіях. Нагнітальні агрегати серії DT призначені для всіх видів експлуатації, від легких до важких умов – електростанції, шахти, металургійні, цементні, вапняні заводи та ін. Продуктивність від 10 до 10 000 м³/час. Потужність 1,1 до 250 кВт. Надлишковий тиск, який можуть створювати повітродувки Рутс, - до 100 кПа [37]. Одне з дніпропетровських підприємств, що виконує функції дилера, пропонує нагнітач-повітродувку ROBOX 45.

Характеристики названих повітродувок наведені в додатку 3.

2.2. Циклони та скрубери

Важливою характеристикою будь-якої галузі промисловості та показником науково-технічного рівня й культури виробництва є рівень екологічності її підприємств [14]. Для зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу і зниження її забруднення розроблена значна кількість різноманітних систем пило-газоочищення. Для загального ознайомлення з ними автором складена їх класифікаційна схема (рис. 2.15). Вона охоплює весь спектр викидів: гази, пил, аерозолі, радіоактивні речовини тощо. В рамках даного навчального посібника йдеться про пиловловлювання і пневматичне транспортування сипких матеріалів, зокрема – фрезерного торфу. Тому коло засобів суттєво звужується і обмежується двома: циклонами та газопромивачами відцентрової дії (див. рис. 2.15).

Сушіння і транспортування торфу відбувається у газовому або повітряному потоці. Тому відокремлення частинок висушеного матеріалу від димових газів чи повітря є обов'язковою операцією технологічного процесу виготовлення брикетів, паливних пелет чи просто підсушеного торфу як палива¹². Крім того, необхідність звільнення повітря або димових газів від торфових частинок диктується й санітарно-гігієнічними міркуваннями: потребою забезпечувати належну чистоту повітря в робочих зонах виробничих приміщень та дотриманням вимог щодо чистоти газів, які викидаються в атмосферу.

¹² Приміром, Лопатинський торфобрикетний завод (Львівська обл.) продукує підсушений у димових газах фрезерний торф як технологічне паливо для постачання на ВАТ «Івано-Франківськцемент»

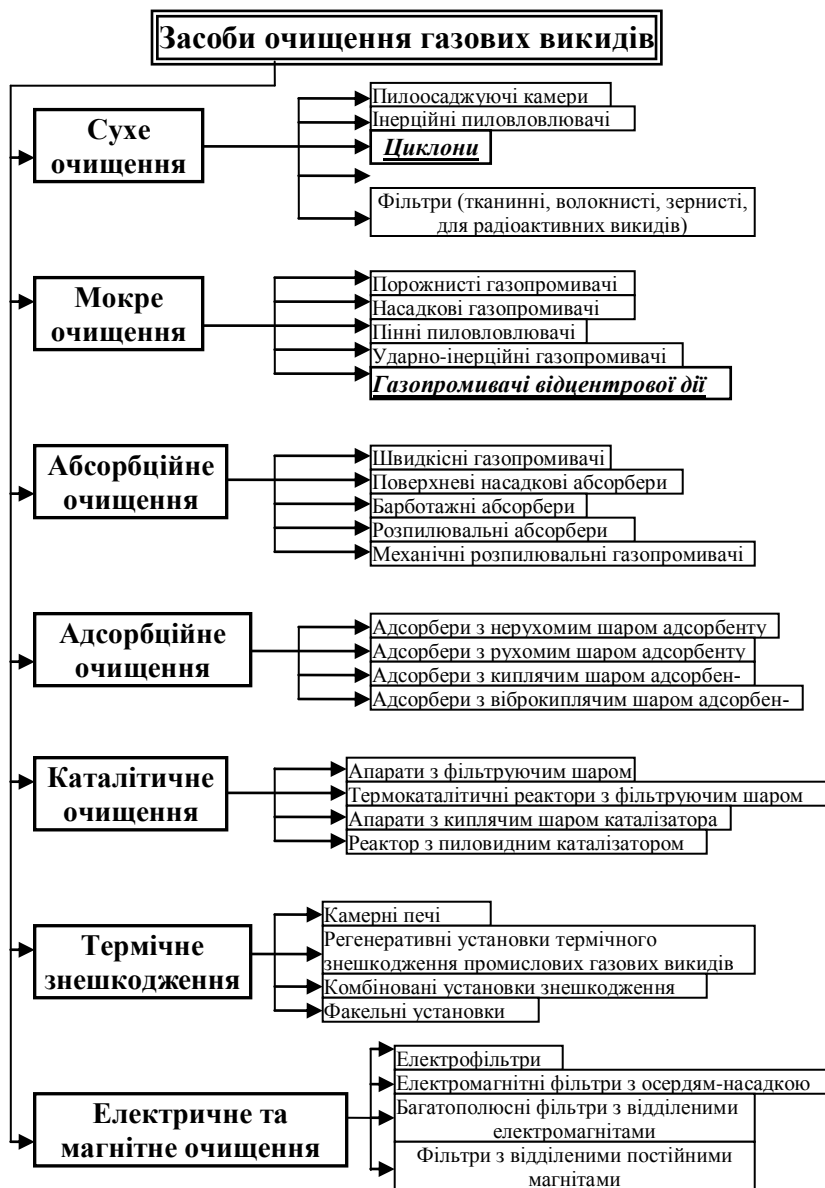


Рис. 2.15. Класифікаційна схема засобів очищення газових викидів

Циклони – це найбільш розповсюджені, прості й дешеві апарати газоочищення, в яких реалізується механічний принцип очищення з використанням відцентрової сили для відокремлення частинок матеріалу від газового потоку (рис. 2.16).

Існують циклони різних конструкцій, які відрізняються один від одного розмірами і формою елементів. Однак всі вони працюють за аналогічним принципом і мають подібну будову. Частинка матеріалу потрапляє до циклону через вхідний патрубок. Рекомендована швидкість газового потоку у вхідному патрубку становить $10 \div 22$ м/с [11]. У найгіршій для осадження позиції знаходяться частинки (a на рис. 2.16), що знаходяться ближче до

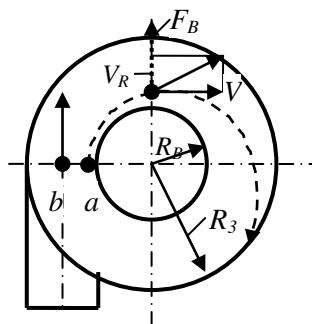


Рис. 2.16. Схема руху частинок матеріалу в циклоні

вихлопної труби: їх шлях до стінки корпусу найдовший. При зміні руху з прямолінійного на обертний на частинку починає діяти відцентрова сила F_B , і частинка з радіальною швидкістю V_R починає дрейф до внутрішньої стінки корпусу циклона, торкається її, додатково гальмується силами тертя і потрапляє в конусну частину.

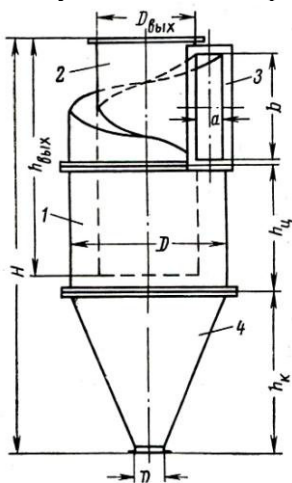


Рис. 2.17. Циклон ВТИ: 1–циліндрична частина; 2–вихлопна труба; 3– вхідний патрубок; 4– конічна частина корпусу

В системах пило-газоочищення застосовуються здебільшого циклони чотирьох моделей (збережена російськомовна аббревіатура, яка є офіційною назвою циклонів): ВТИ (розробник – колишній Всесоюзний теплотехнический институт – рос.), ЛИОТ (розробник – колишній Ленинградский институт охраны труда – рос.), СИОТ (розробник – колишній Свердловский институт охраны труда – рос.) та НИИОГаз (розробник – НИИ очистки газа – рос.).

На деревообробних підприємствах можна також зустріти циклони Гипродревпрому типу УЦ-38. Водночас, в імпортних технологічних лініях зустрічаються й інші циклони, перелік яких наведений у таблиці:

Таблиця 2.1

Технічні характеристики циклонів зарубіжного виробництва [14]

Тип пиловловлювача	Продуктивність, м ³ /год.	Гідравлічний опір, Па	Ефективність очищення, %
TGL (Німеччина)	800...5760	1200	90
SGA (Чехія)	800...10000	1650	91
SHA (Англія)	800...10000	1730	91
TOSHIBA (Японія)	800...10000	850	94

Однак найчастіше на першій стадії осадження частинок торфу застосовують циклони ВТИ та ЛІОТ, на другій стадії очищення газового потоку – циклони НІІОГаз та СІОТ.

Циклон ВТИ (рис. 2.17) має вкорочену циліндричну частину, вхідний патрубок прямокутного перерізу із співвідношенням сторін $b/a=4$. Відстань від стінки циліндричної частини до вихлопної труби (ширина робочої частини циклона) дорівнює ширині вхідного патрубку.

При виборі циклона визначальним параметром є кількість газів, які підлягають очищенню. Потрібний циклон можна вибрати за нормаллю ВТИ, наведеною в додатку 4.

Коефіцієнт гідравлічного опору для циклонів ВТИ усіх розмірів приймається рівним $\zeta=6$. Ефективно осаджуючи крупні частинки, циклони ВТИ не забезпечують належного очищення газового потоку від дрібніших частинок матеріалу, тому ці циклонні апарати встановлюють виключно на першій стадії системи газоочищення.

Циклон ЛІОТ (рис. 2.18) створений також для першої стадії очищення. Особливостями цих циклонів є подовжена циліндрична частина і глибоке введення вихлопної труби, а також наявність завітки, який забезпечує горизонтальне відведення газів при порівняно невеликих втратах тиску на вихроутворення.

Рекомендована швидкість газового потоку у вхідному патрубку циклона ЛІОТ становить 15-18 м/с [11]. Наслідком застосування завітки є суттєве зменшення коефіцієнту гідравлічного опору: для циклонів ЛІОТ приймається $\zeta=2,5$.

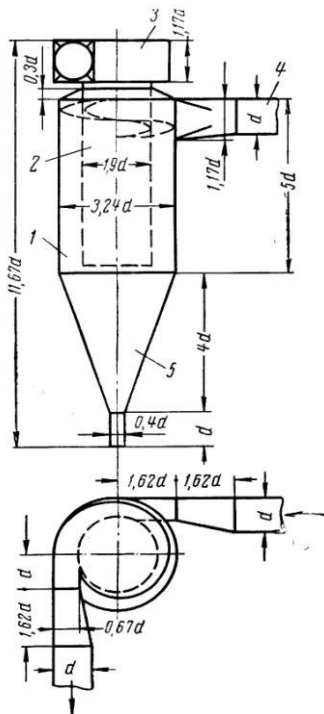


Рис. 2.18. Циклон ЛИОТ: 1-циліндрична частина корпусу; 2-вихлопна труба; 3-завиток; 4-вхідний патрубок; 5-конічна частина корпусу

Вибирають цикло-
ни ЛИОТ за
технічними характери-
стиками, наведеними в
додатку 4 (табл.4.2).
На підставі відомого
значення необхідної
продуктивності ци-
клона визначають його
номер і знаходять
діаметр вхідного пат-
рубка d . Решта
розмірів циклона роз-
раховуються в частках
від d за формулами,
вказаним на рис. 2.18.

К.к.д. циклонів
ЛИОТ при осадженні
частинок розміром
 $0\div 10\text{мкм}$ складає лише
13,2% [11], тому їх ви-
користання також
доцільне лише на
першій стадії газо-
очищення.

Циклон СИОТ (рис. 2.19) легко відрізнити від решти циклонних апаратів: в нього відсутня циліндрична частина, а вхідний патрубок в місці примикання до корпусу циклону має трикутну форму перерізу. Інститут – розробник даного циклона рекомендував його використання на першій стадії очищення. Однак на торфобрикетних заводах України циклони цього типу частіше можна зустріти на другій стадії газоочищення. Як пояснити цей парадокс? Відповідь криється у формі корпусу. Як відомо, величина відцентрової сили прямо пропорційна масі частинки (m), квадрату швидкості газового потоку (V) і обернено пропорційна радіусу обертання (R):

$$F = \frac{m \cdot V^2}{R}. \quad (2.4)$$

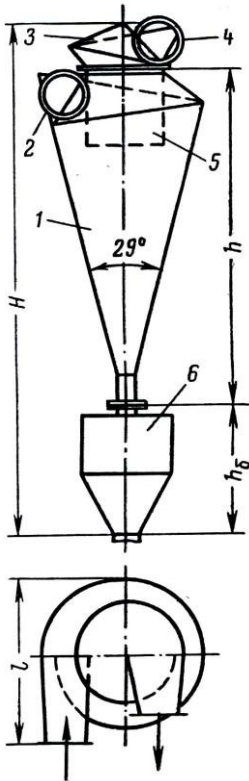


Рис. 2.19. Циклон СИОТ:
1-корпус; 2-вхідний патрубок;
3-розкручувач; 4-вихідний
патрубок; 5-вихлопна труба;
6-пилосбірний бункер

Зменшення радіуса корпусу в нижній частині апарату призводить до інтенсифікації обертання газового потоку. Це сприяє збільшенню гальмівної сили і покращує процес пилоосадження. Через це циклони СИОТ непрямо, але досить ефективно використовують для тонкого доочищення газового потоку на другому ступені процесу. На жаль, зростання сили притискання частинок до корпусу тягне за собою й підвищене зношування стінки циклону.

Рекомендована швидкість газів у вхідному патрубку – $15 \div 18$ м/с [11].

Викидання газу в атмосферу здійснюється через розкручувач (див. рис. 2.19), що певною мірою зменшує опір циклона. Діаметр вихлопної труби рекомендується приймати в 1,9 рази більшим за діаметр вхідного патрубка.

Коефіцієнт гідравлічного опору циклона СИОТ має найвище значення серед циклонів першої стадії очищення: $\zeta = 4,2$ [15]. Це створює додаткову мотивацію для застосування таких циклонів на другій стадії газоочищення, де концентрація торфу в аеросуміші і, відповідно, втрати тиску менші.

Ефективна робота циклонів СИОТ можлива лише за умови герметичності апарату взагалі і процесу розвантаження пилосбірного бункера зокрема. Інтенсивне зношування стінок циклона СИОТ вимагає застосування зносостійких матеріалів або його виготовлення з листової сталі більшої товщини (5-6 мм). Основні характеристики циклонів СИОТ наведені в додатку 4, табл. 4.3.

Циклони НИИОГаз (рис. 2.20) призначені для застосування на другому ступені очищення. Особливо ефективно вони вловлюють частинки торфу розміром понад 10 $\mu\text{м}$, хоча циклони меншого діаметра осаджують і частинки від 5 $\mu\text{м}$.

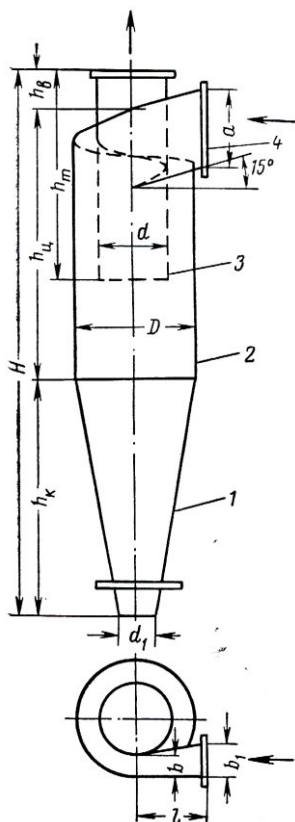


Рис. 2.20. Циклон НИИОГаз:
1-конусна частина корпусу;
2-циліндрична частина;
3-вихлопна труба; 4-вхідний патрубк

Особливістю циклонів НИИОГаз є похиле розташування кришки та вхідного патрубка. Прийняті три кути нахилу: 11, 15 і 24°. Відповідно й позначення трьох груп циклонів НИИОГаз наступні: ЦН-11, ЦН-15 і ЦН-24. При вході до циклону з малим кутом нахилу вхідного патрубка (ЦН-11) торфогозова суміш рухається по траєкторії з малим кроком витків. Це збільшує тривалість процесу осадження, підвищує вірогідність досягнення частинками торфу стінки корпусу циклона і покращує якість очищення навіть при розмірі частинок матеріалу близько 5 $\mu\text{м}$, але, на жаль, збільшує значення гідравлічного опору циклона. Втрати тиску в циклоні з великим кутом нахилу вхідного патрубка (ЦН-24) майже втричі менші, але й ефективність щодо осадження дрібних частинок значно нижча. ЦН-24 рекомендують для вловлювання частинок матеріалу розміром понад 20 $\mu\text{м}$. Своєрідною „золотою серединою” є циклони ЦН-15, які поєднують достатню ефективність пилоосадження з прийнятним значенням опору.

Використовуючи властивість циклонів малого діаметра успішніше вловлювати дрібні частинки, декілька невеликих циклонів об'єднують в батареї (з паралельним підключенням двох, трьох, чотирьох, шести чи восьми циклонів) замість одного циклона вели-

кого діаметра. При цьому якість очищення газового потоку від торфових частинок покращується.

На українських торфобрикетних заводах циклони ЦН-15 одержали найбільше розповсюдження в системах другої стадії газоочищення.

Розроблений вкорочений варіант циклона ЦН-15, який маркується ЦН-15у. Він має меншу габаритну довжину, але забезпечує дещо гіршу якість очищення газового потоку.

Основні розміри циклонів ЦН-15 наведені в додатку 4.

Вибір розміру і кількості циклонів НІИОГаз здійснюється на підставі даних про об'єм газів, які підлягають очищенню. Але в табл. 4.4 додатку 4 дані про продуктивність циклонів відсутні. Визначальним розміром є внутрішній діаметр циліндричної частини D . Якщо відомі дані про необхідну продуктивність циклона $V_{ц}$, то діаметр D одиночного циклона може бути розрахований за формулою¹³ [11].

$$D = 0,949 \cdot \sqrt[4]{\frac{V_{ц} \cdot \rho \cdot \xi}{\Delta p}}, \quad (2.5)$$

де $V_{ц}$ – продуктивність циклона, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – густина газів, що підлягають очищенню, приймається $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$; ξ – коефіцієнт гідравлічного опору циклона, віднесений до швидкості газів у циліндричній частині; Δp – гідравлічний опір циклона, Па .

Необхідно внести деякі пояснення щодо використання формули (2.5) у практичних розрахунках.

По перше, потрібно зауважити, що коефіцієнт гідравлічного опору (ξ) циклонів НІИОГаз віднесений до швидкості газів у *циліндричній частині* циклона, а не до вхідної швидкості (тобто швидкості повітря у вхідному патрубку), як в циклонах ВТИ, ЛІОТ та СІОТ. Тому значення цього параметра, наведені в таблиці 2.2, значно, на порядок, відрізняються від коефіцієнтів гідравлічного опору вказаних апаратів.

¹³ Формула відрізняється від наведеної в першоджерелі коефіцієнтом, оскільки за одиницями фізичних величин приведена у відповідність до системи СІ

Таблиця 2.2

Коефіцієнти гідравлічного опору циклонів НИИОГаз [11]

Циклон	Для одиночних циклонів діаметром $D \geq 400$ мм		Для типових груп циклонів НИИОГаз		
	при роботі на вихлоп	при роботі в мережі	без дифузора	з дифузором	з розкручувачем
ЦН-11	250	245	300	270	255
ЦН-15	160	155	200	180	170
ЦН-15у	170	165	210	190	185
ЦН-24	80	75	-	-	-

Другим важливим моментом, який ускладнює використання формули (2.5), є невизначеність гідравлічного опору Δp . В пригоді стає експериментально одержане оптимальне значення відношення гідравлічного опору до густини газів ($\Delta p/\rho$) в межах $540 \div 736$ н·м/кг.

Таким чином, для визначення діаметра циклона НИИОГаз за формулою (2.5) достатньо знати його потрібну продуктивність $V_{ц}$, вибрати з табл. 2.2 значення ζ і підставити в знаменник під знак кореня число з діапазону $540 \div 736$. По одержаному значенню діаметра D в додатку 4 (з табл. 4.4) вибирають циклон необхідного розміру.

Існують типові схеми батарей з двох, трьох, чотирьох, шести й восьми циклонів НИИОГаз діаметром від 400 до 800 мм. Тому необхідна продуктивність другого ступеня системи газоочищення може досягатись шляхом паралельного з'єднання циклонів меншої продуктивності в батарею.

Гідравлічні пиловловлювачі. При роботі в оптимальному режимі циклони другого ступеня очищення забезпечують коефіцієнт очищення 80-90% [11]. Здебільшого це відповідає технологічним вимогам, але недостатньо для дотримання допустимих норм викидів торфового пилу в атмосферу. Сухі механічні апарати неспроможні ефективно осаджувати дрібнодисперсний пил в умовах промислового виробництва. Тому третьою стадією є мокре очищення газу від частинок матеріалу шляхом його промивання водою.

Найбільшого розповсюдження на торфобрикетних заводах набули скрубери – статичні апарати для промивання газів шляхом роз-

бризкування рідини в замкненому об'ємі, через який проходить газовий потік. Ці апарати охолоджують гази нижче точки роси оскільки при конденсації пари осідають навіть найменші частинки матеріалу, які в даному випадку виконують роль центрів конденсації.

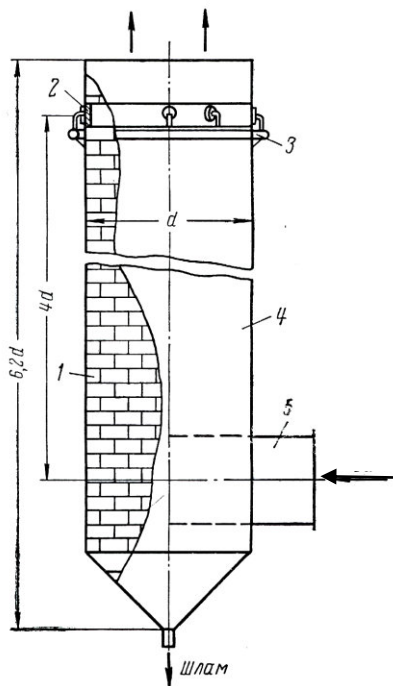


Рис. 2.21. Відцентровий скруббер ВТИ:
1-футеровка; 2-чавунна обичайка; 3-
водопідвідний трубопровід; 4-циліндричний
корпус; 5-вхідний патрубок

Очищений газ через відкриту верхню частину корпусу виходить в атмосферу. Швидкість газового потоку на вході в скруббер не рекомендується більше 23 м/с , а в циліндричному корпусі – до 6 м/с . За цих умов гідравлічний опір скруббера становитиме близько $470 \div 490 \text{ Па}$ ($48 \div 50 \text{ мм вод. ст.}$). Витрати води для створення рівномірного зрошення скруббера мають складати $0,1 \div 0,2 \text{ л/м}^3 \cdot \text{с}$, а тиск води – не менше 12 Па ($1,2 \text{ ата}$) [11].

