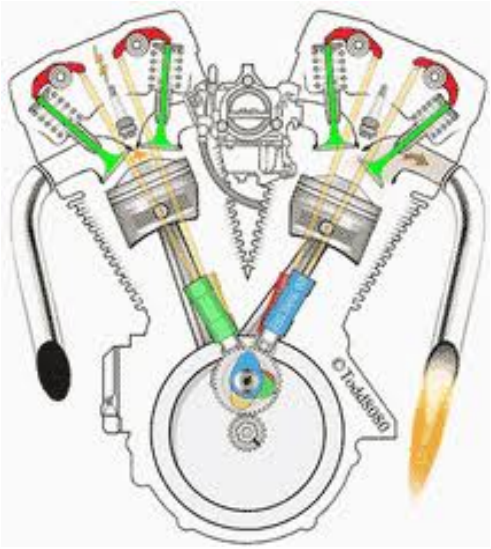
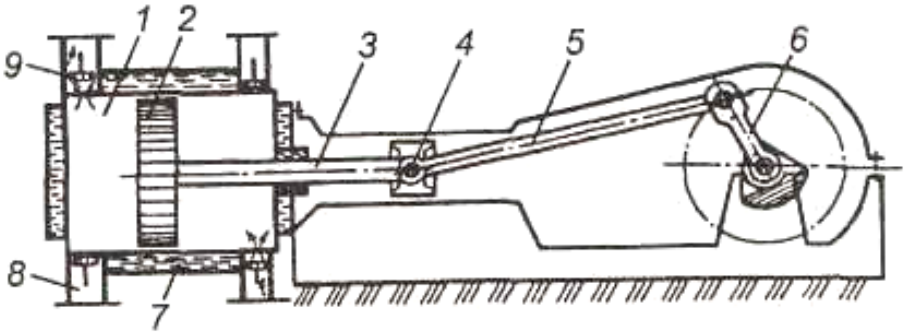
Міністерство освіти і науки України
Мирогощанський аграрний коледж





Методичні
рекомендації
з дисципліни
«Основи теплотехніки і гідравліки»

Тема:Ідеальні цикли поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Основи компресорних машин.

Тема: **Ідеальні цикли поршневих двигунів внутрішнього згоряння. Основи компресорних машин.**

План лекції:

1. Цикл з підведенням теплоти при сталому об'ємі і тиску.
2. Термічний К.К.Д. циклів.
3. Робота газу за цикл. Порівняння циклів.
4. Цикл із змішаним підведенням теплоти. Відмінність дійсних циклів від ідеальних.
5. Компресори і компресорні установки.
6. Принцип роботи компресора. Робочий процес одноступінчастого поршневого компресора і зображення його в PV - координатах

Мета:вивчити суть ідеальних циклів поршневих двигунів внутрішнього згоряння і дослідити їх відмінності з дійсними циклами,а також вивчити будову і принцип роботи компресорів і компресорних установок

Матеріальне забезпечення: методичні рекомендації до вивчення даної теми, плакати, підручник**.**

Використана література:

1. Черняк О.В., Рибчинська Г.Б. **Основи теплотехніки і гідравліки**. - Київ: Вища школа, 1982р.-223с
2. Драганов Б.Х., Бессараб О.С. **Теплотехніка**. - Київ: Фірма «ІНОКС», 2005.-400с.
3. Дідур В.А., Стручаєв М.І. **Теплотехніка, теплопостачання і використання теплоти в сільському господарстві**. - К.:Аграрна освіта, 2008.-233с.Драганов Б.Х., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О., ***Основи теплотехніки і гідравліки:*** Навчальний посібник /За ред. Б.Х. Драганова. **-** Київ.: Аграрна освіта , 2010. – 495 с.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Як відомо, ідеальним циклом силової установки є цикл Карно, складений з оборотних термодинамічних процесів — двох ізотермічних і двох адіабатних. Однак практично здійснити процес у двигуні внутрішнього згоряння за циклом Карно неможливо. Це пояснюється тим, що двигуни внутрішнього згоряння працюють при великій різниці температур початку й кінця процесу. При такій різниці температур (близько 1000... 1700° С) процес у двигунах внутрішнього згоряння проходить з дуже великим підвищенням тиску і температури. Максимальний тиск при цьому може досягати 200...300 МПа, а ступінь стиску — близько 400. Тому двигуни внутрішнього згоряння працюють не за циклом Карно,

а за іншими, менш економічними, проте практично здійсненними циклами.

Тепер для двигунів внутрішнього згоряння застосовують три цикли, що відрізняються від циклу Карно:

- цикл з підведенням теплоти при v = const;
- цикл з підведенням теплоти при p = const
- цикл із змішаним підведенням теплоти при v = const і при p = const.

Термічний к. к. д. цих циклів менший від термічного к. к. д. циклу Карно.

Відомо, що під час досліджень термодинамічних процесів умови, за яких вони відбуваються, беруть ідеальними. Розглянемо ідеальні термодинамічні цикли двигуна внутрішнього згоряння.

Припустимо, що:

1) кількість і склад робочого тіла в циклі не змінюються;
2) процеси згоряння палива і вихлоп газу замінено підведенням та відведенням теплоти;
3) тертя між поршнем і стінками циліндра немає;
4) процеси стиску і розширення робочого тіла відбуваються адіабатно (без теплообміну);
5) теплоємність робочого тіла береться сталою, що не залежить від температури.

Цикл з підведенням теплоти при v = const. Нехай початковий стан газу відповідає точці *1* (рис. 21.7). Під *час* стиску газу за адіабатою *1—2* його питомий об'єм зменшується, а тиск і температура збільшуються. В точці 2 за ізохорою *2—3* до газу підводять питому теплоту q_1 внаслідок чого при сталому питомому об'ємі різко підвищуються тиск і температура. Потім газ, розширюючись за адіабатою *3—4,* здійснює питому роботу, а за ізохорою *4—1* від газу відводять питому теплоту q_2. Побудована за кінцевими параметрами газу діаграма, що визначає залежність між його питомим об'ємом у циліндрі і абсолютним тиском дає змогу оцінити питому роботу поршневого двигуна. Процес *1—2—3—4—1* утворює замкнений контур діаграми, площа якої визначає корисну питому роботу за один цикл роботи ідеального двигуна.