Корпус скруббера виготовляється з листової сталі товщиною 5 мм , внутрішня поверхня корпусу для захисту від корозії футеруєть-

Принципово скруббер нагадує циклон, внутрішні стінки якого зрошуються водою. Однак вихлопна труба в них відсутня. Гази входять в нижню частину скруббера через тангенціальний вхідний патрубок і виходять через верхній отвір корпусу. Промивна вода подається в скруббер через систему форсунок, розташованих у верхній частині циліндричного корпусу.

Запилений газ потрапляє до скруббера і набуває обертального руху, піднімаючись при цьому знизу догори. Частинки торфу, яких відцентрова сила відкидає до зрошеної водою стінки корпусу, змочуються водною плівкою і через конусне дно видаляються зі скруббера у вигляді шламу.

ся кислототривкою плиткою чи покривається шаром спеціальної гуми. На рівні зрошувальних сопл замість футерівки встановлюється чавунна обичайка [11].

Скрубери ВТИ виготовляються діаметром 600÷1700 мм і можуть мати як ліве, так і праве обертання димових газів. Як і для циклонів, скруберам при збільшенні їх діаметра притаманне зниження ефективності пиловловлювання. Розмір скрубера вибирається виходячи з об'єму газів, що підлягають очищенню за одиницю часу (табл. 4.5 додатку 4).

Гідравлічний (аеродинамічний) опір скрубера визначається за формулою

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} \left(\frac{4 \cdot V_{CP}}{\pi d^2} \right)^2, \text{ Па}, \quad (2.6)$$

де ξ – умовний коефіцієнт опору скрубера (табл. 4.5 додатку 4); ρ – густина газів, що підлягають очищенню (можна приймати 1,2 кг/м³); V_{CP} – середній об'єм газів, які проходять через скрубера, м³/с; d – внутрішній діаметр скрубера, м.

Для мокрого очищення газів сконструйовані й інші апарати, які практично не застосовуються в торфобрикетному виробництві, тому в даному посібнику розглянуті лише оглядово.

Одним з таких апаратів є **скрубера ВТИ з додатковим зрошуванням газового потоку у вхідній камері**, який скорочено йменують також мокропрутковим скруберам. Зрошувальна решітка (3-4 ряди розташованих у шаховому порядку корозійно стійких прутків діаметром 16 мм) встановлена у вхідній камері і завихрює газовий потік. Частинки матеріалу змочуються водою, що розбризкується. В подальшому скрубера працює аналогічно звичайному скрубера ВТИ. Мокропруткові скрубери рекомендують використовувати для очищення димових газів від золи.

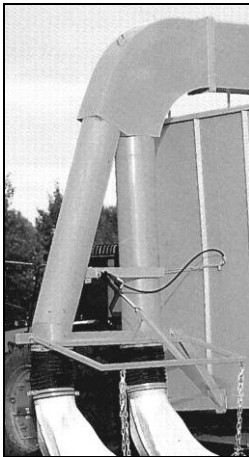
Колишній Ленінградський НДІ охорони праці удосконалив скрубера ВТИ, встановивши на верхній частині корпусу тангенціальний патрубок для відведення очищених газів. Апарат одержав назву **циклона ЛІОТ з водною плівкою**.

Для осадження пилу, що погано змочується, застосовуються **пінні апарати**, в яких рідина переводиться в стан рухомої піни. Це забезпечує більшу поверхню контакту і краще вловлювання частинок пилу. Хоча торфовий пил також поверхнево гідрофобний, подібні апарати на торфобрикетних заводах не застосовуються.

2.3. Повітропроводи

Повітропроводи застосовуються для переміщення повітряного потоку в системі припливно-витяжної вентиляції, а також для переміщення суміші повітря з частинками матеріалу в системах аспірації і пневмотранспорту. Повітропроводи виконуються у вигляді труб круглого або прямокутного перетину.

Найбільшого поширення набули металеві повітропроводи круглого перетину. Їх роблять з чорної тонколистової сталі зварними (прямошовними або спі-рально-навивними) або із з'єднанням фальца. Повітропроводи круглого перетину в порівнянні з прямокутними ефективніші і економічніші. У всьому світі вони поступово витісняють трубопроводи прямокутної форми. Хоча при прокладанні вентиляційних і пневмотранспортних систем в приміщеннях проектувальники нерідко віддають перевагу прямокутним повітропроводам з міркувань естетики. Однак простіші у виготовленні і дешевші круглі труби знаходять все ширше застосування навіть в мобільних пневмотранспортних системах (рис. 2.22).



а)



б)

Рис. 2.22. Круглі повітропроводи на пневматичних торфозбиральних машинах:
а) – ЛК-35ДФ (Фінляндія, VAPO OY); б) SA-200 (Канада, Premier Tech)

Сучасні розрахунки вентиляційних та пневмотранспортних систем виконуються з врахуванням можливих підсосів або витоків повітря, які складають до 15% від об'єму потоку повітря. Дуже важливо, щоб повітря переміщалося по трубопроводу без втрат. Витік повітря залежить від кількості і герметичності з'єднань. Здебільшого кругла труба має довжину до 6 м, прямокутна – 1 – 1,5 м. Отже, круглі трубопроводи мають меншу кількість з'єднань.

У європейських країнах введена класифікація за герметичністю. Сучасний стандарт CEN/Eurovent 2.2 встановлює три класи герметичності [16]:

- А – нижчий клас з коефіцієнтом витоку $1,32 \text{ (л/с) / м}^2$ при 400 Па;
- В – середній клас з коефіцієнтом витоку $0,44 \text{ (л/с) / м}^2$ при 400 Па;
- С – вищий клас з коефіцієнтом витоку $0,15 \text{ (л/с) / м}^2$ при 400 Па.

Часто труби з'єднуються між собою по довжині за допомогою фланців і прокладок між ними. Такий спосіб вимагає декілька сполучних елементів (два фланці, прокладка, болти, гайки) і не забезпечує надійної герметизації.

Останніми роками європейські фірми розробили інший, досконаліший так званий ніпельний спосіб з'єднання, що забезпечує легкий і швидкий монтаж трубопроводів (рис. 2.23).

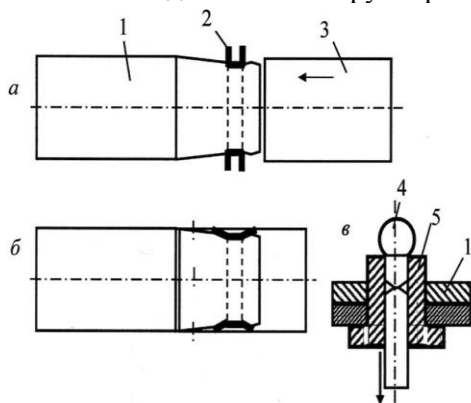


Рис. 2.23. Спосіб з'єднання труб по довжині:
а) – підготовка до збирання; б) – після збирання; в) – встановлення заклепок [16]

На спірально-навивній трубі 1 розвальцьована канавка, в яку поставлена гумова прокладка 2 U-подібної форми і закріплена сталеву смужкою. Труба 3 надівається на трубу 1 з невеликим зазором, при цьому U-подібне ущільнення стискається. З'єднувальні елементи труб виготовляються на заводі.

Для систем пневмотранспорту повинні застосовуватися повітропроводи наступних діаметрів:

100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

У системах аспірації з витратною масовою концентрацією матеріалу $\mu \leq 0,2$ кг на 1 кг повітря, застосовують повітропроводи з тонколистової сталі. Товщина сталі δ наведена нижче[16]:

Діаметр труби і швидкість потоку повітря	Товщина сталевого листа, δ , мм
$d \leq 200$ мм	1,4/2,0
$d \geq 200$ мм:	
- при швидкості повітря $V \leq 23$ м/с	1,4/2,0
- при швидкості повітря $V > 23$ м/с	2,0/3,0

Примітка. У чисельнику вказані значення δ при прокладці повітропроводу усередині приміщень, в знаменнику – при зовнішній прокладці.

Товщину сталевго листа для повітропроводів систем вентиляції слід приймати залежно від діаметру [16]:

Діаметр повітропроводу, мм	100...450	500...1250	1400...2000
Товщина стінки, мм	0,5...0,7	0,7...1	1...1,4

Рукави. Гнучкі повітропроводи, що іменуються в техніці рукою-вами, застосовують для підключення до систем аспірації (відсосу) рухомого об'єкта.

В аспіраційних системах застосовуються рукави металічні, гумові і спіраль-но-навивні з вінілшкіри¹⁴. Гумові рукави мають переваги над металічними: вони герметичні, створюють менший рівень шуму, а їх гідравлічний опір такий самий, що і в сталевих повітропроводах. Рукави з вінілшкіри технічної мають кращі експлуатаційні показники.

Фасонні елементи повітропроводів застосовуються при необхідності зміни напрямку руху повітряного потоку, або при його

¹⁴ Вінілшкіра (рос. винилкожа, виниласкожа; англ. Vinylrex) – синтетичний матеріал. В його основі – особливо еластична, міцна тканина, на яку нанесено полівінілхлоридне покриття. Володіє необхідними герметичними, гігієнічними, розривними властивостями,

звуженні чи розширенні. Вузлові елементи повітропроводів забезпечують злиття або розділення двох і більше повітряних потоків.



Рис. 2.24. Сполучення фасонних частин повітропроводу [17]

Для вирівнювання опорів відгалужень, приєднаних до одного колектора, на прямих ділянках повітропроводів встановлюють діафрагми. Діаметр діафрагми d_d визначається розрахунком.

Відведення для транспортних пневмосистем рекомендується виконувати зварними квадратного перетину. Його найбільш зношувана зовнішня стінка має більшу товщину і може бути змінною. Для зниження аеродинамічних втрат радіус вигину відведення приймається $R \geq 5d$.

Оскільки при транспортуванні повітря і сипких матеріалів відбувається накопичення статичної електрики, то, відповідно Правилам пожежної безпеки для підприємств вугільної промисловості України [18], металеві повітропроводи та пневматичні вентилятори мають бути заземлені, як мінімум, на початку і в кінці трубопроводу за допомогою місцевих заземлювачів.

Простим та ефективним засобом ізолювання трубопроводу від вібрації вентилятора є коротка гумова, брезентова чи вінілшкіряна вставка між ними.

Основною формою вигину повітропроводу є **відведення** (рис. 2.24).

Вузлові елементи повітропроводів, в яких відбувається злиття або розділення двох потоків, називають *трійниками*. Вузлові елементи повітропроводів, що забезпечують злиття більше двох повітряних потоків, в один, називаються *колекторами*.

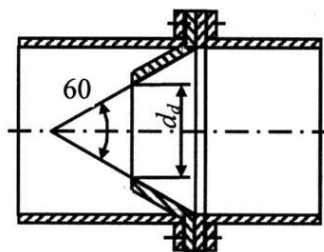


Рис. 2.25. Діафрагма на стику труб

2.4. Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента

Теоретичні запитання до розділу 1

1. Які показники вентилятора є головними?
2. На які типи розділяються вентилятори за напрямом потоку газу в робочому колесі?
3. Що означає число після знаку «№» в маркуванні вентилятора?
4. Як можна зовні (орієнтовно) розрізнити вентилятори низького, середнього та високого тиску?
5. Які особливості конструкції пилового вентилятора?
6. Що станеться, якщо змінити напрям руху робочого колеса радіального вентилятора на протилежний?
7. Як встановити напрям обертання вентилятора (Л чи Пр)?
8. Чим відрізняється димосос від звичайного вентилятора?
9. Як розрахувати необхідну потужність електродвигуна приводу вентилятора?
10. Які позитивні риси осьових вентиляторів?
11. Які достоїнства відцентрових вентиляторів?
12. В яких координатних осях будується універсальна характеристика вентилятора?
13. Які фізичні принципи покладені в основу конструкції пилоосаджувача типу «циклон»?
14. Які фізичні принципи покладені в основу конструкції скрубера?
15. Назвіть циклони, рекомендовані для використання на першому ступені пило-газоочищення.
16. Назвіть циклони, рекомендовані для використання на другому ступені пило-газоочищення.
17. За яким головним показником підбираються циклони ВТИ, ЛИОТ та СИОТ?
18. Як вибрати циклон НИИОгаз серії ЦН?
19. Як підібрати скрубер ВТИ?
20. Які форми перетину повітропроводів є типовими?
21. Чи залежить рекомендована товщина стінки труби повітропроводу від швидкості потоку повітря?
22. Як класифікуються в країнах ЄС повітропроводи за герметичністю?

23. Для чого на прямих ділянках повітропроводів встановлюють діафрагми?
24. Чому повітропроводи потрібно заземлювати?

Завдання для самостійної роботи

Завдання 1.

За вихідними даними, наведеними в таблиці, визначити, до якої категорії за показником швидкохідності відноситься радіальний вентилятор.

Таблиця 2.3

Вихідні дані до завдання №1																									
Параметр	Номер варіанту																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$\omega, \text{рад./с}$	150	160	170	180	185	190	210	220	210	220	175	180	185	180	190	200	230	190	175	240	210	200	225	250	275
$Q, \text{м}^3/\text{год}$	2500	3000	3300	3400	3500	3600	3700	3800	3900	4000	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
$P, \text{Па}$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	2600	2500	2600	2700	2750	2800	2900	2400	2000	3500	2600	2750	3100	3700	4500

Завдання 2.

Використовуючи універсальні (напірні) характеристики, наведені в додатку 3, та вихідні дані таблиці 2.3 (продуктивність, тиск, к.к.д. приводу), приймаючи коефіцієнт запасу потужності $k=1,1$, необхідно:

- 1) підібрати відцентровий вентилятор, який найкраще відповідає вимогам; поясніть свій вибір;
- 2) визначити необхідну частоту обертання робочого колеса вентилятора;
- 3) розрахувати необхідну потужність приводного електродвигуна вентилятора.

Вихідні дані до завдання №2

Таблиця 2.4

Параметр	Номер варіанту	$P_{загР}, Па$	$Q_p, м^3/год$	η_n
1	1	350	1000	0,95
2	2	500	1200	0,95
3	3	700	1400	0,95
4	4	750	1500	0,95
5	5	500	2000	0,95
6	6	800	2500	0,95
7	7	1100	3000	0,98
8	8	500	3000	0,98
9	9	700	3500	0,98
10	10	900	4000	0,98
11	11	1100	4500	0,98
12	12	1200	5000	0,98
13	13	600	5000	0,98
14	14	800	6000	0,98
15	15	1200	7000	1,0
16	16	1300	8000	1,0
17	17	550	8000	1,0
18	18	700	9000	1,0
19	19	850	10000	1,0
20	20	1100	11000	1,0
21	21	600	15000	1,0
22	22	1000	30000	1,0
23	23	1400	35000	1,0
24	24	1800	40000	1,0
25	25	1600	100000	1,0

Завдання 3.

Ваша задача – підібрати циклони для першого і другого ступеня очищення пило-газової суміші. На першому ступені рекомендовано використовувати циклони ВТИ та ЛІОТ (див. табл. 2.5), на другому – НІОГаз, ЦН-15.

Вихідні дані, на яких ґрунтується ваш вибір, наведені в таблиці

Таблиця 2.5

Вихідні дані до завдання №3

Параметр	Номер варіанту	$Q_p, м^3/год$	Циклон 1 ст.
1	1	1000	ВТИ
2	2	1200	ЛІОТ
3	3	1400	ВТИ
4	4	1500	ЛІОТ
5	5	2000	ВТИ
6	6	2500	ЛІОТ
7	7	3000	ВТИ
8	8	3250	ЛІОТ
9	9	3500	ВТИ
10	10	4000	ЛІОТ
11	11	4500	ВТИ
12	12	5000	ЛІОТ
13	13	5750	ВТИ
14	14	6000	ЛІОТ
15	15	7000	ВТИ
16	16	8000	ЛІОТ
17	17	8000	ВТИ
18	18	9000	ЛІОТ
19	19	10000	ВТИ
20	20	9500	ЛІОТ
21	21	8500	ВТИ
22	22	7500	ЛІОТ
23	23	6500	ВТИ
24	24	5500	ЛІОТ
25	25	2750	ВТИ

Завдання 4.

Для третього ступеня пило-газоочищення підберіть скрубер ВТИ і розрахуйте його гідравлічний опір Δp , орієнтуючись на ту продуктивність скрубера Q_p , що наведена в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Вихідні дані до завдання №4

Параметр	Номер варіанту																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$Q_p, \text{м}^3/\text{год}$	11000	12000	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	20000	21000	22000	23000	24000	25000	26000	27000	28000

Завдання 5.

В таблиці 2.7 показані фасонні елементи повітропроводів [19], кожному з яких присвоєно номер.

Таблиця 2.7

Фасонні деталі повітропроводів [19]

		
1	2	3
		
4	5	6

Продовження табл. 2.7

		
7	8	9
		
10	11	12

Розгляньте зображені деталі, уясніть їх будову, роботу і призначення. Пригадайте, визначіть, в крайньому разі - запропонуйте назву кожного елемента. Опишіть результат Ваших роздумів в послідовності: № елемента, його назва, будова, робота, призначення.

Спроба підказки: прочитайте наступні терміни:

- ☺ Відгалуження
- ☺ Розгалуження
- ☺ Поворот
- ☺ Шибер
- ☺ Заслінка
- ☺ Зонтик
- ☺ Лючок
- ☺ Розтруб круглий
- ☺ Розтруб кругло-прямокутний
- ☺ Трійник
- ☺ Коліно рухоме
- ☺ Коліно
- ☺ Відвід 90°
- ☺ Відвід 45°
- ☺ Врізка

Можливо, якісь з них стануть в пригоді?

Завдання 6.

На рис. 2.26 та 2.27 показані не зовсім звичайні циклони. Ознайомтесь з ними, спробуйте зрозуміти і описати принцип їх роботи. Як Ви вважаєте, які переваги і недоліки цих циклонів?

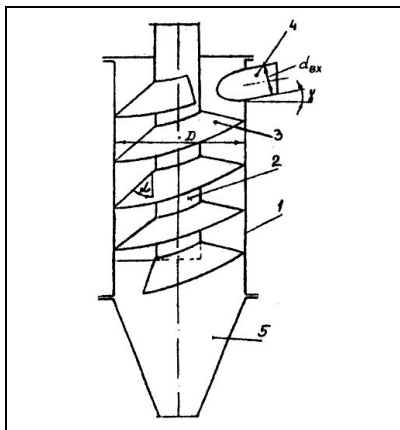


Рис. 2.26. Схема шнекового циклону [20]

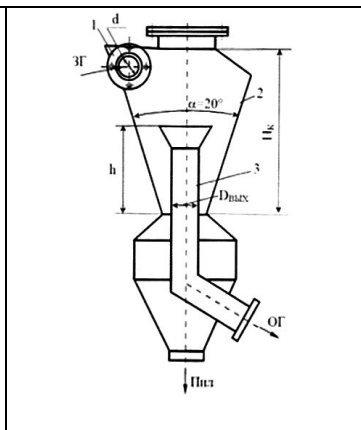


Рис. 2.27. Схема прямооточного циклону [14]

Завдання 7.

На фото (рис. 2.28) показаний радіальний вентилятор з приводом. Необхідно візуально визначити, лівого чи правого обертання цей вентилятор.



Рис. 2.28. Радіальний вентилятор з електроприводом
(фото автора)

3. БУДОВА І РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ТА АСПІРАЦІЙНИХ СИСТЕМ

3.1. Типи вентиляційних систем

При розробці системи вентиляції в першу чергу визначають її тип. Класифікація типів вентиляційних систем виконується на основі наступних головних ознак:

за способом переміщення повітря: **природна** або **штучна** система вентиляції;

за призначенням: **припливна** або **витяжна**;

по зоні обслуговування: **місцева** або **загальнообмінна**;

за конструкцією: **набірна** або **моноблочна**.

Природна вентиляція створюється без використання електроустаткування (вентиляторів, електродвигунів) і відбувається внаслідок природних чинників — різниці температур повітря, зміни тиску залежно від висоти, вітрового тиску. Достоїнствами природних системи вентиляції є дешевизна, простота монтажу і надійність, викликана відсутністю електроустановок і рухомих частин.

Зворотною стороною дешевизни природних систем вентиляції є сильна залежність їх ефективності від зовнішніх чинників — температури повітря, напрямку і швидкості вітру тощо. Окрім цього, такі системи в принципі нерегульовані і з їх допомогою вдається розв'язати не всі завдання в галузі вентиляції.

Штучна або механічна вентиляція застосовується там, де природної недостатньо. В механічних системах використовуються устаткування і прилади, які дозволяють переміщувати, очищувати і нагрівати повітря. Такі системи можуть видаляти або подавати повітря у вентильовані приміщення не залежно від умов довкілля.

Припливна система вентиляції служить для подачі свіжого повітря в приміщення. При необхідності, повітря, що подається, нагрівається і очищується від пилу.

Витяжна вентиляція, навпаки, видаляє з приміщення забруднене або нагріте повітря. Зазвичай в приміщенні встановлюється як припливна, так і витяжна вентиляція. При цьому їх продуктивність має бути збалансована, інакше в приміщенні утворюватиметься недостатній або надлишковий тиск¹⁵.

¹⁵ Через такий перепад тиску виникає неприємне явище «ляпання» дверей.

Місцева вентиляція призначена для подачі свіжого повітря на певні місця (місцева припливна вентиляція) або для видалення забрудненого повітря від місць утворення шкідливих виділень (місцева витяжна вентиляція). Місцеву витяжну вентиляцію застосовують, коли місця шкідливих викидів локалізовані і можна не допустити їх поширення по всьому приміщенню. У цих випадках місцева вентиляція досить ефективна і порівняно недорога. Цей тип вентиляції широко застосовується на виробництві.

Загальнообмінна вентиляція, на відміну від місцевої, призначена для здійснення вентиляції у всьому приміщенні. Загальнообмінна вентиляція так само може бути припливною і витяжною. Припливну загальнообмінну вентиляцію нерідко потрібно виконувати з підігріванням і фільтрацією припливного повітря. Тому така вентиляція має бути механічною (штучною). Загальнообмінна витяжна вентиляція може бути простішою за припливну і виконуватися у вигляді вентилятора, що встановлений у вікні або отворі в стіні, оскільки повітря, що видаляється, не потребує підготовки.

При невеликих об'ємах вентиляованого повітря використовують природну витяжну вентиляцію, яка помітно дешевше механічної.

Набірна система вентиляції збирається з окремих компонентів - вентилятора, глушника, фільтру, системи автоматики та ін. Така система зазвичай розміщується в окремому приміщенні - венткамері або за підвісною стелею (при невеликій продуктивності). Достоїнством набірних систем є можливість вентиляції будь-яких приміщень - від невеликих квартир і офісів до великих цехів і цілих будівель. Недоліком - необхідність професійного розрахунку і проектування, а також великі габарити.

У **моноблочній** системі вентиляції всі компоненти розміщуються в єдиному шумоізолюваному корпусі. Моноблочні системи бувають припливні і припливно-витяжні. Припливно-витяжні моноблочні установки можуть мати вбудований рекуператор для економії електроенергії. Моноблочні системи вентиляції компактні, шумоізолювані, добре збалансовані за головними характеристиками їх компонентів, легко і швидко монтуються та демонтуються.

3.2. Провітрювання кар'єрів

Провітрювання кар'єру набуло важливого значення головним чином у зв'язку зі збільшенням їх глибини до декількох сотень метрів і великими масштабами гірничих робіт, які викликають значну запиленість і загазованість атмосфери. Розрізняють **природне** і **штучне** провітрювання кар'єру. Природне провітрювання відбувається в кар'єрних просторах за рахунок дії природних вентиляційних сил вітру і тепла, в процесі чого спостерігається винесення шкідливих домішок з кар'єру [21].

Кар'єр являє собою своєрідну, але частину земної поверхні, і повітрообмін в ньому залежить від впливу тих самих факторів: швидкості вітру і температури повітря в приземному шарі [22].

Існують чотири принципових схеми провітрювання кар'єрів. Перша з них – **прямоструминна** [21], яка може існувати на неглибоких кар'єрах або на кар'єрах з дуже пологими бортами (рис. 3.1).

Прямоструминна схема ефективна при швидкості вітру більше $0,8 \div 1,0$ м/с і при куті похилу підвітряного борту до 15° [22].

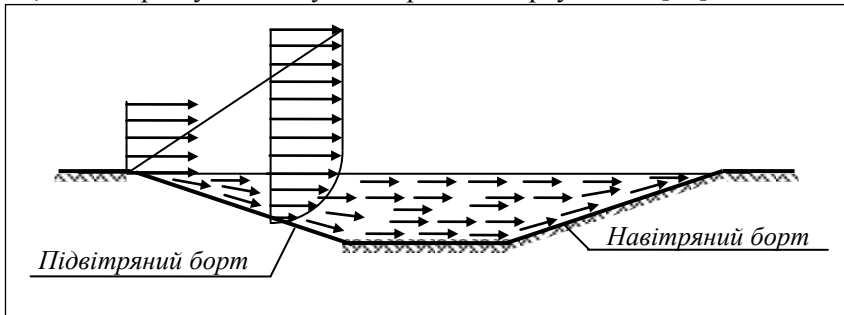


Рис. 3.1. Прямоструминна схема провітрювання кар'єру

На глибоких кар'єрах або при більших кутах нахилу їх бортів актуальною стає **рециркуляційна** схема провітрювання (рис. 3.2).

При цій схемі в кар'єрі утворюється вільний повітряний струмінь в межах якого швидкість повітря змінюється від швидкості вітру на верхньому кордоні струменя до нуля на нижньому, а в подальшому (нижче лінії *ОВ*) рух повітря відбувається у зворотному напрямі (звідси назва «рециркуляційна схема»). Кут розкриття струменя $\alpha \approx 15^\circ$. При рециркуляційній схемі шкідливі домішки виносяться повітрям, що рухається вище за лінію *ОВ* в зоні супутнього потоку.

В зоні зворотного потоку виникають застійні області і можливе накопичення забруднюючих речовин.

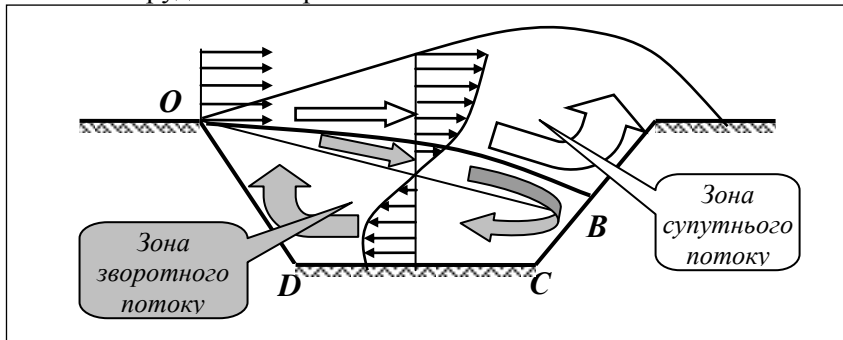


Рис. 3.2. Рециркуляційна схема провітрювання кар'єра

При відсутності вітру циркуляція повітря в кар'єрі формується під дією термічних об'ємних сил [22]. Повітря в кар'єрі підігрівається від нагрітих поверхонь кар'єра (бортів, дна, які нагріваються сонцем або теплом ендогенних процесів в гірських породах). Нагріте повітря, густина якого зменшується, починає рух вгору поздовж бортів кар'єра, видаляючи з нього забруднюючі речовини. На зміну цьому забрудненому повітрю в кар'єр опускається значно чистіше холодне повітря, що має більшу густину. Це **конвективна** схема провітрювання (рис. 3.3).

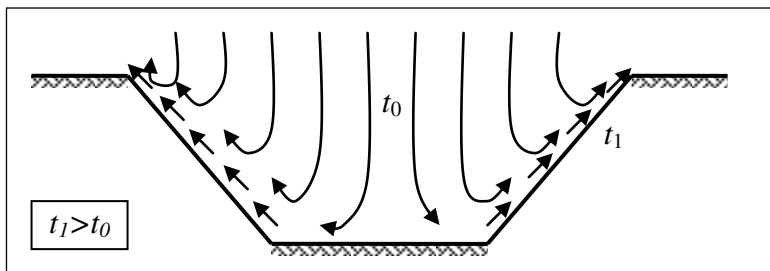


Рис. 3.3. Конвективна схема провітрювання кар'єра

Ця схема працює при малій швидкості вітру (до 0,8 м/с), коли в кар'єрі не виникають викликані вітром турбулентності. За цих умов швидкість конвективних потоків біля верхнього борту глибокого (200÷300 м) кар'єра може досягати 1,5 м/с [22].

При охолодженні бортів кар'єра і малій рухомості зовнішнього повітря (також до 0,8 м/с) механізм руху повітря докорінно змінюється. Шари повітря, які контактують з холодними бортами кар'єра, охолоджуються інтенсивніше ніж ті, які знаходяться ближче до його центра. Охолоджене і більш «важке» повітря спускається (з швидкістю до 1 м/с) поздовж бортів вниз, витісняючи тепліше повітря з кар'єра (рис. 3.4). Це **інверсійна** схема провітрювання, яка є найменш ефективною, оскільки практично не знижує вміст шкідливих домішок в повітрі кар'єра.

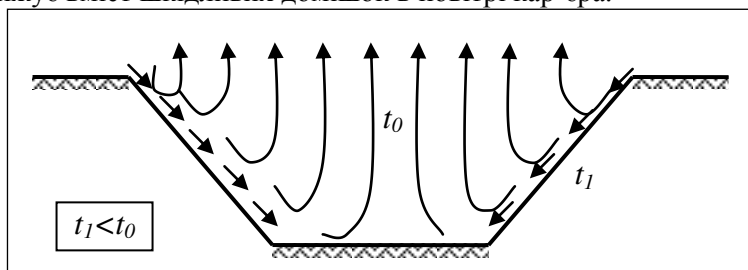


Рис. 3.4. Інверсійна схема провітрювання кар'єра

В реальних умовах утворюються сполучення різних схем провітрювання. Приміром, навіть при сильному вітрі потік повітря не проникає в кар'єр глибше 150÷200 м. Циркуляція повітря зумовлюється переважно термічними процесами. За різних обставин виникають пряموструминно-конвективна, конвективно-інверсійна схеми.

З метою інтенсифікації природного провітрювання кар'єра рекомендується:

- орієнтувати кар'єр з урахуванням «рози вітрів»;
- вибирати раціональні похили бортів і глибину кар'єра;
- створювати на поверхні кар'єра штучні споруди з урахуванням підвищення турбулізації повітряних потоків та ін.

Для поліпшення повітрообміну в кар'єрному просторі використовують і **штучну** вентиляцію, яка також може бути місцевою та загальнообмінною. Штучна вентиляція здійснюється двома способами:

- за допомогою труб і виробок;
- вільними струменями (рис. 3.5).

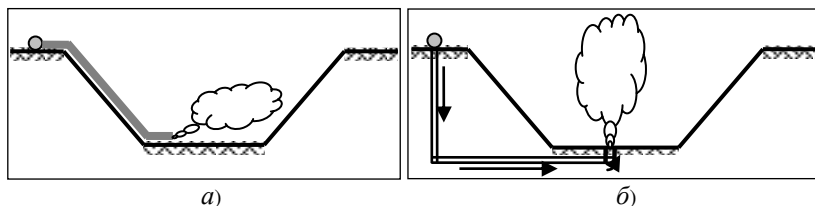


Рис. 3.5. Вентиляція кар'єра з використанням труб (а) і виробок (б)

Обидва способи вважаються недостатньо ефективними через обмеженість продуктивності сучасних засобів вентиляції та високі економічні затрати.

Технічні засоби, які застосовуються при вентиляції кар'єрів вільними струменями, можна розділити на три групи:

- установки на базі вентиляторів (використовуються шахтні вентилятори і спеціальні вентилятори для провітрювання кар'єрів);
- установки на базі авіаційної техніки (використовуються бувші у використанні турбогвинтові та турбореактивні двигуни і несучі гвинти гелікоптерів, які встановлюють таким чином, що створюється висхідний потік повітря);
- теплові установки (використовується конвективний рух підігрітих мас повітря).

На завершення можна зазначити, що питання вентиляції глибоких (понад 400-450 м) не можна вважати остаточно вирішеним. Через це в деяких випадках доводиться передчасно переходити на підземну розробку родовища [30].

3.3. Вентиляція та аспірація у виробничих приміщеннях¹⁶

Стан повітря у виробничих зонах приміщень регламентується Законом України про охорону праці [23], діючим в Україні ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны¹⁷» [24], відомчими нормативними документами, при-

¹⁶ Замкнені простори в спеціально призначених будівлях і спорудах, в яких постійно (по змінах) або періодично (протягом робочого дня) здійснюється трудова діяльність людей [24].

¹⁷ Робоча зона – це простір, обмежений по висоті 2 м над рівнем підлоги або майданчики, на яких знаходяться місця постійного або непостійного (тимчасового) перебування тих, що працюють [24].

міром – Державними санітарними нормами і правилами «Підприємства вугільної промисловості» (ДСП 3.3.1.095-2002) [25].

Виробничим мікрокліматом називається фізичний стан повітряного середовища приміщень, який визначається параметрами – температурою, вологістю, рухом повітря та тепловим випромінюванням нагрітих поверхонь, які в сукупності впливають на тепловий стан організму людини [26]. Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря в заданих метеорологічних умовах у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається виведенням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею до нього свіжого повітря.

У звичайних приміщеннях повітрообмін відбувається через відкриті двері та вікна, а також щілини. Такий повітрообмін називають неорганізованим. Під організованим повітрообміном, тобто тим, що регулюється, розуміють якраз систему вентиляції.

Системи вентиляції призначені для виведення шкідливих речовин, що утворюються у виробничому приміщенні, і припливу свіжого повітря для підтримки допустимих санітарно-гігієнічних параметрів середовища.

Системи вентиляції потрібно монтувати так, щоб потоки теплого і холодного повітря не були спрямовані на людей. Рекомендується створювати динамічний клімат із визначеними перепадами показників. Приміром, температура повітря на поверхні підлоги і на рівні голови не повинна відрізнятися більше, ніж на 5°C. Основним параметром вентиляційної системи є кратність обміну, тобто скільки разів за годину зміниться повітря в приміщенні.

Розрахунок об'єму повітря L_1 , який треба подати в приміщення для видалення надлишків тепла виконують за формулою

$$L_1 = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{вуд}} - t_{\text{нр}})}, \quad (3.1)$$

де Q – загальна кількість тепла, що виділяється у приміщенні, Вт ; c – теплоємність повітря, $\text{Дж/кг} \cdot \text{град.}$; ρ – густина повітря, кг/м^3 ; $t_{\text{вуд}}$ – температура повітря, що видаляється, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{нр}}$ – температура припливного повітря, $^{\circ}\text{C}$

Об'єм повітря L_2 , який треба подати в приміщення для видалення надлишків шкідливих речовин виконують за іншою формулою:

$$L_2 = \frac{1000 \cdot G}{ГДК_{\text{пз}} - C}, \quad (3.2)$$

де де G - кількість забруднюючих речовин, що виділяються за годину, $г/год$; $ГДК_{pz}$ - гранично допустима концентрація забруднюючих речовин в робочій зоні, $мг/м^3$; C - концентрація шкідливих речовин в припливному повітрі, $мг/м^3$.

При одночасному вмісті в повітрі робочої зони декількох шкідливих речовин односпрямованої дії (за висновком органів державного санітарного нагляду) сума відношень фактичних концентрацій кожного з них ($K_1, K_2 \dots K_n$) в повітрі до їх ГДК ($ГДК_1, ГДК_2 \dots ГДК_n$) не повинна перевищувати одиниці [24]

$$\frac{K_1}{ГДК_1} + \frac{K_2}{ГДК_2} + \dots \frac{K_n}{ГДК_n} \leq 1. \quad (3.3)$$

Систему вентиляції проектують для більшого з значень L_1 або L_2 , коли визначений за вищенаведеними формулами об'єм повітря менше ніж нормована кратність повітрообміну (додаток 6). У стандарті [24] наведені дані гранично допустимих концентрацій для 1307 забруднюючих речовин. У додатку 6 (табл. 6.2) для прикладу наведені ГДК лише деяких видів пилу. Нормативи граничнодопустимих викидів забруднюючих речовин із стаціонарних джерел затверджені також Міністерством охорони навколишнього природного середовища України № 309 від 27.06.2006 р.

Швидкість руху повітря в повітропроводах вентиляційних систем зазвичай приймають в межах $2 \div 10$ м/с, в аспіраційних (для запобігання засмічення) рекомендована швидкість зростає до $10 \div 25$ м/с. В магістралях потрібно приймати швидкість повітря більшу, ніж у відгалуженнях. Також швидкість має зростати по мірі наближення до вентилятора. Правильний вибір швидкості повітря сприяє надійній та економічній роботі вентиляційної системи і дозволяє уникнути виникнення надмірного шуму і вібрацій в трубах і елементах системи.

Діаметр труб повітропроводів при продуктивності системи L ($м^3/с$) і обраній швидкості V ($м/с$) розраховується за формулами [10]

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot L}{\pi \cdot V}} = 1.13 \sqrt{\frac{L}{V}}, \text{ м} \quad (3.4)$$

Приклад розрахунку вентиляційної системи.

Необхідний теоретичний матеріал вже викладений у попередніх розділах та на початку цього, і читач має можливість виконати розрахунок нескладної (для початку) вентиляційної системи власними силами. Якщо це не вдалося, можна звернутись до додатку 8, де наведено приклад такого розрахунку. Нижче наведений приклад спрощеного розрахунку вентиляції виробничого приміщення.

1). **Визначення об'єму приміщення**, що підлягає вентиляванню.

Розміри робочого приміщення:

- довжина $B = 7.35$ м;

- ширина $A = 4.9$ м;

- висота $H = 4.2$ м.

Об'єм приміщення дорівнює:

$$V_{\text{прим.}} = A \cdot B \cdot H = 7,35 \cdot 4,9 \cdot 4,2 = 151,263 \text{ м}^3 \quad (3.5)$$

2). **Необхідний для обміну об'єм повітря** $V_{\text{вент}}$ визначимо виходячи з рівняння теплового балансу:

$$V_{\text{вент}} \cdot c (t_{\text{виход}} - t_{\text{приход}}) \cdot \rho = 3600 \cdot Q_{\text{надл}}, \quad (3.6)$$

де $Q_{\text{надл}}$ – надлишкова теплота (Bm); $c = 1000$ – питома теплопровідність повітря ($Дж/кг \cdot град.$); $\rho = 1.2$ – густина повітря ($кг/м^3$).

Приймаємо температуру повітря, що надходить ззовні, $t_{\text{приход}} = 18^\circ C$.

Температура повітря, що виходить з виробничого приміщення, визначається за формулою:

$$t_{\text{виход}} = t_{\text{р.м.}} + (H - 2) t = 25 + (4.2 - 2) 2 = 29.4^\circ C, \quad (3.7)$$

де $t = 1 \div 5^\circ C$ - збільшення температури на 1м висоти приміщення; $t_{\text{р.м.}} = 25^\circ C$ - температура на робочому місці; $H = 4.2$ м - висота приміщення;

Надлишкове тепло $Q_{\text{надл}}$ формується принаймні з чотирьох джерел:

$$Q_{\text{надл}} = Q_{\text{надл.1}} + Q_{\text{надл.2}} + Q_{\text{надл.3}} + Q_{\text{надл.4}}, \quad (3.8)$$

де $Q_{\text{надл.1}}$ – надлишок тепла від електроустаткування і освітлення; $Q_{\text{надл.2}}$ – тепловиділення від сонячної радіації; $Q_{\text{надл.3}}$ – тепловиділення людей; $Q_{\text{надл.4}}$ – тепловиділення від обладнання.

$$Q_{\text{надл.1}} = E \cdot p = 0.55 \cdot 600 = 330 \text{ Вт}, \quad (3.9)$$

де E - коефіцієнт втрат електроенергії на тепловідвід ($E=0.55$ для освітлення); p – потужність лампочок світильників, $p = 40 \text{ Вт} \cdot 15 = 600 \text{ Вт}$.

$$Q_{\text{нагл.2}} = m \cdot S \cdot k \cdot Q_c = 4,6 \cdot 3 \cdot 0,6 \cdot 127 = 1052 \text{ Вт}, \quad (3.10)$$

де m - число вікон, 3; S - площа вікна, $S = 2,3 \cdot 2 = 4,6 \text{ м}^2$; k - коефіцієнт, що враховує теплоізолюючу дію скла (для подвійного скління $k = 0,6$); $Q_c = 127 \text{ Вт/м}$ - питоме тепловиділення від вікон.

$$Q_{\text{нагл.3}} = n \cdot q = 5 \cdot 80 = 400 \text{ Вт}, \quad (3.11)$$

де $q = 80 \text{ Вт/люд.}$ - питоме виділення тепла однією людиною; n - число людей, 5.

Тепло, що надходить у приміщення від одного комп'ютера дорівнює $0,3 \text{ кВт}$. Від іншого устаткування приймаємо виділення тепла по $0,1 \text{ кВт}$ від одиниці устаткування, тоді

$$Q_{\text{нагл.4}} = 0,3 \cdot 5 + 0,1 \cdot 3 = 1,8 \text{ кВт} = 1800 \text{ Вт} \quad (3.12)$$

Здійснюємо підстановку в формулу (3.7):

$$Q_{\text{нагл}} = 330 + 1052 + 400 + 1800 = 3582 \text{ Вт}$$

З формули (3.1) і (3.5)

$$\begin{aligned} L_1 = V_{\text{вент}} &= 3600 \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{вюд}} - t_{\text{нр}})} = \\ &= 3600 \frac{3582}{1000 \cdot 1,2 \cdot (29,4 - 18)} = 1131 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Кратність повітрообміну характеризує ефективність системи вентиляції і у нашому випадку складає

$$K = \frac{V_{\text{вент}}}{V_{\text{прим}}} = \frac{1131}{151,263} = 7,48. \quad (3.14)$$

Одержане значення приблизно відповідає вимогам до вентиляції офісів ($K = 5 \div 7$, додаток 6, табл. 6.1).

3). Вибір вентилятора для даного приміщення.

Вентиляційна система складатиметься з наступних елементів:

- припливної камери, до складу якої входять вентилятор з електродвигуном і жалюзійна решітка для регулювання об'єму повітря, що надходять;

- круглого сталевового повітроводу довжиною $1,5 \text{ м}$;

- повіторозподільника для подачі повітря в приміщення.

Втрати тиску у вентиляційній системі можна визначити за спрощеною формулою:

$$P_{заг} = R \cdot l + \sum_1^i \xi_i \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (3.15)$$

де $P_{заг}$ – загальні втрати тиску, $Па$;

R - питомі втрати тиску на тертя у повітроводі, $Па/м$;

l - довжина повітроводу, $м$;

ρ - густина повітря, 1.2 кг/м^3 ;

V - швидкість повітря, приймаємо $V = 3 \text{ м/с}$;

Визначивши, що $L_1 = 1131 \text{ м}^3/\text{год.} = 0,314 \text{ м}^3/\text{с}$ (формула 3.13) необхідний діаметр повітроводу для даної вентиляційної системи розраховуємо за формулою (3.4):

$$d = 1.13 \sqrt{\frac{L_1}{V}} = 1.13 \sqrt{\frac{0,314}{3}} = 0,366 \text{ м.} \quad (3.16)$$

Приймаємо найближчу більшу стандартну величину діаметра 0.40 м (див. розд. 2, с. 65), при якій питомі втрати тиску на тертя у повітроводі $R \approx 0.25 \text{ Па/м}$ (додаток 7, рис. 7.1).

Місцеві втрати виникають у жалюзійній решітці ($\xi_1 = 1.2$), повіторозподільнику ($\xi_2 = 1.4$) Звідси, сумарний коефіцієнт місцевих втрат у системі:

$$\xi_{\text{сум}} = 1.2 + 1.4 = 2,6.$$

Підставивши одержані значення в формулу (3.15), одержимо

$$P_{заг} = 0,25 \cdot 1,5 + 2,6 \cdot \frac{1,2 \cdot 3^2}{2} = 14.42 \text{ Па.} \quad (3.17)$$

З урахуванням необхідності 10% запасу тиску і продуктивності вентилятора, вибір останнього здійснюємо за продуктивністю

$$P_{\text{вент}} = 1,1 \cdot 14,42 = 15,86 \approx 16 \text{ Па};$$

$$L_{\text{вент}} = 1,1 \cdot 1131 = 1244 \text{ м}^3/\text{год.}$$

По каталогу може бути вибраний вентилятор осьової серії МЦ4 з продуктивністю по повітрю $1600 \text{ м}^3/\text{год}$, тиск - 40 Па , к.к.д. - 65% , швидкість обертання - 960 об/хв , діаметр колеса - 400 мм , потужність електродвигуна - 320 Вт .

Можна застосувати також осьовий вентилятор марки ОВ 4Е 300 продуктивністю $1340 \text{ м}^3/\text{год.}$ і потужністю приводу 75 Вт [27].

Аспірація виробничих приміщень призначена для видалення запиленого повітря від його джерела. Для усунення джерел пилу використовують системи аспірації з розгалуженою мережею повітропроводів та газоочисним обладнанням. Найбільша потреба в аспіраційних установках на підприємствах зі зберігання та переробки зернових продуктів, на цегельних заводах, в кар'єрах, на торфобрикетних заводах тощо.

Система аспірації – це пиловідсмоктувальна вентиляція, що видаляє повітря з вмістом пилу понад 1 кг в 1 м^3 , причому в такий спосіб, що пил обминає робочу зону (принцип показано на рис. 3.6)

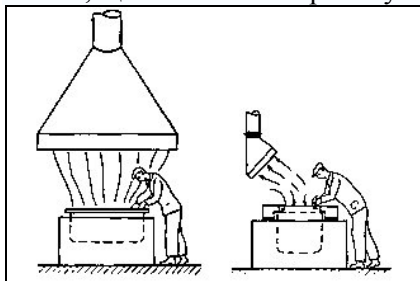


Рис. 3.6. Помилкове (зліва) і правильне (праворуч) відсмоктування шкідливих речовин з робочої зони

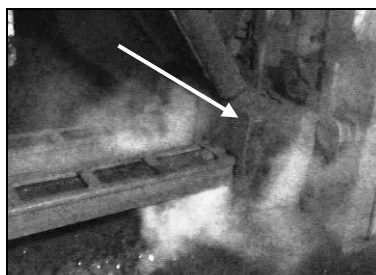


Рис. 3.7. Прорив забрудненого повітря з горловини преса на торфобрикетному заводі (стрілкою показана пиловідсмоктувальна камера)

(фото автора)

Відмінною особливістю аспіраційної системи є сильно похилі повітропроводи. У менш заплених виробництвах використовується пиловивідна вентиляція, яка може й не мати яскраво виражених похилих повітропроводів. На торфобрикетних заводах потрібно мати принаймні три автономні системи пиловловлювання:

- від зівів пресів (в зоні виходу з преса брикетної стрічки);
- від штемпелів торфобрикетних пресів;
- від скребкового конвеєра над пресами (у пресовому відділенні).

Зі сторони зіву преса (рис. 3.7) разом з брикетом виходять пара вологи, а також летючі продукти термічного розпаду торфу на поверхні брикетів. Ці викиди утворюють в повітрі виробничого приміщення туман. Тому система відведення вказаних продуктів одержала назву „система обезтуманювання”. Вона встановлюється спільна на групу з декількох пресів (рис.3.8).

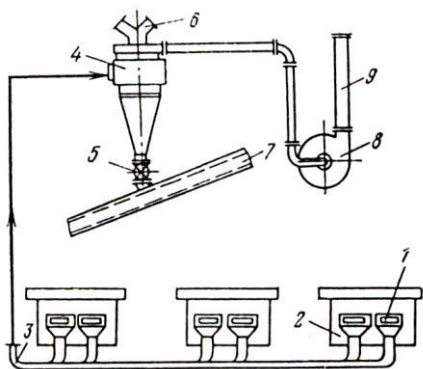


Рис. 3.8. Схема системи обезтуманювання штемпельних пресів: 1-відсмоктувальна камера; 2-штемпельний прес; 3-пиловий колектор; 4-циклон; 5-шлюзовий затвор; 6-вибуховий клапан; 7-скребковий конвеєр пилу й лому; 8-вентилятор; 9-вихлопна труба

Відсмоктувальні камери 1 встановлюються біля зіву пресу (в зоні виходу кожної брикетної стрічки) і вловлюють викиди (водяну пару, пил та окалину), які з потоком повітря потрапляють до пилового колектору 3 і спрямовуються в циклон 4. Вловлені циклоном частинки пилу та лому (окалини) конвеєром 7 транспортуються в бункер-накопичувач, розташований ззовні, а очищене повітря через вентилятор 8 і вихлопну трубу 9 викидається в атмосферу.

Викид пилу з-під штемпеля при його русі вперед становить від 5 до 65 кг/год. [29]. Цей пил потрапляє до вузла пилозйому 5 (рис. 3.9) та прийомних пристроїв 6, розрідження в яких створене вентилятором 2 продуктивністю $2200 \div 2400 \text{ м}^3/\text{год.}$ (на один прес). З швидкістю $20 \div 30 \text{ м/с}$ запилене повітря рухається по трубопроводу 7 у збірний колектор 4, звідки подається до послідовно з'єднаних циклонів 3. Осаджений в циклонах торф знову повертається на брикетування. Після проходження через вентилятор 2 механічно очищене, але все ще запилене повітря подається до мокрого скрубера 1, де відбувається останній етап вже гідравлічного очищення.

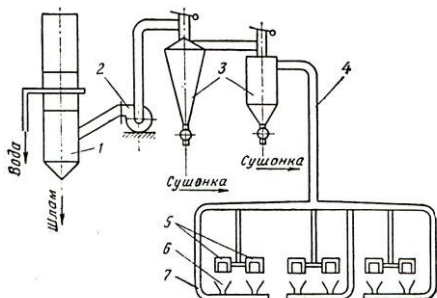


Рис. 3.9. Схема системи обезпилювання штемпельного преса: 1-скрубер; 2-вентилятор; 3-циклони; 4-збірний колектор; 5-вузли пилозйому; 6-приймні пристрої під ущільненнями штемпельів; 7-трубопроводи

Третя аспіраційна система призначена для обезпилювання скребкового конвеєра над пресами. Приклад такої системи для заводу потужністю 30 тис. т брикету на рік показаний на рис.3.10.

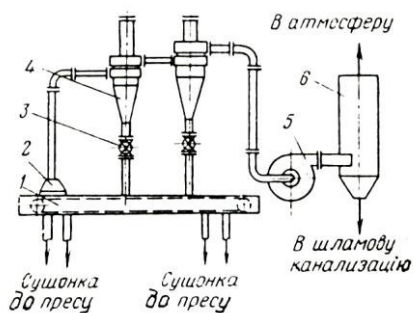


Рис. 3.10. Схема системи обезпилювання конвеєра над пресами: 1-скребковий конвеєр; 2-камера пиловідсмоктування; 3-шлюзовий затвор; 4-циклон; 5-вентильатор; 6-скрубер

Пил відсмоктується з однієї точки скребкового конвеєра 1, осаджується в двох послідовно змонтованих циклонах 4 типу ЦН-15 і через шлюзові затвори 3 повертається на конвеєр 1. Повітря, яке через вихлопну трубу виходить з циклона, радіальним вентильатором високого тиску 5 марки ВВД-9 подається у відцентровий скрубер ВТИ (позиція 6) і після проходження мокрого очищення виходить назовні.

Для уникнення небезпеки здійснення пилу приплив повітря в запилене приміщення здійснюється з малими швидкостями.

3.4. Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента

Теоретичні запитання до розділу 3

Тест 3.1

№ запитання	Запитання	Варіанти відповідей	
		№	Відповідь
1	2	3	4
1.	Які чинники впливають на дієвість природної вентиляції?	1	Правильний вибір вентильатора
		2	Глибина кар'єра
		3	Температура повітря, його тиск залежно від висоти, швидкість вітру
2.	Система механічної вентиляції може бути	1	Припливною або витяжною
		2	Тільки витяжною
		3	І припливною, і витяжною, і припливно-витяжною

Продовження тесту 3.1

1	2	3	4
3.	Чи ефективна загально-обмінна вентиляція цеху, в якому є локальні джерела викиду пилу?	1	Ефективна
		2	Ефективна, якщо вона витяжна
		3	Не ефективна, навіть шкідлива, потрібно монтувати аспіраційну систему
4.	Прямоструминна схема провітрювання кар'єру ефективна	1	при швидкості вітру більше $0,8 \div 1,0$ м/с
		2	при швидкості вітру не більше $1,0$ м/с
		3	при швидкості вітру більше $0,5 \div 0,8$ м/с
5.	При рециркуляційній схемі провітрювання кар'єру застійні зони	1	відсутні
		2	виникають в зоні супутнього потоку
		3	Виникають в зоні зворотного потоку
6	Під дією термічних об'ємних сил в кар'єрі формується	1	конвективна схема провітрювання
		2	інверсійна схема провітрювання
		3	рециркуляційна схема провітрювання
7.	Вентиляція кар'єра вільними струменями є одним з видів	1	його штучної вентиляції
		2	його природної вентиляції
		3	його штучної чи природної вентиляції
8.	Турбогвинтові та турбореактивні двигуни і несучі гвинти гелікоптерів реалізують схему провітрювання кар'єра	1	вільними струменями
		2	за допомогою труб і виробок
		3	рециркуляційно-інверсійну
9.	Вентиляція виробничого приміщення досягається	1	виведенням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення
		2	відведенням забрудненого або нагрітого повітря, його фільтрацією, охолодженням і поверненням назад
		3	виведенням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею до нього свіжого повітря
10	Неорганізованим повітрообміном приміщення називають той, що виникає через	1	довільно, несистематизовано встановлені вентилятори
		2	одночасну дію припливної та витяжної вентиляцій
		3	відкриті двері та вікна, а також щілини
11	У формулі $L_1 = \frac{Q}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{вуд}} - t_{\text{нр}})}$	1	Q – загальна кількість тепла, що виділяється у приміщенні, Вт
		2	Q – продуктивність вентилятора, м ³ /год.
		3	Q – загальний об'єм приміщення, м ³

Продовження тесту 3.1

1	2	3	4
12	Швидкість руху повітря в повітропроводах вентиляційних систем зазвичай приймають	1	в межах $5 \div 10$ м/с
		2	в межах $1 \div 25$ м/с
		3	в межах $2 \div 10$ м/с
13	Швидкість руху повітря в повітропроводах аспіраційних систем зазвичай приймають	1	в межах $10 \div 25$ м/с
		2	в межах $1 \div 25$ м/с
		3	в межах $2 \div 10$ м/с
14	У формулі $d = \sqrt{\frac{4 \cdot L}{\pi \cdot V}} = 1.13 \sqrt{\frac{L}{V}}$, м	1	L – продуктивність системи, $\text{м}^3/\text{с}$
		2	L – перепад рівнів в приміщенні, м
		3	L – сумарна довжина повітропроводів, м
15	Аспірація виробничих приміщень призначена для	1	видалення запиленого повітря з виробничого приміщення
		2	видалення запиленого повітря від його джерела
		3	охолодження повітря до нормативної температури

Завдання для самостійної роботи

Завдання 1.



Рис. 3.11

Проаналізуйте рис. 3.11 на предмет:

- 1.1. яка система - вентиляційна чи аспіраційна - показана на рисунку?;
- 1.2. повітря: подається, забирається чи подається і забирається з приміщення?

Поясніть свої висновки.

Завдання 2.



0



3



1



4



2

2.1. Схематично зобразіть, опишіть прямоструменеву, рециркуляційну, конвективну та інверсійну схеми провітрювання кар'єра;

2.2. за характером руху пилу і продуктів вибуху визначіть, яка з перелічених у п. 2.1 схем використовується в даному кар'єрі. Поясніть свій вибір.

Рис. 3.12. Аерація кар'єра після вибуху

(фото автора)

Завдання 3.

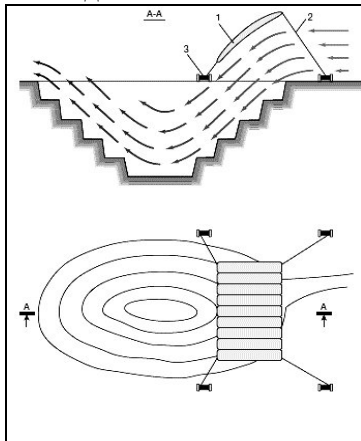


Рис. 3.13. Схема екрана

На рис. 3.13 показана схема встановлення екрана. Роздивіться цю інноваційну, доволі оригінальну схему і опишіть:

3.1. Яку функцію виконує екран?

3.2. Для чого потрібно регулювати положення екрана в просторі і яким чином це регулювання здійснюється?

Додаткову інформацію з цього питання можна одержати на сайті <http://www.mining-media.ru/articles/new-technology/butkin-11-09-2008>,

а також <http://www.mining-media.ru/arhiv/2002/3/40>

4. БУДОВА ТА РОЗРАХУНОК ПНЕВМОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

4.1. Типи пневмотранспортних систем

Розрізняють три типи систем пневматичного транспортування сипких матеріалів: всмоктувальні, нагнітальні та всмоктувально-нагнітальні. Вони транспортують сипкий матеріал, що перебуває у потоці повітря чи димових газів у завислому або частково завислому стані. Аеросуміш являє собою гетерогенну систему, що складається з двох компонентів, які значно відрізняються за фізико-механічними властивостями: газу (повітря) і частинок матеріалу.

Недоліком пневмотранспортних систем вважають великі витрати енергії на одиницю матеріалу, що транспортується (до 5 кВт·год./т), а також підвищений шум, що створюється вентиляторами і рухомим матеріалом в трубах, подрібнення матеріалу і необхідність очищення відпрацьованого повітря. Водночас, пневмотранспорт має й низку переваг [16]:

1. Гнучкість траси. Транспортний трубопровід може бути прокладений в будь-якому напрямі, легко обминає перешкоди.

2. Висока маневреність. По одному трубопроводу можна переміщувати матеріал, що транспортується, з різних місць в один пункт призначення або за декількома адресами.

3. Легкість автоматизації. З одного пульта можна дистанційно керувати всіма елементами установки.

4. Компактність. Транспортна установка має просту конструкцію, оскільки її тяговий орган (повітря) береться з навколишнього середовища.

5. Герметичність. При транспортуванні матеріалу виключається його втрата, що попереджує забруднення довкілля.

6. Супутні можливості. Одночасно з транспортуванням подрібненого матеріалу можливо виконувати інші технологічні і санітарно-гігієнічні операції: аспірацію цехів, сушіння матеріалу, його фракціонування.

7. Економічність. При відстані транспортування матеріалу понад 100 м пневматичний транспорт здебільшого економічніший за механічний транспорт.

Розглянуті у попередньому розділі аспіраційні системи теж відносяться до пневмотранспортних, оскільки транспортують аеросуміш зі значною ($\mu > 1$) концентрацією пилу. При складанні аспіраційних систем використовуються звичайні трубопроводи, їх фасонні частини та радіальні пилові вентилятори.

Реально транспортні пневматичні системи, завданням яких є не просто відведення запиленого повітря, а транспортування сипких, а то й кускуватих матеріалів, здебільшого мають вищу швидкість руху повітряного потоку і, відповідно, більші втрати тиску. Тому в таких системах встановлюють вентилятори високого тиску типу ВВД (від рос. «вентилятор высокого давления»), які створюють тиск до 6000 Па. Але вони мають підключатися лише до нагнітального повітропроводу, оскільки не можуть пропускати через себе матеріалоповітряну суміш.

Вентилятори ВВД виробляється і в Україні. Характеристики вентиляторів виробництва НВО «Укрвентсистеми» (м. Харків) наведені в таблиці 4.1, аеродинамічні характеристики – в додатку 3.

Таблиця 4.1

Характеристики вентиляторів ВВД [35]

Вентилятор (аналог)	Номер	Електропостачання		Продуктивність, м ³ /год	Тиск, Па
		потужність, кВт	частота обертання, об/хв		
ВР 165-15.1-5 (ВВД-5)	5	5,5	3000	1270	5580
		7,5	3000	1380	6830
ВР 165-15.1-8 (ВВД-8)	8	7,5	1500	6000	3200
		11	1500	6000	3200
		15	1500	6850	4180
		22	1500	7500	5290
		30	1500	7500	5290
ВР 165-15.1-9 (ВВД-9)	9	18,5	1500	6500	4000
		22	1500	7800	5200
		30	1500	8500	6000
		45	1500	8500	6000
ВР 165-15.1-11,2 (ВВД-11,2)	11	22	1500	10500	3700
		30	1500	10500	3700
		45	1500	12200	5300
		55	1500	13000	6000

4.2. Подавання матеріалу до пневмотранспортної системи

Подавання матеріалу до пневмотранспортної системи може здійснюватись примусово (наприклад, за допомогою механічних живильників) або шляхом всмоктування аеросуміші через спеціальні насадки – сопла.

У стаціонарних пневмотранспортних системах використовуються переважно механічні живильники. На заводах з переробки торфу (при виготовленні паливних брикетів, поживних ґрунтів, субстратів та ін.) здебільшого зустрічаються шнекові (гвинтові) та шлюзові живильники (рис. 4.1 та 4.2)

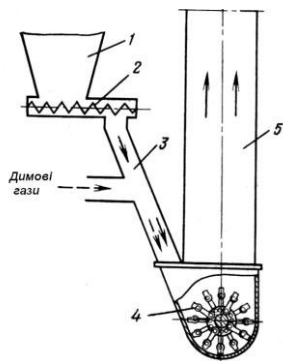


Рис. 4.1. Шнековий живильник шахтномливної сушарки:
1 – бункер; 2 – шнековий живильник; 3 – підсушувальний рукав; 4 – млин; 5 – шахта

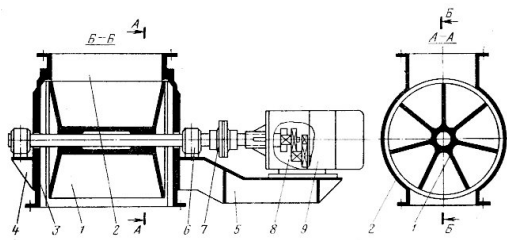


Рис. 4.2. Шлюзовий живильник: 1 – комірковий ротор; 2 – корпус; 3 – торцеві стінки; 4 – накладка ліва; 5 – накладка-консоль; 6 – підшипник; 7 – муфта; 8 – редуктор; 9 – електричний двигун

Обов'язковою вимогою до механічних живильників пневмотранспортних систем є їх герметичність, тобто здатність протидіяти підсмоктуванню повітря з атмосфери при завантаженні системи матеріалом, що транспортується. Тому шлюзові живильники ще називають шлюзовими затворами. Для поліпшення їх герметичності можна встановити торцеві ущільнювачі на лопатках ротора.

Продуктивність шлюзового живильника

$$Q = 60 \cdot V_{\kappa} \cdot z \cdot n \cdot \psi, \quad (4.1)$$

де V_k – об’єм комірки ротора; z – кількість комірок; n – частота обертання ротора, об./хв.; ψ – коефіцієнт заповнення комірок.

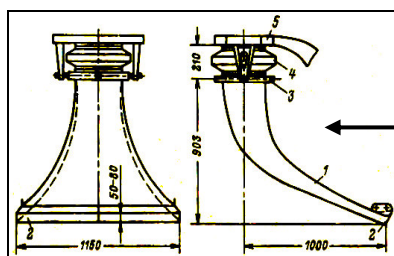
Продуктивність шнекового живильника

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} H \cdot n \cdot 60 \cdot \psi \cdot \gamma, \quad (4.2)$$

де D – діаметр шнека, здебільшого $0,15 \div 0,30$ м; H – крок гвинта, м, приймається звичайно в межах $(0,8 \div 1,00)$ D ; частота обертання шнека, здебільшого $20 \div 80$ об./хв.; ψ – коефіцієнт заповнення шнека, приймається $0,3 \div 0,4$ [32].

В мобільних пневмотранспортних установках (в першу чергу – у пневматичних машинах для збирання і транспортування фрезерного торфу) для подавання матеріалу в систему з поверхні технологічного майданчика використовують сопла.

Сопло – це вигнутий конусоподібний патрубок, прямокутна форма перерізу якого поступово змінюється від щілеподібної на вході до квадратної або круглої на виході (рис. 4.3):



а)



б)

Рис. 4.3. Сопла пневматичних збиральних машин: а) – БПФ-3М (СРСР); б) – ЛК-35DF (Фінляндія)

З метою недопущення вихороутворення і виникнення надмірних турбулентностей кут розходження стінок сопла не повинен перевищувати 6° . Висота щілини сопла звичайно $a = 40 \div 60$ мм, ширина - до 1,2 м. Швидкість струменя повітря на вході до сопла становить $26 \div 45$ м/с. Для попередження поломок сопел при зустрічі з нерівностями поверхні сопла виготовляють вигнутими і встановлюють відповідним чином відносно напрямку руху (див. рис. 4.3).

У 80-х роках ХХ століття великі надії покладались на так звані активні сопла, які не тільки всмоктували повітря і частинки торфу з поверхні карти, а й збуджували розстил струменем повітря, яке

звільнилось від торфу в бункері машини і, за принципом рециркуляції, підводилось до зони всмоктування (рис.4.4, 4.5).

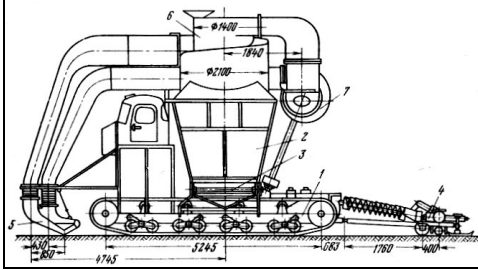


Рис. 4.4. Схема комбайна КПФ-6,4 [33]: 1 – гусеничний хід; 2 – бункер; 3 – конвеєр; 4 – фрезер; 5 – активне сопло; 6 – циклон; 7 – вентилятор

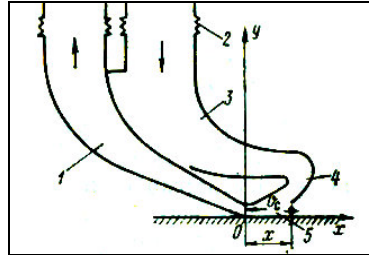


Рис. 4.5. Схема активного сопла [34]: 1 – всмоктувальний канал; 2 – нагнітальний канал; 3 – робоча камера; 4 – колектор; 5 – отвір

Теоретично активні сопла мали знизити витрати енергії на збирання торфу, покращити повноту збирання, зменшити пилення. Однак і на сьогодні вони не впроваджені у жодній країні світу.

Розглянемо чинники, які впливають на продуктивність пневмосистеми торфозбиральної машини. Якщо з 1 м^2 збирається фрезерний торф масою q , то, при ширині сопла b і поступальній швидкості руху сопла v , за одиницю часу у сопло потрапить торф масою M

$$M = q b v \quad (4.3)$$

З іншого боку кількість торфу, що подається соплом до пневмосистеми, визначається концентрацією аеросуміші

$$M'_m = \mu M_n = \mu a b v_n \rho \quad (4.4)$$

де μ - масова концентрація аеросуміші, *кг матеріалу/кг повітря*; M_n - продуктивність пневмосистеми по повітрю, *кг пов./с*; a і b - розміри щілини сопла, *м*; v_n - швидкість повітря на вході до сопла, *м/с*.

Прирівнюючи (4.3) і (4.4), одержимо рівняння

$$q = \frac{a \cdot \rho \cdot \mu \cdot v_n}{v} \quad (4.5)$$

що дає змогу оцінити вплив окремих факторів на збір торфу з одиниці площі. Очевидно, що із зростанням поступальної швидкості v збір зменшується; збільшенню q сприяє підвищення швидкості повітря на вході до сопла v_n і концентрації аеросуміші μ .

4.3. Відокремлення матеріалу, що транспортується, від повітря

Серед численних відомих пристроїв для відокремлення матеріалу, що транспортується, від потоку повітря (пилоосаджувальні камери, інерційні відокремлювачі, пористі фільтри, ротаційні пиловловлювачі та ін.) найбільш простими, дешевими у виготовленні і експлуатації є відцентрово-інерційні відокремлювачі - циклони.

Стационарні пневмотранспортні системи (приміром, на торфобрикетних заводах) мають класичну двох- або трьохступеневу систему відокремлення матеріалу від повітря за допомогою вже розглянутих у розділі 2.2 цього посібника циклонів ВТИ та ЛІОТ на першому ступені, НІІОГаз (часом – СІОТ) на другому і мокрого скрубера ВТИ на третьому ступені пило-газоочищення.

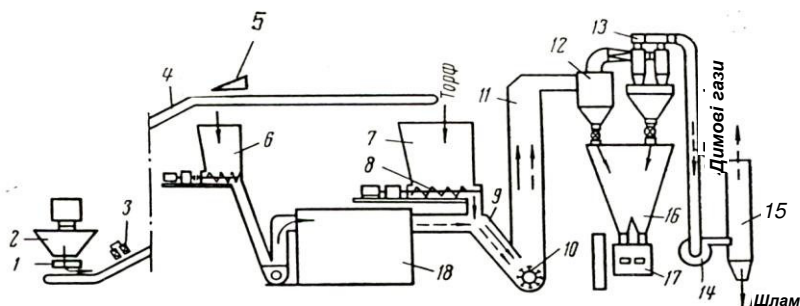


Рис. 4.6. Типова схема пневмотранспорту торфобрикетного заводу з шахтно-млинною сушаркою: 1 – живильник; 2 – бункер сировини; 3 – магнітний сепаратор; 4 – стрічковий конвеєр; 5 – плужковий скидач; 6 – бункер топки; 7 – бункер сушарки; 8 – шнек-дозатор; 9 – підсушувальний рукав; 10 – шахтний млин; 11 – сепараційна шахта; 12 – перший ступінь сухого очищення; 13 – другий ступінь сухого очищення; 14 – вентилятор; 15 – скрубер; 16 – бункер преса; 17 – торфобрикетний прес; 18 – топка

З бункерами мобільних пневмозбиральних машин агрегуються не типові циклони, а такі, форма і розміри яких розраховуються для кожної нової машини індивідуально. Приклад розрахунку мобільної пневматичної збирально-транспортної системи наведено у [6].

Відокремлення матеріалу від повітря в мобільних пневматичних системах для збирання і транспортування фрезерного торфу здійснюється, як правило, одностадійно, в циклоні, встановленому над бункером машини (рис. 4.7, 4.8).

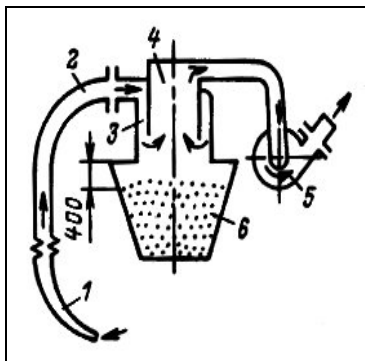


Рис. 4.7. Принципова схема пневмозбиральної машини БПФ (СРСР): 1 – сопло; 2 – трубопровід; 3 – зовнішня труба циклона; 4 – внутрішня труба циклона; 5 – вентилятор; 6 – бункер

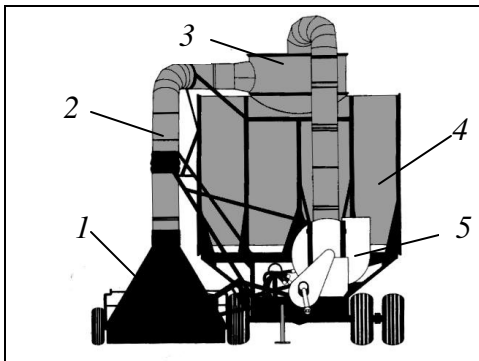


Рис. 4.8. Схема пневмозбиральної машини SA-200 (Канада): 1 – сопло; 2 – трубопровід; 3 – зовнішня труба циклона; 4 – бункер; 5 – вентилятор

Ця схема загальноприйнята в різних країнах, що виробляють подібну техніку (Канада, Фінляндія, Естонія). Виключення становить фінська пневмозбиральна машина JK-35DF (виробник – VAPO OY), яка для зменшення викидів пилу оснащена другим ступенем очищення повітря у вигляді батареї циклонів (рис. 4.9).

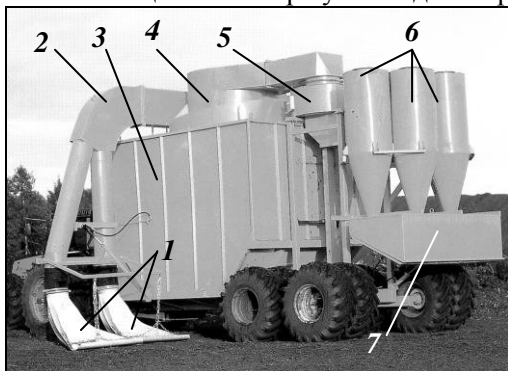


Рис. 4.9. Пневматична збиральна машина JK-35DF (Фінляндія): 1 – сопла; 2 – колектор; 3 – бункер; 4 – циклон основний; 5 – вентилятор; 6 – додаткові циклони другого ступеня очищення; 7 – бункер-пилосбірник

4.4. Розрахунок пневмотранспортних систем

Для аеродинамічного розрахунку пневмотранспортних установок потрібні такі вихідні дані:

- характеристика матеріалу, що транспортується;
- продуктивність установки;
- характеристика траси трубопроводу: довжина, перепад висот, наявність відводів та ін.

Необхідно вибрати концентрацію аеросуміші, швидкість повітря, вентилятор, визначити діаметри труб і втрати тиску в мережі.

Рекомендації:

- При виборі траси пневматичного транспортування потрібно уникати зайвих викривлень трубопроводу і прагнути до мінімізації кількості відводів.

- Для зменшення витрат енергії концентрація суміші має становити $7 \div 25 \text{ кг/кг}$ [5].

- Швидкість повітря в горизонтальних трубопроводах має перевищувати критичну, що визначається за формулою М.В.Кислова (1.44), яка для практичних розрахунків має вигляд

$$V_{кр} = 45\sqrt[3]{D} + 0.38 \cdot \mu.$$

- Втрати тиску в горизонтальних трубопроводах можуть розраховуватись за формулою одержаною з виразів (1.46) та (1.47):

$$P_{сум} = P + P_{м} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \frac{5,3}{\sqrt{V^3}} \cdot L \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}.$$

- Коефіцієнт λ рекомендовано [5] знаходити за формулою Блесса (1.22).

- Втрати тиску у відводах можна враховувати шляхом збільшення довжини трубопроводу на величину L_e , яка за втратами тиску еквівалентна відводу. Орієнтовні значення L_e наведені в таблиці:

Таблиця 4.2

Таблиця для знаходження еквівалентної довжини трубопроводу L_e

Кут повороту потоку у відводі при $R=(4 \div 6)D$, град.	90	60	45	22
Еквівалентна довжина, L_e , м	20	15	11	7

- Втрати тиску у завантажувальному вузлі $P_{зг}$ (аерокамера з перегородкою з металевої сітки з отворами розміром $0,5 \div 1 \text{ мм}$,

швидкість фільтрації повітря $V_{\phi} = 6 \div 8$ м/с), на розгін матеріалу P_p та повітря $P_{p.n.}$ розраховуються за похідною від (1.36) формулою

$$P_{з.п.} + P_p + P_{p.n.} = 1,5 \cdot B_p (1 + \mu) \frac{\rho \cdot V^2}{2},$$

де B_p знаходиться за формулою (1.37), якщо швидкість транспортування $V = 8 \div 30$ м/с, або приймається $B_p = 1,3$, якщо $V = 20 \div 34$ м/с.

- Якщо довжина вертикальних трубопроводів невелика, їх діаметр можна приймати таким самим, як в горизонтальних ділянках. Втрати тиску на підйом матеріалу знаходяться за формулою (1.41).

- Якщо ж довжина вертикального трубопроводу значна (сумірна з довжиною горизонтального), його діаметр варто збільшити для зниження швидкості потоку до значення, що рекомендує формула (1.38). При цьому втрати тиску у вертикальній ділянці розраховуються окремо, за формулою (1.42).

Приклад розрахунку пневмотранспортної системи наведено у додатку 8 цього посібника.

4.5. Контроль знань та завдання на самостійну роботу студента

Теоретичні запитання до розділу 4

Тест 4.1

№ запитання	Запитання	Варіанти відповідей	
		№	Відповідь
1	2	3	4
1.	Кількість ступенів очищення газових викидів на ТБЗ становить	1	один
		2	два
		3	три
2.	В пневматичних торфозбиральних машинах	1	використовують типові циклони
		2	використовують циклони, що спеціально проектується
		3	циклони не використовують
3.	Кількість ступенів очищення газових викидів в пневмозбиральних машинах здебільшого становить	1	один
		2	два
		3	три

Продовження тесту 4.1

1	2	3	4
4.	В пневмозбиральну машину матеріал подається через	1	шлюзовий затвор
		2	чавантажувальний шнек
		3	сопло
5.	Яка рекомендована концентрація аеросуміші в пневмотранспортній системі?	1	$7 \div 25 \text{ кг/кг}$
		2	$10 \div 35 \text{ кг/кг}$
		3	$0,7 \div 2,5 \text{ кг/кг}$
6	Довжина трубопроводу L_e	1	за втратами тиску еквівалентна відводу
		2	за втратами швидкості повітря еквівалентна місцевому опору
		3	за втратами тиску еквівалентна довжині ділянки розгону
7	При збільшенні діаметра шнека в два рази продуктивність живильника	1	не змінюється
		2	зростає в два рази
		3	зростає в чотири рази
8	При збільшенні кроку витків шнека в два рази продуктивність живильника	1	не змінюється
		2	зростає в два рази
		3	зростає в чотири рази
9	При збільшенні поступальної швидкості пневмозбиральної машини збір торфу з одиниці площі	1	зростає
		2	зменшується
		3	не змінюється
10	При збільшенні швидкості повітря в соплах пневмозбиральної машини збір торфу з одиниці площі	1	зростає
		2	зменшується
		3	не змінюється

Завдання для самостійної роботи

Завдання 1. Подивіться на зображення шлюзових живильників (затворів). Ознайомтесь з їх будовою, зрозумійте принцип роботи. Визначіть, які розмірні характеристики цих живильників та параметри приводу впливають на їх продуктивність.

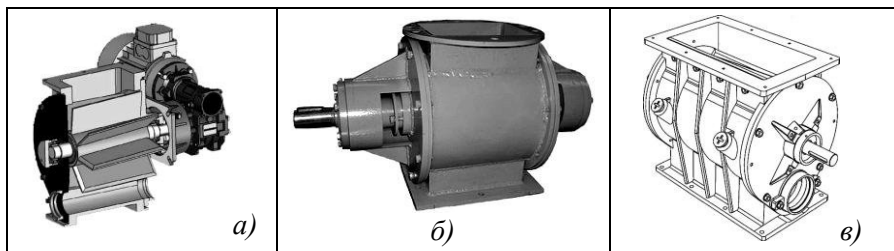


Рис. 4.10. Шлюзові живильники

Завдання 2. Ознайомтесь зі схемою шнекового живильника, що агрегується зі змішувальною аерокамерою.

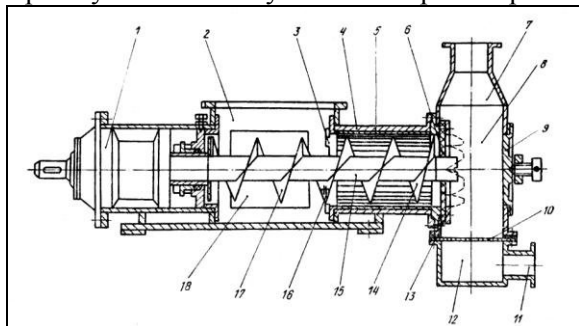


Рис. 4.11. Шнековий живильник з аерокамерою

Зрозумійте будову, усвідомте принцип роботи і опишіть це, вказавши стрілками, звідки подається матеріал до живильника, звідки подається повітря і виходить аеросуміш.

Завдання 3. На рис. 4.12 зображено схему шлюзового живильника з основними розмірами. За даними, наведеними в таблиці, розрахувати його продуктивність ($m^3/год.$), приймаючи коефіцієнт заповнення сектора (комірки) $\psi = 0,3$.

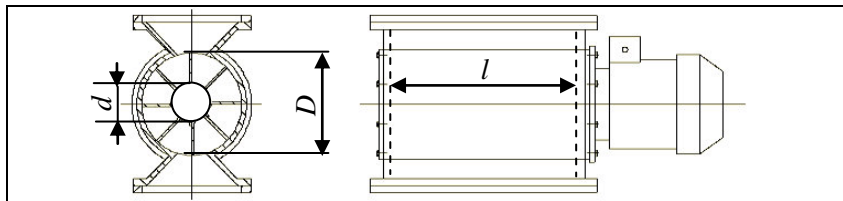


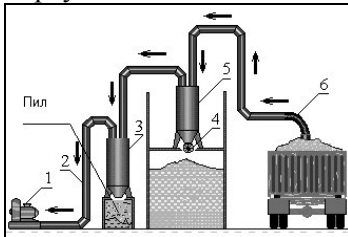
Рис. 4.12. Схема шлюзового живильника (затвора)

Таблиця 4.3

Вихідні дані до завдання №3

Параметр	Номер варіанту																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$D, \text{мм}$	500	490	480	470	460	450	440	430	420	410	400	390	380	370	360	350	340	330	320	310	300	290	280	270	260
$d, \text{мм}$	100	95	90	90	90	85	85	85	85	85	80	80	80	80	75	75	75	70	70	70	70	60	60	55	50
$l, \text{мм}$	500	500	500	500	500	450	450	450	450	450	400	400	400	400	400	350	350	350	350	350	300	300	300	300	300
$n, \text{об/хв.}$	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58	60	20	24	26	28

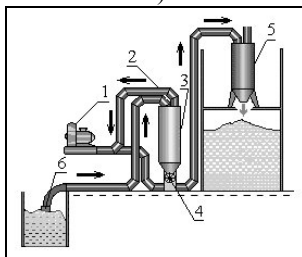
Завдання 4. На рис. 4.13 показані три схеми пневматичного транспорту.



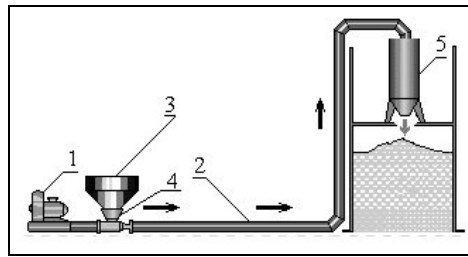
а)

Визначить, яка з схем всмоктувальна, яка нагнітальна і яка комбінована.

Опишіть їх будову (назву та призначення кожного елементу за номерами позицій, вказаних на рисунку), а також роботу і можливу сферу застосування кожної зі схем що зображені.



б)



в)

Рис. 4.13. Типи пневмотранспортних систем

Завдання 5. На рисунку показано завантаження матеріалу в пневматичну систему за допомогою ежекції.

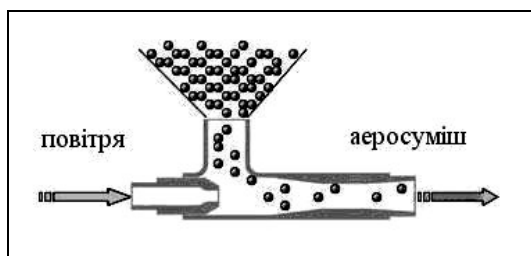


Рис. 4.14. Ежекція



Рис. 4.15. Ежектор

Опишіть будову і роботу такої системи, дайте теоретичне обґрунтування ежекції. Які, на Вашу думку, перспективи застосування ежекції при транспортуванні фрезерного торфу? Аргументуйте відповідь.

Завдання 6. Ознайомтесь з конструкцією сопел пневмозбирального комбайна SAM-400 (виробник Premier Tech, Канада). Які відмінності в конструкції сопел Ви помітили, порівнюючи їх з «європейськими»? Як, на Ваш розсуд, вплинуть ці відмінності на роботу сопла: на енергетику всмоктування, повноту збирання фрезерного торфу з поверхні, на матеріалоємність сопел і складність їх виготовлення та обслуговування?



а)



б)

Рис. 4.16. Сопла пневмозбирального комбайна SAM-400

(Фото автора)

Література

1. http://uk.wikipedia.org/wiki/Open_Library
2. Политехнический словарь / Гл. ред. акад. А.Ю. Ишлинский. – П 50 2-е изд. – М.: Советская Энциклопедия, 1980. – 656 с.
3. <http://www.kummolovo.ru/flying/airdynamic/air.htm>
4. Урханов Н.А., Цыдендорджиев Б.Д., Бужгеев А.С. Проектирование и монтаж вентиляционных и пневмотранспортных установок на предприятиях агропромышленного комплекса: Учебное пособие. – Улан-Удэ, Изд-во ВСГТУ, 2005 – 160 с.
5. Кислов Н.В., Бакшанский В.И., Вакунов В.М. Основы пневмотранспорта сыпучих сред. – Минск: Наука и техника. 1981. – 182 с.
6. Горцакалян Л.О. Расчет и конструирование пневматических установок для уборки и транспортирования фрезерного торфа: Учебно-методическое пособие. – Калинин: КПИ, 1975 – 118 с.
7. Кислов Н.В. Аэродинамика измельченного торфа // Под ред. И.И. Лиштвана. – Минск: Наука и техника, 1987. – 175 с.
8. Дзядзю А.М., Кеммер А.С. Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1967. – 295 с.
9. Классификация вентиляторов. <http://www.osnova.od.ua>
10. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки: Учеб. пособие для строит. вузов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1979. – 223 с., ил.
11. Наумович В.М.. Сушка торфа и сушильные установки брикетных заводов. М.: Недра, 1971, 280 с
12. TLT-Turbo GmbH - 3th edition 05/09/PDF/Bopp: Subject to error and modifications, 2009.
13. Ивановский И.Г. Шахтные вентиляторы: Учеб. пособие. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. – 196 с. илл. 86, табл. 7
14. Ратушняк Г.С., Лялюк О.Г. Технічні засоби очищення газових викидів. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. – 158 с.
15. Солпов С.Г. и др. Торфяные машины. М.: Недра, 1962, 354 с
16. Глебов И.Т., Рысев В.Е. Аспирационные и транспортные пневмосистемы дерево-обрабатывающих предприятий. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2004. – 180 с.
17. <http://www.mc707.kiev.ua/19vozduhov.htm>
18. Правила пожежної безпеки для підприємств вугільної промисловості України. Затв. наказом Мінпаливенерго України 12.10.2004 р. № 6382

19. <http://www.trigla.ru/russian/pipes.htm>
20. Кислов Н.В., Цыбуленко П.В., Кричко К.А. Оценка эффективности пылеулавливания в шнековом циклоне.//Торф в решении проблем энергетики, сельского хозяйства и экологии. Материалы междунар. конф. Минск: 2006. – С 41-44
21. Мала гірнича енциклопедія, т.2/ За редакцією В.С.Білецького. – Донецьк: Донбасс, 2007. – 652 с.
22. Порцевский А.К. Вентиляция шахт. Аэрология карьеров (аэрология горных предприятий): Учебное пособие: - Москва: МГОУ, 2004. – 71 с.
23. Закон України “Про охорону праці”. – К., 1993. – 40 с.
24. ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». – М.: Госстандарт, 1988. – 47 с.
25. ДСП 3.3.1.095-2002 Підприємства вугільної промисловості. – К.:Держстандарт, 2002.
26. Головатюк С.С., Гогунський В.Д. Основи охорони праці для студентів всіх спеціальностей: Конспект лекцій /: – Одеса: ОНПУ, 2005. – 80 с.
27. <http://www.ventportal.com/node/906>
28. <http://www.evromash.ru/catalog/venti/vos/vo-14-320/vo-14-320-aerod/>
29. Лазарев А.В., Лукин Б.Г., Демьянов Е.С. Технология производства торфяных брикетов.М., Недра, 1984, 264 с.
30. Морин А.С. Трубопроводная вентиляция на карьерах.// Горная промышленность. №3, 2002. <http://www.mining-media.ru/arhiv/2002/3/40>
31. http://files.sovplym.ru/documents/support_info/ventilation/vnt_engineering_1.pdf
32. Гнеушев В.О. Переробка торфу в паливні брикети: Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2008 р. – 212 с.
33. Справочник по торфу. М., Недра, 1982, 760 с.
34. Кислов Н.В., Бакшанский В.И. Пневмоуборка торфа из растила. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 86 с.
35. http://www.ukrvent.com/vvd_ventilyator.html
36. <http://www.dalgakiran.su/>
37. http://www.megatechnika.ru/vacuum_nasosy/rotac.php
38. <http://10328.ua.all-biz.info/cat.php?oid=233967>

ПОКАЖЧИКИ

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

Аеросуміш 6, 23, 89, 132

Анемометр 17

Аеродинамічна труба 25

Аспірація 4, 67, 75, 82

Барометр 41

Безпека пневмосистему 45, 50, 68

Вентилятор аксіальний 42, 51

Вентилятор відцентровий 42, 51

Вентилятор дугтьовий 46, 47

Вентилятор осьовий 42, 49, 51

Вентилятор пиловий 43, 45

Вентилятор радіальний 42, 44, 51

Вентилятор шахтний 47, 50

Вентиляція витяжна 75

Вентиляція загальнообмінна 75

Вентиляція місцева 75, 76

Вентиляція природна 75

Вентиляція припливна 75

Вентиляція штучна 75

Вертикальне транспортування 27, 30, 96, 131

Вибір вентилятора 48, 81

Витальна труба 25

Витрати повітря 12, 38, 131

Відвід 68, 73, 129, 130

Всмоктувальна система 88, 99

Втрати тиску 18, 27, 28, 39, 40, 96, 111, 128, 129, 132

В'язкість повітря 11

Герметичність системи 66, 88

Горизонтальне транспортування 30, 32, 95

Густина повітря 9
Гідравлічний пиловловлювач 62

Димосос 46
Діафрагма 68
Ежекція 100

Живильник шлюзовий 90, 98
Живильник шнековий 90, 98

Знепилювання 84
Знетуманювання 83

Коефіцієнт місцевого опору 21, 22, 107-110
Коефіцієнт опору аеросуміші 32, 33, 111
Коефіцієнт тертя 19, 20, 21
Колектор 83, 84
Концентрація витратна 26, 131
Концентрація масова 26, 27, 89, 95, 110
Концентрація об'ємна 26
Коефіцієнт заповнення 91
Кратність обміну повітря 80, 81, 127

Ламінарний режим руху повітря 13

Манометр диференційний 16, 38
Манометричний анемометр 17

Нагнітальна система 88, 99, 130

Опір місцевий 21, 22, 107-110
Опір руху на підйом 22, 29

Пиловловлювач гідравлічний (скруббер) 54, 63, 64, 93, 125
Пневмотранспорт 5, 8, 95, 131
Пневмозбиральна машина 65, 91, 94
Повітродувка 53, 121
Повітропровід 65, 81

Повітря 5, 8

Радіус гідравлічний 18

Рівняння Бернуллі 15

Рівняння нерозривності потоку 12, 25

Розгінна ділянка трубопроводу 27, 28, 132

Ротаційні нагнітачі 53, 121

Система вентиляції моноблочна 76

Склад повітря 8

Скрубер 54, 63, 64, 93, 125

Сопло 91, 100

Стандартне повітря 12

Тиск динамічний 14, 16

Тиск повний 14, 16

Тиск статичний 14, 16

Трубка Піто-Прандтля 16, 25, 37

Трубка пневмометрична 16, 37

Трубопровід 5

Турбулентний режим руху повітря 13, 25, 91

Фасонна частина трубопроводу 21, 67, 72, 73

Швидкість витання 23

Швидкість транспортування 26, 29, 30, 78, 95, 96, 110, 131

Швидкохідність вентилятора 43

Характеристика вентилятора 52, 112-120

Циклон 54, 56, 57, 58, 59, 60, 93, 94, 122, 123, 124,

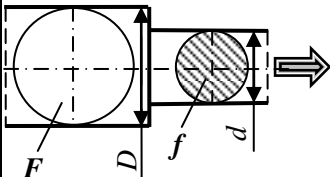
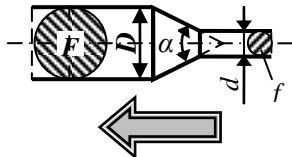
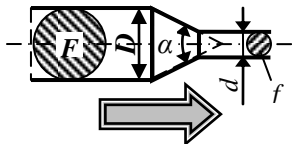
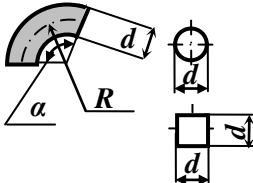
Число Рейнольдса 13, 14, 21, 24

ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК

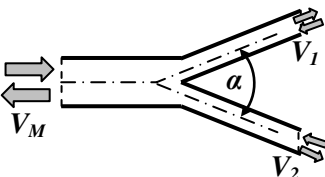
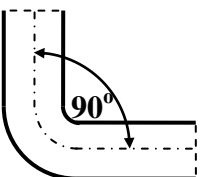
Бакшанський В.І. 28
Білецький В.С. 4, 102
Бернуллі Д. (Bernoulli D.) 14, 15, 18,
Блазіус 20
Блесс 19, 40, 132
Гастерштадт І. 32
Дарсі (Darcy) 18
Кислов М.В. 19, 23, 26, 30, 130
Піто А. (Pitot H.) 16,
Прандтль Л. (Prandtl L.) 16
Рейнольдс О. (Reynolds O.) 13, 14, 21, 24
Саблуков О.О. 44

Значення коефіцієнта ξ для типових місцевих опорів [6]

Вид місцевого опору	Схема	Значення коефіцієнта																																	
1	2	3																																	
1. Вхід у отвір з гострими кромками		$\zeta_1=0,3$ – без сітки; $\zeta_1'=0,4$ – з сіткою.																																	
2. Вхід у отвір з закругленими кромками		$\zeta_2=0,1$																																	
3. Вхід до отвору з розтрубом		<table><tr><th colspan="6">Значення ζ_3</th></tr><tr><th>α°</th><th>30</th><th>45</th><th>60</th><th>90</th><th>120</th></tr><tr><th>ζ_3</th><td>0,20</td><td>0,15</td><td>0,15</td><td>0,20</td><td>0,25</td></tr></table> При $\alpha=45^\circ$ і $l=d$ $\zeta_3=0.05$	Значення ζ_3						α°	30	45	60	90	120	ζ_3	0,20	0,15	0,15	0,20	0,25															
Значення ζ_3																																			
α°	30	45	60	90	120																														
ζ_3	0,20	0,15	0,15	0,20	0,25																														
4. Вихід		$\zeta_4=1.0$ – без сітки; $\zeta_4'=1,6$ – з сіткою (живий переріз 80%).																																	
5. Раптове розширення потоку		<table><tr><th colspan="7">Значення ζ_5</th></tr><tr><th>f/F</th><th>0.0</th><th>0.1</th><th>0.2</th><th>0.3</th><th>0.4</th><th>0.5</th></tr><tr><th>ζ_5</th><td>1.0</td><td>0.81</td><td>0.64</td><td>0.49</td><td>0.36</td><td>0.25</td></tr></table> <table><tr><th>f/F</th><th>0.6</th><th>0.7</th><th>0.8</th><th>0.9</th><th>1.0</th></tr><tr><th>ζ_5</th><td>0.16</td><td>0.09</td><td>0.04</td><td>0.01</td><td>0.00</td></tr></table>	Значення ζ_5							f/F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	ζ_5	1.0	0.81	0.64	0.49	0.36	0.25	f/F	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	ζ_5	0.16	0.09	0.04	0.01	0.00
Значення ζ_5																																			
f/F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5																													
ζ_5	1.0	0.81	0.64	0.49	0.36	0.25																													
f/F	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0																														
ζ_5	0.16	0.09	0.04	0.01	0.00																														

1	2	3																										
6. Раптове зву- ження потoku		Значення ξ_6 <table><tr><td>f/F</td><td>0,0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr><tr><td>ξ_6</td><td>0,30</td><td>0,29</td><td>0,28</td><td>0,25</td><td>0,21</td><td>0,18</td></tr></table> <table><tr><td>f/F</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,0</td></tr><tr><td>ξ_6</td><td>0,13</td><td>0,08</td><td>0,04</td><td>0,01</td><td>0,00</td></tr></table>	f/F	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	ξ_6	0,30	0,29	0,28	0,25	0,21	0,18	f/F	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	ξ_6	0,13	0,08	0,04	0,01	0,00
f/F	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5																						
ξ_6	0,30	0,29	0,28	0,25	0,21	0,18																						
f/F	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0																							
ξ_6	0,13	0,08	0,04	0,01	0,00																							
7. Плавне роз- ширення потоку (дифузор)		Значення ξ_7 <table><tr><th rowspan="2">F/f</th><th colspan="3">Значення $\alpha, ^\circ$</th></tr><tr><th>10-15</th><th>20-30</th><th>45-90</th></tr><tr><td>1,25-1,75</td><td>0,05</td><td>0,15</td><td rowspan="2">Приймати ξ_6</td></tr><tr><td>2-2,5</td><td>0,1</td><td>0,3</td></tr></table>	F/f	Значення $\alpha, ^\circ$			10-15	20-30	45-90	1,25-1,75	0,05	0,15	Приймати ξ_6	2-2,5	0,1	0,3												
F/f	Значення $\alpha, ^\circ$																											
	10-15	20-30	45-90																									
1,25-1,75	0,05	0,15	Приймати ξ_6																									
2-2,5	0,1	0,3																										
8. Плавне зву- ження потоку (конфузор)		Значення ξ_8 <table><tr><th>α</th><th>ξ_8</th></tr><tr><td>$\leq 45^\circ$</td><td>0,1</td></tr><tr><td>$> 45^\circ$</td><td>$\approx \xi_6$</td></tr></table>	α	ξ_8	$\leq 45^\circ$	0,1	$> 45^\circ$	$\approx \xi_6$																				
α	ξ_8																											
$\leq 45^\circ$	0,1																											
$> 45^\circ$	$\approx \xi_6$																											
9. Коліно за- круглене		Значення ξ_9 при $\alpha=90^\circ$ <table><tr><td>R/d</td><td>0,75</td><td>1,00</td><td>1,50</td><td>2,00</td><td>$\geq 3,00$</td></tr><tr><td>ξ_9</td><td>0,50</td><td>0,30</td><td>0,20</td><td>0,15</td><td>0,10</td></tr></table> При $45^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ приймати $\xi_9 \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{90}}$	R/d	0,75	1,00	1,50	2,00	$\geq 3,00$	ξ_9	0,50	0,30	0,20	0,15	0,10														
R/d	0,75	1,00	1,50	2,00	$\geq 3,00$																							
ξ_9	0,50	0,30	0,20	0,15	0,10																							

1	2	3																																							
10. Коліно без закруглення (круглого перерізу)		<table><tr><th colspan="5">Значення ξ_{10}</th></tr><tr><th>α</th><th>90°</th><th>120°</th><th>135°</th><th>150°</th></tr><tr><th>ξ_{10}</th><td>1,10</td><td>0,55</td><td>0,35</td><td>0,20</td></tr></table>	Значення ξ_{10}					α	90°	120°	135°	150°	ξ_{10}	1,10	0,55	0,35	0,20																								
Значення ξ_{10}																																									
α	90°	120°	135°	150°																																					
ξ_{10}	1,10	0,55	0,35	0,20																																					
11. Коліно без закруглення (прямокутного перерізу)		<table><tr><th colspan="2">Значення ξ_{11}</th></tr><tr><td>$B/h \geq 1$</td><td>$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \sqrt{\frac{B}{h}};$</td></tr><tr><td>$B/h < 1$</td><td>$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \frac{B}{h};$</td></tr></table>	Значення ξ_{11}		$B/h \geq 1$	$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \sqrt{\frac{B}{h}};$	$B/h < 1$	$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \frac{B}{h};$																																	
Значення ξ_{11}																																									
$B/h \geq 1$	$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \sqrt{\frac{B}{h}};$																																								
$B/h < 1$	$\xi_{11} = \xi_{10} \cdot \frac{B}{h};$																																								
12. Трійник на нагнітанні	$12^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$ $f_1 \approx f_2 + f_3$	<table><tr><th colspan="6">Значення ξ_{12}</th></tr><tr><th>$\frac{V_2}{V_3}$</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th></tr><tr><th>ξ'_2</th><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><th>ξ'_3</th><td>2,7</td><td>1,7</td><td>1,1</td><td>0,7</td><td>0,4</td></tr></table> <table><tr><th>$\frac{V_2}{V_3}$</th><th>0,9</th><th>1,0</th><th>1,1</th><th>1,2</th></tr><tr><th>ξ'_2</th><td>0</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><th>ξ'_3</th><td>0,25</td><td>0,15</td><td>0,10</td><td>0,00</td></tr></table>	Значення ξ_{12}						$\frac{V_2}{V_3}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	ξ'_2	0	0	0	0	0	ξ'_3	2,7	1,7	1,1	0,7	0,4	$\frac{V_2}{V_3}$	0,9	1,0	1,1	1,2	ξ'_2	0	0	0	0	ξ'_3	0,25	0,15	0,10	0,00
Значення ξ_{12}																																									
$\frac{V_2}{V_3}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8																																				
ξ'_2	0	0	0	0	0																																				
ξ'_3	2,7	1,7	1,1	0,7	0,4																																				
$\frac{V_2}{V_3}$	0,9	1,0	1,1	1,2																																					
ξ'_2	0	0	0	0																																					
ξ'_3	0,25	0,15	0,10	0,00																																					
13. Трійник на всмоктуванні	$12^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$ $f_1 \approx f_2 + f_3$	<table><tr><th colspan="7">Значення ξ_{13}</th></tr><tr><th>$\frac{V_2}{V_3}$</th><th>0,6</th><th>0,8</th><th>1,0</th><th>1,2</th><th>1,4</th><th>1,6</th></tr><tr><th>ξ'_2</th><td>0,40</td><td>0,33</td><td>0,20</td><td>0,10</td><td>0</td><td>0</td></tr><tr><th>ξ'_3</th><td>-1,8</td><td>-0,7</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,25</td><td>0,35</td></tr></table>	Значення ξ_{13}							$\frac{V_2}{V_3}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	ξ'_2	0,40	0,33	0,20	0,10	0	0	ξ'_3	-1,8	-0,7	0	0,1	0,25	0,35											
Значення ξ_{13}																																									
$\frac{V_2}{V_3}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6																																			
ξ'_2	0,40	0,33	0,20	0,10	0	0																																			
ξ'_3	-1,8	-0,7	0	0,1	0,25	0,35																																			

1	2	3
14. Y-подібне розгалуження		При $V_1 = V_2$ приймати: $\xi_{14} = \xi_{12}$ (на нагнітанні) або вважати $\xi_{14} = \xi_{13}$ (на всмоктуванні)
15. Коліно з закругленням		$\xi_{15} = 1,0$

Додаток 2

Приклад розрахунку загальних втрат тиску у пневмотранспортній установці¹⁸

Вихідні дані:

- матеріал, що транспортується: торф фрезерний;
- діаметр трубопроводу $D=229$ мм;
- довжина магістрального трубопроводу $L=350$ м;

Порядок розрахунку:

1. Приймаємо швидкість транспортування $V=30$ м/с і концентрацію матеріалу $\mu=7$ кг/кг.
2. Перевіряємо умову $V > V_{кр}$ за формулою (1.44)

$$V_{кр} = 45\sqrt[3]{D} + 0,38 \cdot \mu \pm 0,54 = 45\sqrt[3]{0,229} + 0,38 \cdot 7 \pm 0,54 = 30,2 \pm 0,54 \text{ м/с.}$$

Оскільки умова виконується, залишаємо швидкість $V=30$ м/с.

¹⁸ Приклад складено на основі вихідних даних реальної дослідно-промислової установки [5].

3. Втрати тиску на розгін матеріалу¹⁹ (1.36)

$$P_p = B_p \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 1,0 \cdot 7 \cdot \frac{1,2 \cdot 30^2}{2} = 3780 \text{ Па},$$

де

$$B_p \approx \frac{3,4}{\sqrt[3]{V}} \pm 0,1 = \frac{3,4}{\sqrt[3]{30}} \pm 0,1 = 1,1 \pm 0,1,$$

приймаємо $B_p = 1,0$

4. Коефіцієнт тертя при русі чистого повітря за формулою Блесса (1.22)

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D} = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,229} = 0,0173.$$

5. Втрати тиску при русі чистого повітря (1.19)

$$P = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 0,0173 \cdot \frac{350}{0,229} \cdot \frac{1,2 \cdot 30^2}{2} = 14278 \text{ Па},$$

6. Коефіцієнт тертя матеріалу аеросуміші (1.46)

$$\lambda_m^r = \frac{5,3}{\sqrt{V^3}} \pm 0,004 = \frac{5,3}{\sqrt{30^3}} \pm 0,004 = 0,0362 \text{ м}^{-1}.$$

7. Коефіцієнт опору аеросуміші (1.49)

$$K = D \frac{\lambda_m^r}{\lambda} = 0,229 \frac{0,0362}{0,0173} = 0,479.$$

8. Втрати тиску при русі торфо-повітряної суміші (1.34)

$$P_{\text{сум}} = P + P \mu K = P(1 + \mu K) = 14278(1 + 7 \cdot 0,479) = 62152 \text{ Па}.$$

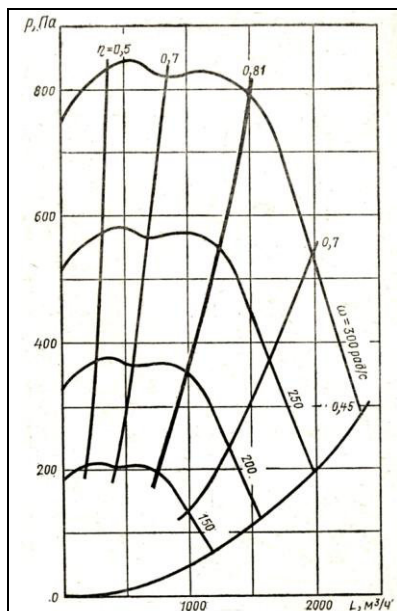
9. Загальні втрати тиску

$$P_{\text{заг}} = P_p + P_{\text{сум}} = 3780 + 62152 = 65932 \text{ Па}$$

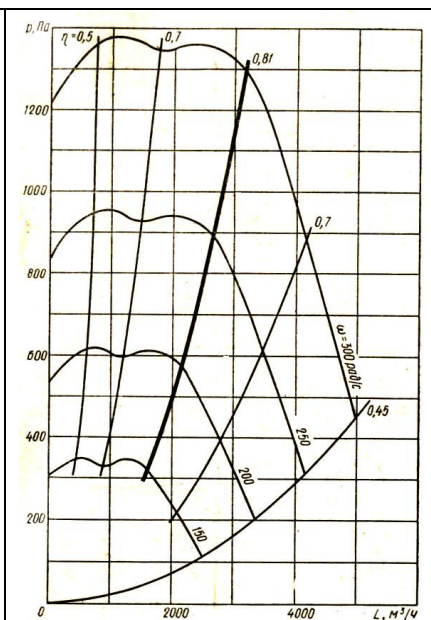
¹⁹ Формула (1.36) рекомендується для вертикальних ділянок трубопроводів, однак її застосування для горизонтальних ділянок теж можливе. Так, приміром, розрахунок P_p за формулою О.Смолдирева [9] дав результат 3460 Па [5, с. 120], тобто різниця становить близько 17%, що прийнятно.

Додаток 3

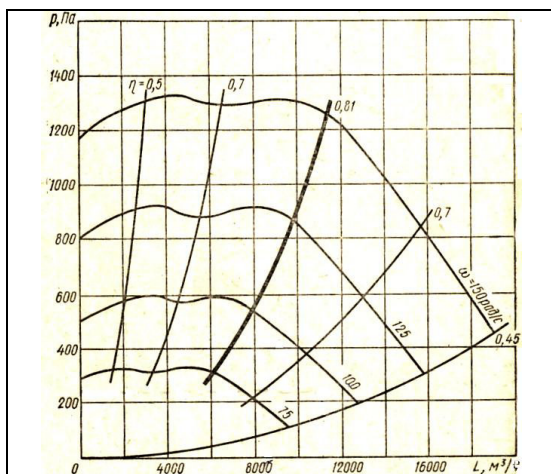
Напірні характеристики відцентрових вентиляторів Ц 4-70 [10]



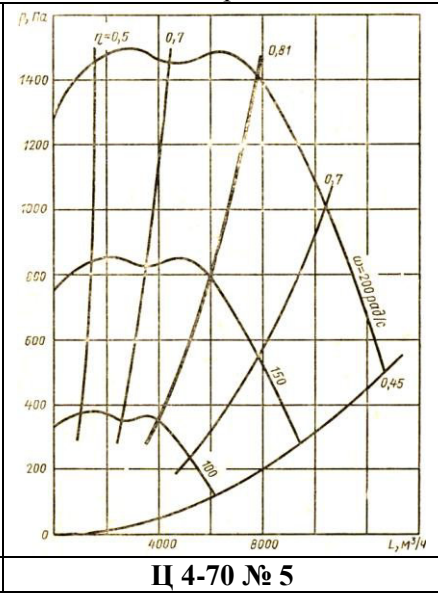
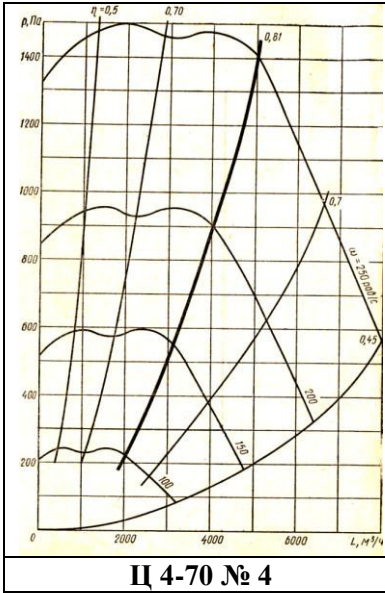
Ц 4-70 № 2,5



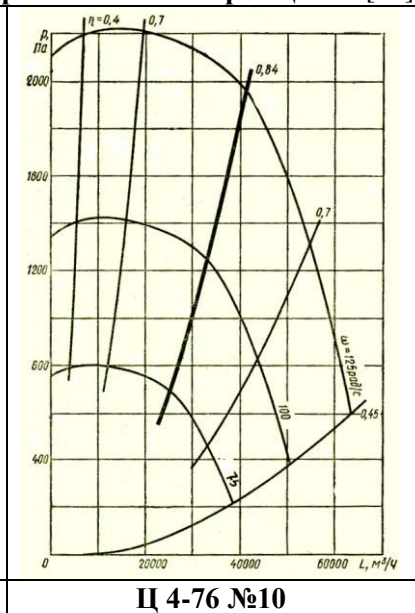
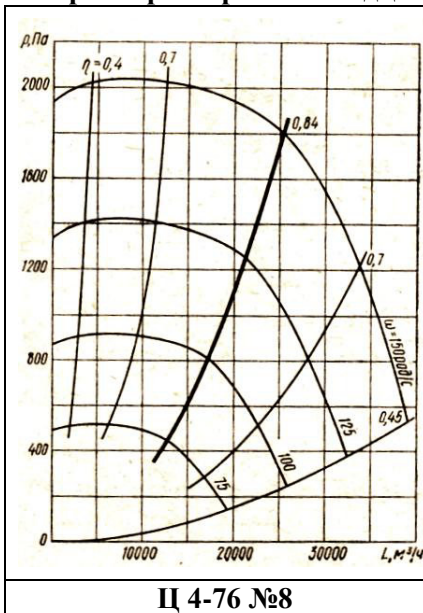
Ц 4-70 № 3,2

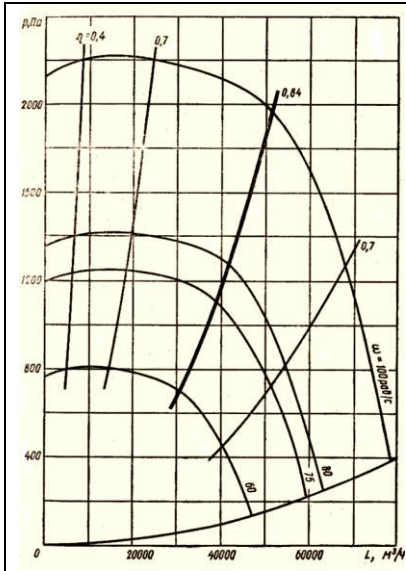


Ц 4-70 № 6,3

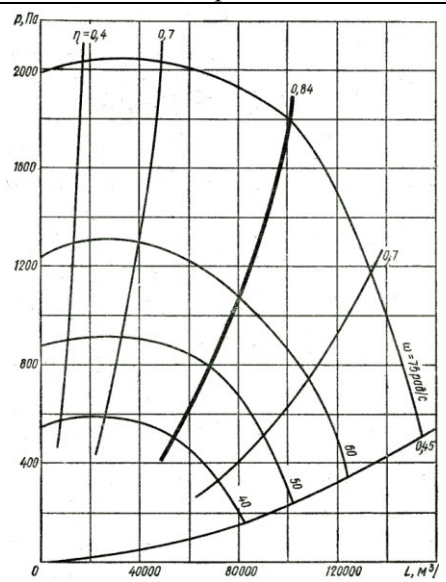


Напірні характеристики відцентрових вентиляторів Ц 4-76 [10]



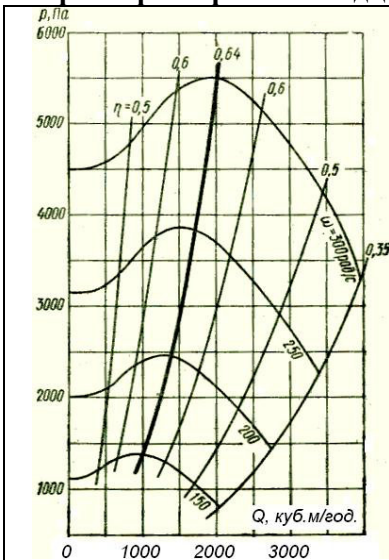


Ц 4-76 №12,5

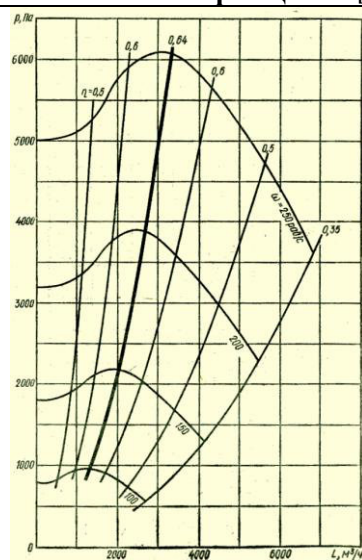


Ц 4-76 №116

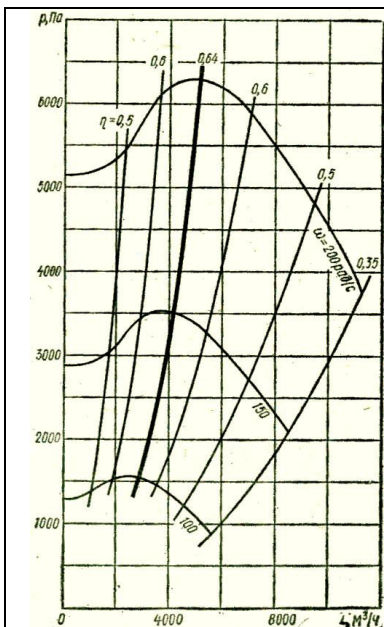
Напірні характеристики відцентрових вентиляторів Ц 8-18 [10]



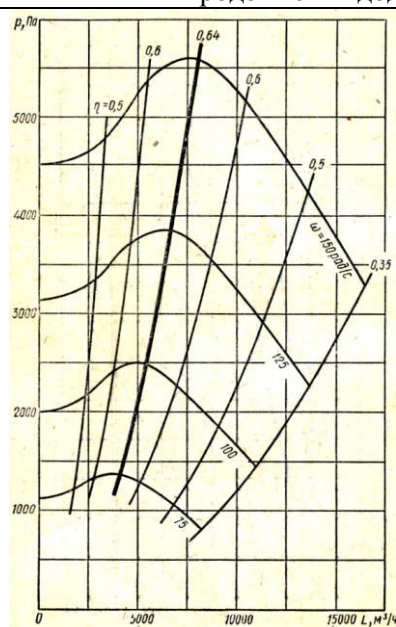
Ц 8-18 №5



Ц 8-18 №6,3

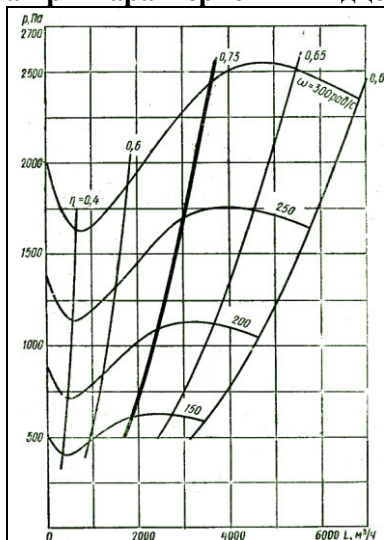


Ц 8-18 №8

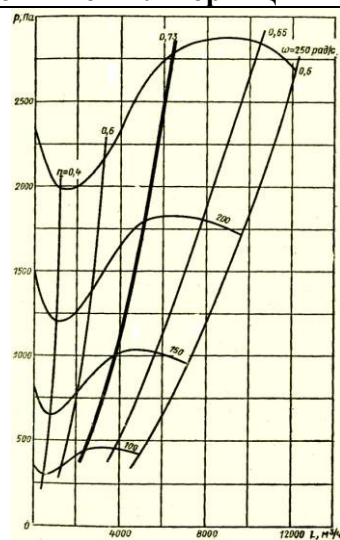


Ц 8-18 №10

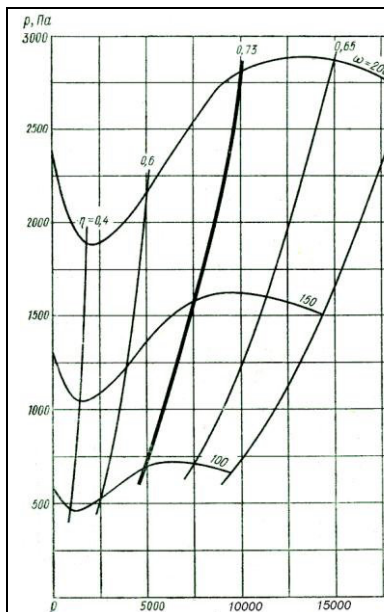
Напірні характеристики відцентрових вентиляторів Ц 14-46 [10]



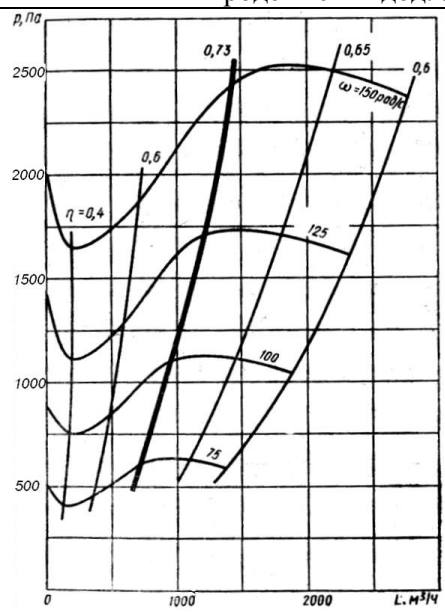
14-46 №2,5



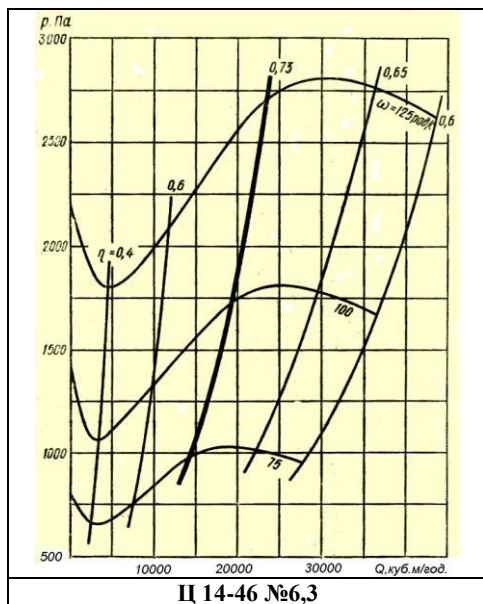
Ц 14-46 №3,2



Ц 14-46 №4

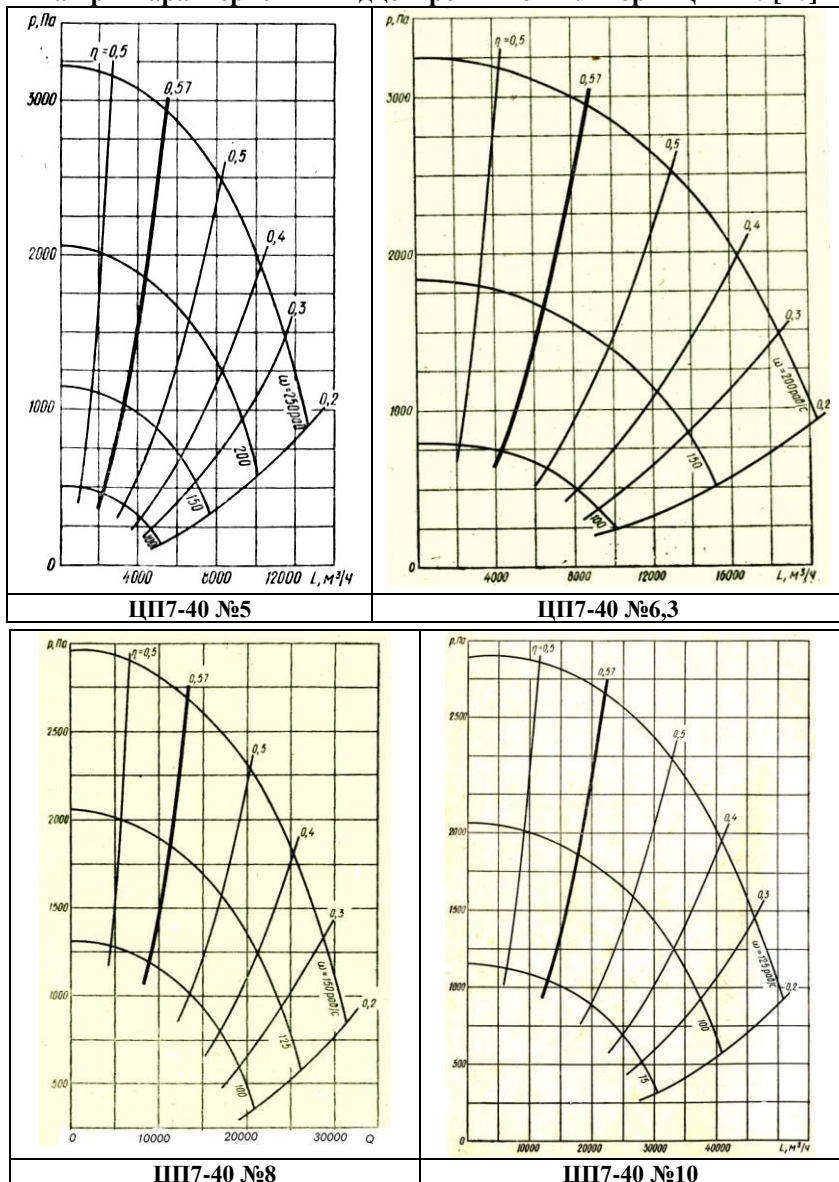


Ц 14-46 №5

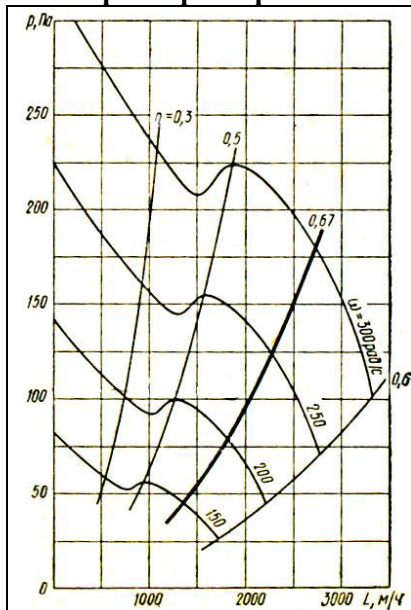


Ц 14-46 №6,3

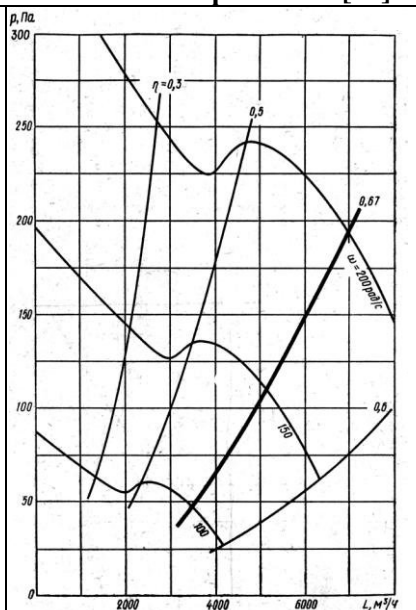
Напірні характеристики відцентрових вентиляторів ЦП7-40 [10]



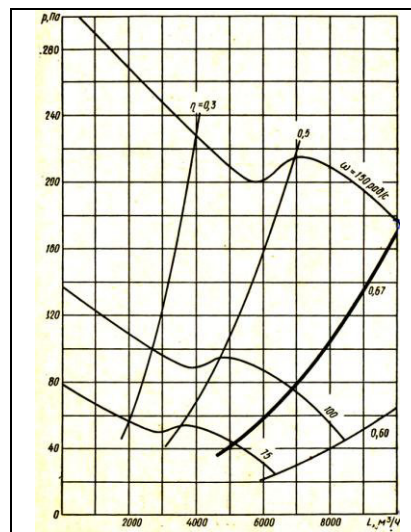
Напірні характеристики осьового вентилятора 06-300 [10]



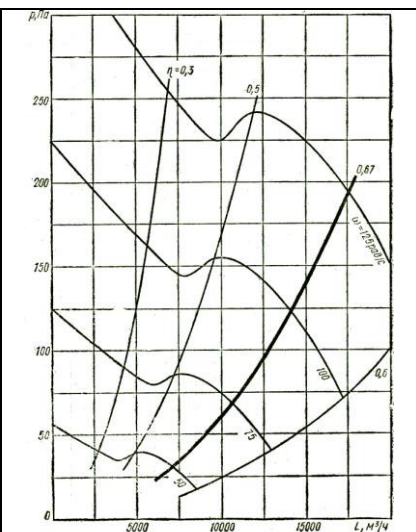
06-300 №3,2



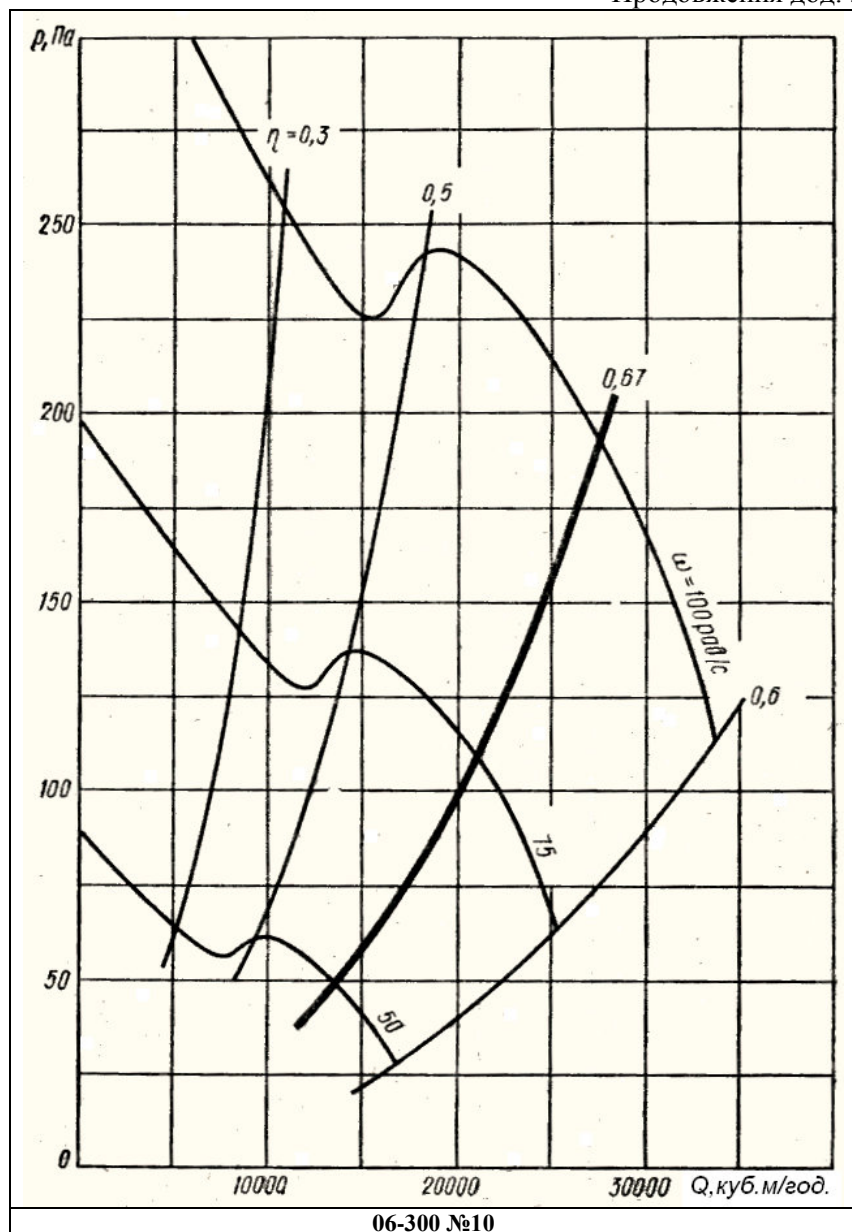
06-300 №5



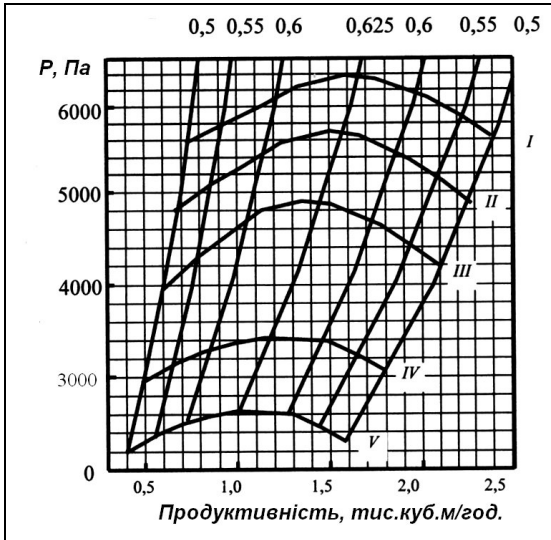
06-300 №6,3



06-300 №8

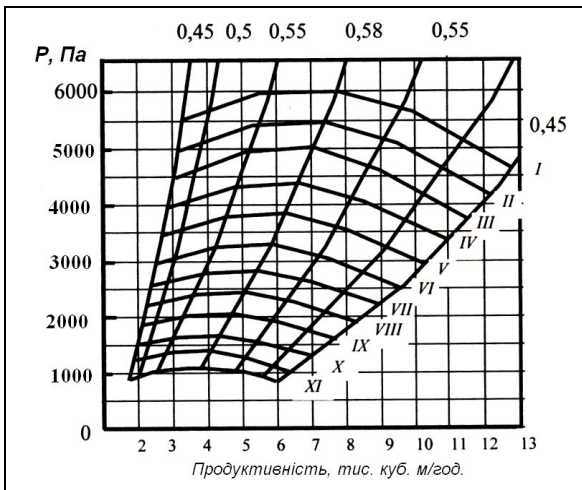


Напірні характеристики вентиляторів високого тиску ВВД [35]



ВВД-5:

- I – 3080 об./хв.;
- II – 2880 об./хв.;
- III – 2680 об./хв.;
- IV – 2300 об./хв.;
- V – 2000 об./хв.

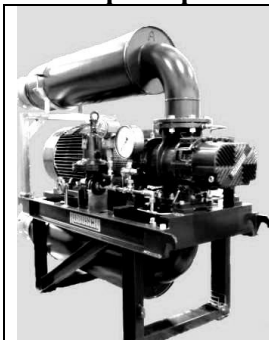


ВВД-8:

- I – 1900 об./хв.;
- II – 1800 об./хв.;
- III – 1700 об./хв.;
- IV – 1600 об./хв.;
- V – 1500 об./хв.;
- VI – 1400 об./хв.;
- VII – 1300 об./хв.;
- VIII – 1200 об./хв.;
- IX – 1100 об./хв.;
- X – 1000 об./хв.;
- XI – 900 об./хв.

Характеристики ротаційних повітродувок Рутс (Roots) [37]

Марка	Максимальна продуктивність, м ³ /год.	Максимальний тиск, Па	Максимальна потужність, кВт
DT 6/42	100	70000	3
DT 10/42	300	100000	11
DT 20/42	335	100000	15
DT 30/42	400	100000	18,5
DT 30/72	500	100000	18,5
DT 40/72	660	90000	22
DT 50/72	720	100000	30
DT 50/102	1011	100000	45
DT 60/102	1215	100000	45
DT 65/102	1390	100000	45
DT 66/202	2128	100000	55
DT 70/202	2450	90000	55
DT 70/302	3126	100000	90
DT 90/302	4184	100000	90
DT 90/552	5750	100000	132
DT 100/552	6978	100000	132
DT 100/802	6835	100000	250
DT 110/802	8312	80000	250
DT 120/1002	10284	80000	250

Характеристика нагнітача-повітродувки ROBOX 45

Робочий тиск макс. (Па) 100000
 Продуктивність (м³/година) 456
 Потужність електродвигуна (кВт) 11
 Маса (кг) 395
 Приєднувальний діаметр (мм) 100
 Габаритні розміри (Д × В × Ш), мм:
 1155×1150×1207

Таблиця 4.1

Основні розміри циклонів ВТИ

Номер циклона	Продуктивність, $m^3/год.$	Діаметр, мм			Висота, мм				Вхідний патрубок			Товщина стінок δ , мм	Маса M , кг
		циліндричної частини, D	вихлопної труби, $D_{вих}$	спускної труби, $D_{сп}$	загальна, H	циліндричної частини, $h_{ц}$	конічної частини h_K	вихлопної труби, $h_{вих}$	площа поп. перерізу, $F_{вх}, m^2$	ширина a , мм	висота b , мм		
1	150-230	175	112,5	35	500	140	190	262,5	0,0036	30	120	1,5	6,5
2	200-300	200	129	40	560	160	211,5	300	0,0046	34	136	1,5	8,5
3	300-470	250	162	50	670	200	264,5	375	0,0072	42,2	170	1,5	12,5
4	450-670	300	195	60	820	240	307,5	450	0,0104	51	204	1,5	17,0
5	610-920	350	228	70	945	280	350	525	0,0141	59,5	238	1,5	22,0
6	800-1200	400	261	80	1080	320	403	600	0,0185	68	272	1,5	31,5
7	1010-1515	450	294	90	1205	360	446	675	0,0234	76,5	306	1,5	39,0
8	1250-1870	500	327	100	1330	400	489	750	0,0289	85	340	1,5	46,5
9	1800-2700	600	392	120	1585	480	586	900	0,0416	102	404	2	83,0
10	2500-3670	700	458	140	1835	560	670,5	1050	0,0566	119	476	2	109,5
11	3200-4800	800	524	160	2080	640	756	1200	0,0739	136	544	2	138,0
12	4050-6070	900	590	180	2325	720	842	1350	0,0936	153	612	2	167,5
13	5000-7500	1000	655	200	2590	800	938	1500	0,1156	170	680	2,5	268,0
14	7200-10785	1200	787	240	3080	960	1109,5	1800	0,1664	204	816	2,5	370,5
15	9790-14680	1400	919	280	3570	1120	1281	2100	0,2265	238	952	2,5	493,0
16	12780-19200	1600	1050	320	4080	1280	1464	2400	0,2959	272	1088	3	747,5
17	16380-24570	1800	1182	360	4570	1440	1634	2700	0,3791	306	1224	3	933,0
18	20000-30000	2000	1314	400	4980	1600	1716	3000	0,4624	340	1360	3	1122
19	30000-46800	2500	1642	500	6340	2000	2264,5	3750	0,7225	425	1700	4	2343
20	45000-67500	3000	1872	600	7570	2400	2693,5	4500	1,0404	510	2040	4	3035

Продовження додатку 4

Технічні характеристики циклонів ЛІОТ

Номер циклона	Діаметр, мм		Швидкість у вхідному патрубку, м/с	Продуктивність по вологому газу	
	циліндричної частини, $d_{\text{ц}}$	вхідного патрубка, d		$\text{м}^3/\text{год.}$	$\text{м}^3/\text{с}$
1	555	170	15	1250	0,35
			18	1500	0,42
2	765	245	15	2500	0,69
			18	3000	0,83
3	970	300	15	3750	1,04
			18	4500	1,25
4	1115	345	15	5000	1,39
			18	6000	1,67
5	1230	385	15	5830	1,62
			18	7500	2,08
6	1330	410	15	7080	1,97
			18	8500	2,36
7	1445	445	15	8330	2,31
			18	10000	2,78
8	1600	495	15	10410	2,89
			18	12500	3,47
9	1765	545	15	12500	3,47
			18	15000	4,17
10	1890	585	15	14560	4,04
			18	17500	4,87

Технічні характеристики циклонів СІОТ

Номер циклона	Продуктивність по вологому газу, $\text{м}^3/\text{год.}$	Висота, мм			Найбільший розмір біля основи конусу, l , мм	Маса циклону з бункером, кг
		загальна H	циклона h	пілозбірного бункера $h_{\text{б}}$		
1	1500	2535	1460	865	700	65
2	3000	3455	2105	1060	1000	110
3	4500	4115	2577	1185	1230	160
4	6000	4640	2965	1275	1420	200
5	7500	5115	3307	1360	1580	240
6	8500	5410	3520	1415	1690	300
7	10000	5800	3820	1465	1835	340
8	12500	6385	4250	1565	2040	407
9	15000	6975	4680	1670	2250	477
10	17500	7435	5020	1740	2410	540

Основні розміри циклонів НІІОГаз ЦН-15 (розміри вказані в мм)

Внутрішній діаметр циклона, D	Зовнішній діаметр виклопної труби, d	Внутрішній діаметр піло випусного отвору, d_1	Висота вхідного патрубку, a	Ширина вхідного патрубка циклона, b	Ширина вхідного патрубка біля фланця, b_1	Довжина вхідного патрубка, l	Висота виклопної труби з фланцем, h_1	Висота циліндричної частини циклона, h_2	Висота конуса циклона, h_3	Висота зовнішньої частини виклопної труби, h_3	Загальна висота циклона, H
40	24	12-16	27	8	10,5	24	100	90	80	42	212
60	36	18-24	40	12	16	36	134	136	120	48	304
80	48	24-32	53	16	21	48	170	181	160	54	394
100	60	30-40	66	20	26	60	204	226	200	60	486
150	90	45-60	99	30	39	90	290	340	300	65	715
200	120	60-80	132	40	52	120	348	452	400	70	912
250	150	75-100	165	50	65	150	435	565	500	75	1140
300	180	90-120	198	60	78	180	522	678	600	90	1368
350	210	105-140	231	70	91	210	610	790	700	105	1595
400	240	120-160	264	80	104	240	696	905	800	120	1825
450	270	135-180	297	90	117	270	783	1017	900	135	2052
500	300	150-200	330	100	130	300	870	1130	1000	150	2280
550	330	165-220	363	110	143	330	957	1242	1100	165	2510
600	360	180-240	396	120	156	360	1045	1356	1200	180	2736
650	390	195-260	430	130	169	390	1130	1470	1300	195	2966
700	420	210-280	462	140	182	420	1218	1582	1400	210	3192
750	450	225-300	495	150	195	450	1305	1695	1500	225	3420
800	480	240-320	528	160	208	480	1392	1808	1600	240	3648

Продовження додатку 4

Основні характеристики відцентрових скрубєрів ВТИ

Макс. продуктивність по вологому газу, $\text{м}^3/\text{с}$	Діаметр скрубєра, мм		Висота скрубєра, мм	Розміри вхідного патрубка		Витрати води на зрошуван- ня скрубєра, $\text{м}^3/\text{год.}$	Умовний коефіцієнт опору, ζ
	Зовнішній, D	Внутрішній? d		Площа поперечного перерізу в частках внутрішнього. діаметра	Довжина, мм		
1,10	600	510	3830	$0,8d \cdot 0,275 d$	809	0,70	46,5
1,35	650	560	4070		856	0,80	44,5
1,60	700	610	4310		902	0,90	42,8
1,85	750	660	4550		948	1,00	41,4
2,15	800	710	4790		995	1,10	40,3
2,50	850	760	5030		1040	1,20	39,4
2,85	900	810	5270		1087	1,30	38,3
3,20	950	860	5510		1133	1,40	37,8
3,55	1000	910	5750		1180	1,50	37,3
4,00	1050	960	5990		1226	1,60	36,9
4,40	1100	1010	6230		1272	1,70	36,6
4,85	1150	1060	6470		1319	1,80	36,2
5,30	1200	1110	6710		1364	1,90	35,8
5,80	1250	1160	6950		1411	2,00	35,4
6,30	1300	1210	7160		1457	2,10	35,2
6,85	1350	1260	7430		1503	2,20	34,9
7,40	1400	1310	7670		1550	2,35	34,7
8,00	1450	1360	7910		1595	2,50	34,4
8,60	1500	1410	8150		1643	2,65	34,1
9,20	1550	1460	8390		1689	2,80	33,9
9,85	1600	1510	8630		1735	2,95	33,8
10,5 0	1650	1560	8870		1780	3,10	33,6
11,2 0	1700	1610	9110		1827	3,25	33,5

Оптимальні і допустимі норми температури, відносній вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура, °C						Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с		
		оптимальна	допустима				оптимальна		допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більше	оптимальна, не більше	допустима на робочих місцях постійних і непостійних*
			верхня межа		нижня межа						
			на робочих місцях								
		постійних	непостійних	постійних	непостійних						
Холодний	Легка - Ia	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	до 0,1	
	Легка - Ib	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	до 0,2	
	Средньої тяжкості - Ia	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	до 0,3	
	Средньої тяжкості - Ib	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	до 0,4	
	Тяжка - III	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	до 0,5	
Теплий	Легка - Ia	23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28°C)	0,1	0,1-0,2	
	Легка - Ib	22-24	28	30	21	19	40-60	60 (при 27°C)	0,2	0,1-0,3	
	Средньої тяжкості - Ia	21-23	27	29	18	17	40-60	65 (при 26°C)	0,3	0,2-0,4	
	Средньої тяжкості - Ib	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25°C)	0,3	0,2-0,5	
	Тяжка - III	18-20	26	28	15	13	40-60	75 (при 24°C)	0,4	0,2-0,6	

* Більша швидкість руху повітря в теплий період року відповідає максимальній температурі повітря, менша - мінімальній температурі повітря. Для проміжних величин температури повітря швидкість його руху допускається визначати інтерполяцією; при мінімальній температурі повітря швидкість його руху можна приймати також менше 0,1 м/с при легкій роботі і менше 0,2 м/с при роботі середньої тяжкості і важкій.

Орієнтовна таблиця погодинної кратності повітрообміну за типами приміщення

Приміщення	Обмінів за годину
банки	2-4
офіси	5-7
театри і кінотеатри	7-9
фабрики та кухні	15-12
ливарні та металообробні цехи	20-40
гаражі та авторемонтні майстерні	6-8
лабораторії (тільки обмін повітря)	5-10
фарбувальні цехи (промислові)	25-40
їдальні на підприємствах	5-9
лікарні та клініки	4-6

Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Найменування речовини	Величина ГДК, мг/м ³	Переважний агрегатний стан в умовах виробництва	Клас небезпеки	Особливо сті дії на організм
Пил рослинного і тваринного походження				
а) зерновий	4	a	III	A, Ф
б) мучний, деревний та ін. (з домішками діоксиду кремнію менше 2%)	6	a	IV	A, Ф
в) луб'яний, бавовняний, лляний, вовняний, пуховий та ін. (з домішками діоксиду кремнію більше 10%)	2	a	IV	A, Ф
г) с домішками діоксиду кремнія від 2 до 10%	4	a	IV	A, Ф

Скорочення: а – аерозоль; А – речовини, здатні викликати алергічні захворювання у виробничих умовах; Ф - аерозолі переважно фіброгенної дії.

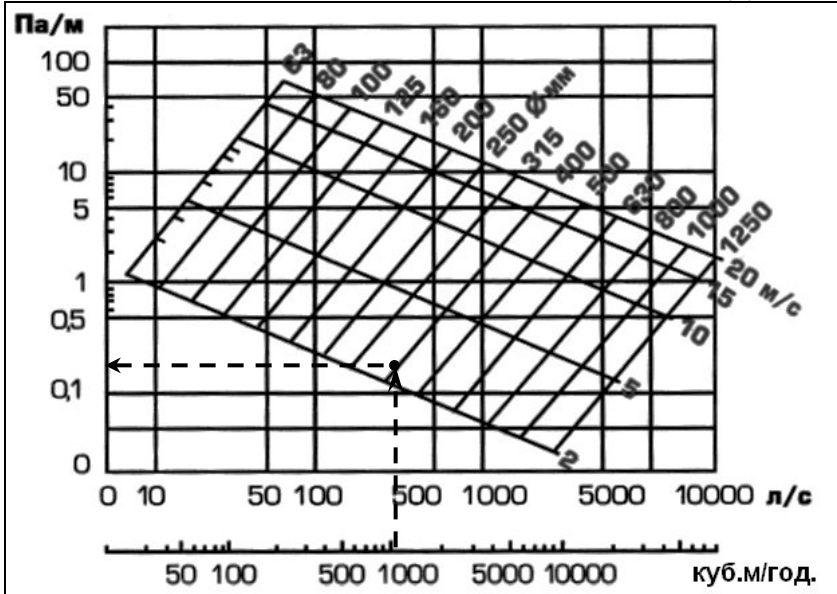


Рис. 7.1. Графік втрати тиску в круглих повітропроводах [31]

Графік дозволяє підібрати повітропровід оптимального розміру і визначити питомі втрати тиску на 1 м довжини труби (Па/м) при рекомендованих витратах повітря і швидкості його руху.

Приклад (див. приклад спрощеного розрахунку вентиляційної системи у розд.3 даного посібника): Визначити параметри повітропроводу, необхідні для переміщення 1131 м³/год. повітря зі швидкістю 3 м/с.

Побудова починається зі знаходження на нижній горизонтальній осі значення ~ 1131 м³/год., звідки ведемо вертикаль (пунктир) до області швидкості 3 м/с і одержуємо точку на лінії з индексом 400, що свідчить про рекомендований діаметр повітропроводу (400 мм). З цієї точки проводимо горизонталь до перетину з вертикальною шкалою. Одержане значення (в нашому випадку ~0,25) є питомими втратами тиску на 1 м довжини повітропроводу (Па/м).

Таким чином, результатами роботи з діаграмою є такі значення:

- рекомендований діаметр труби повітропроводу 400 мм;
- питомі втрати тиску на тертя в трубах ~0,25 Па/м.

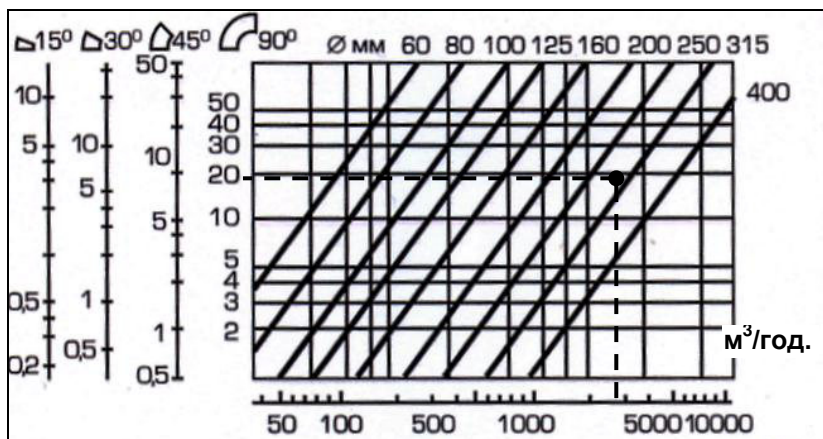


Рис. 7.2. Графік втрати тиску в круглих відводах [31]

На підставі величини кута згину, діаметра і витрат повітря визначаються втрати тиску у відводі. Наприклад: при продуктивності системи 3000 $\text{m}^3/\text{год.}$ знаходимо це значення на горизонтальній шкалі, проводимо промінь вертикально вгору до перетину з лінією, що символізує діаметр 315 мм (заданий діаметр відводу) під кутом 90° . При витратах повітря 3000 $\text{m}^3/\text{год.}$ втрати тиску становитимуть ~ 17 Па.

Приклад аеродинамічного розрахунку пневмотранспортної системи²⁰

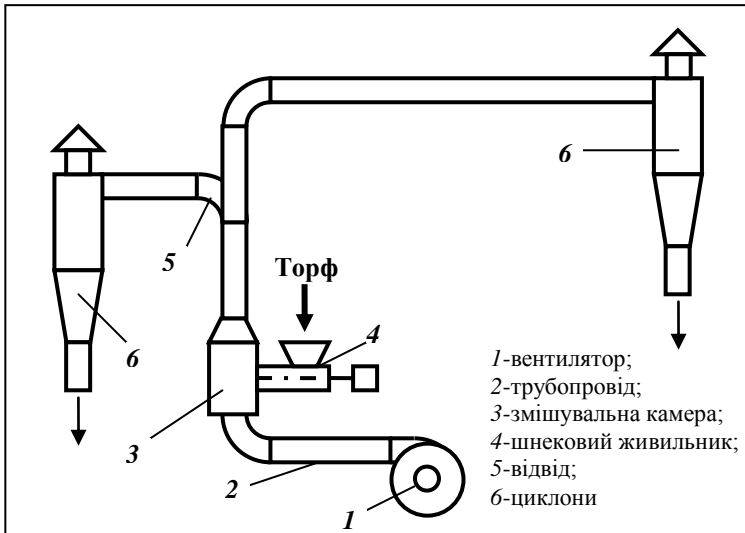


Рис. 10.1. Розрахункова схема нагнітальної пневмотранспортної установки

Вихідні дані для розрахунку

Таблиця 8.1

Показник	Одиниці	Значення
1 Продуктивність	т/год.	6
2. Матеріал	—	Фрезерний торф
3. Довжина трубопроводу, L	м	54
4. Висота підйому матеріалу, H	м	14
5. Кількість відводів	одиниць	один
6. Кут повороту відводу	град.	90
7. Концентрація аеросуміші	кг/кг	10
8. Тип циклонів	—	ВТИ

²⁰ Приклад розрахунку складений на основі методики, запропонованої проф. М.В. Кисловим [5].

1. Розраховуємо необхідну кількість повітря.

$$Q_n = \frac{Q_m}{\mu \cdot \rho} = \frac{6000}{10 \cdot 1,2} = 500 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (8.1)$$

2. З урахуванням можливих втрат (витоків) повітря через нещільність трубопроводу величиною близько 10 % (коефіцієнт витoku $K_v = 0,9$) реальна продуктивність установки по повітрю становитиме

$$Q_n^p = 500 \cdot 0,9 = 450 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (8.2)$$

3. Розрахункова витратна концентрація аеросуміші

$$\mu = \frac{Q_m}{Q_n^p \cdot \rho} = \frac{6000}{450 \cdot 1,2} = 11,1 \text{ кг} / \text{кг}. \quad (8.3)$$

4. Попередньо приймаємо швидкість потоку повітря в трубопроводі $V = 25 \text{ м} / \text{с}$. За таких умов діаметр труб в системі становить

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot V \cdot 3600}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 450}{3,14 \cdot 25 \cdot 3600}} = 0,0798 \approx 0,08 \text{ м} \quad (10.4)$$

Вибираємо трубу 89×4,5 з внутрішнім діаметром 80 мм.

5. Дійсна швидкість повітря при такому діаметрі труб становитиме

$$V = \frac{4 \cdot Q_n^p}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600} = \frac{4 \cdot 450}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 3600} = 24,88 \approx 24,9 \text{ м} / \text{с}. \quad (8.5)$$

6. Перевіряємо відповідність цієї швидкості умові $V \geq V_{кр}$. За формулою (1.44)

$$V_{кр} = 45\sqrt{D} + 0,38 \cdot \mu = 45\sqrt{0,08} + 0,38 \cdot 11,1 = 23,6 \text{ м} / \text{с}. \quad (8.6)$$

Оскільки умова $V \geq V_{кр}$ виконана, залишаємо прийнятий діаметр труб $D = 0,08 \text{ м}$ і приймаємо для розрахунку швидкість $V = 25 \text{ м} / \text{с}$.

7. Оскільки довжина вертикальної ділянки невелика, змінювати діаметр труб не варто, тому він залишається таким самим (80 мм) і у вертикальній ділянці.

8. Втрати тиску у відводі враховуємо шляхом збільшення довжини трубопроводу на величину L_e . З табл. 4.2 приймаємо $L_e = 20 \text{ м}$. В цьому разі приведена довжина трубопроводу

$$L_{np} = L + L_e = 54 + 20 = 74 \text{ м}. \quad (8.7)$$

9. Коефіцієнт втрат тиску від тертя повітря знаходимо за формулою Блесса (1.22)

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D} = 0,0125 + \frac{0,0011}{0,08} = 0,026. \quad (8.8)$$

10. Втрати тиску на тертя і підйом матеріалу при русі аеросуміші визначаємо за формулою (1.43)

$$P_{\text{сум}} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \frac{5.3}{\sqrt{V^3}} L \cdot \mu \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + g \cdot \rho \cdot \mu \cdot L =$$

$$0,026 \frac{74}{0,08} \cdot \frac{1,2 \cdot 25^2}{2} + \frac{5.3}{\sqrt{25^3}} \cdot 74 \cdot 11,1 \cdot \frac{1,2 \cdot 25^2}{2} +$$

$$+ 9,8 \cdot 1,2 \cdot 11,1 \cdot 74 = 31739 \text{ Па.} \quad (8.9)$$

11. Втрати тиску в змішувальній (завантажувальній) камері ($P_{\text{зк}}$ як місцевий опір), на розгін повітря ($P_{\text{р.н.}}$) і матеріалу ($P_{\text{р.м.}}$) визначаємо за формулою, похідною від (1.36):

$$P_K = P_{\text{з.к.}} + P_{\text{р.н.}} + P_{\text{р.м.}} = 1,5 \cdot B_p \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} =$$

$$= 1,5 \cdot 1,3 \cdot (1 + 11,1) \cdot \frac{1,2 \cdot 25^2}{2} = 8848 \text{ Па.} \quad (8.10)$$

12. Для звільнення аеросуміші від торфу на обох кінцевих пунктах пневматичного транспортування потрібно мати сумарну продуктивність циклонів ВТИ 450-500 $\text{м}^3/\text{год.}$, тобто продуктивність одного циклона – близько 225-250 $\text{м}^3/\text{год.}$ У додатку 4 можна бачити, що цим вимогам відповідає доволі мініатюрний циклон ВТИ №2 з площею перетину вхідного патрубку $F_{\text{вх}} = 0,0046 \text{ м}^2$. Швидкість потоку на вході в циклон дорівнює

$$V_{\text{вх}} = \frac{Q_n^p}{2 \cdot 3600 \cdot F_{\text{вх}}} = \frac{450}{2 \cdot 3600 \cdot 0,0046} = 13,6 \text{ м/с.} \quad (8.11)$$

12. Гідравлічні опори двох циклонів

$$P_{\text{ц}} = 2 \cdot \xi \cdot \frac{\rho \cdot V_{\text{вх}}^2}{2} = 2 \cdot 6 \cdot \frac{1,2 \cdot 13,6^2}{2} = 1332 \text{ Па.} \quad (8.12)$$

13. Загальні втрати тиску

$$P_{заг} = P_{сум} + P_K + P_{\eta} = 31739 + 8848 + 1332 = 41919 \text{ Па} \approx 42 \text{ кПа.} \quad (8.13)$$

14. Потужність, що споживається повітродувною машиною (з урахуванням витоків повітря $K_{\epsilon} = 0,9$), становить

$$N = \frac{P_{заг} \cdot Q_n^p}{K_{\epsilon} \cdot \eta_o} = \frac{42 \cdot 450}{0,9 \cdot 0,55 \cdot 3600} = 10,6 \text{ кВт}, \quad (8.14)$$

де $\eta_o = 0,55$ – орієнтовно прийняте значення к.к.д. повітродувної машини.

15. Для розрахованої пневмотранспортної системи як повітродувна машина може бути прийнята нагнітач-повітродувка ROBOX 45, характеристика якої наведена в додатку № 3 цього посібника:

Робочий тиск максимальний – 100000 Па (потрібно 42000 Па);

Продуктивність – 456 м³/год. (потрібно 450 м³/год.);

Потужність електродвигуна – 11 кВт (потрібно 10,6 кВт);

Маса – 395 кг

Приєднувальний діаметр – 100 мм;

Габаритні розміри (Д × В × Ш): 1155 × 1150 × 1207 мм

Навчальне видання

Гнеушев Володимир Олександрович

ВЕНТИЛЯЦІЯ І ПНЕВМАТИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Навчальний посібник

Друкується в авторській редакції

Підписано до друку ----- р. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Папір друкарський № 1. Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Ум.-друк. арк. ----. Обл.-вид. арк. ----.
Тираж ---- прим. Зам. № -----.

*Редакційно-видавничий центр
Національного університету
водного господарства та природокористування
33028, Рівне, вул. Соборна, 11.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного
реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої про-
дукції РВ №31 від 26.04.2005 р.*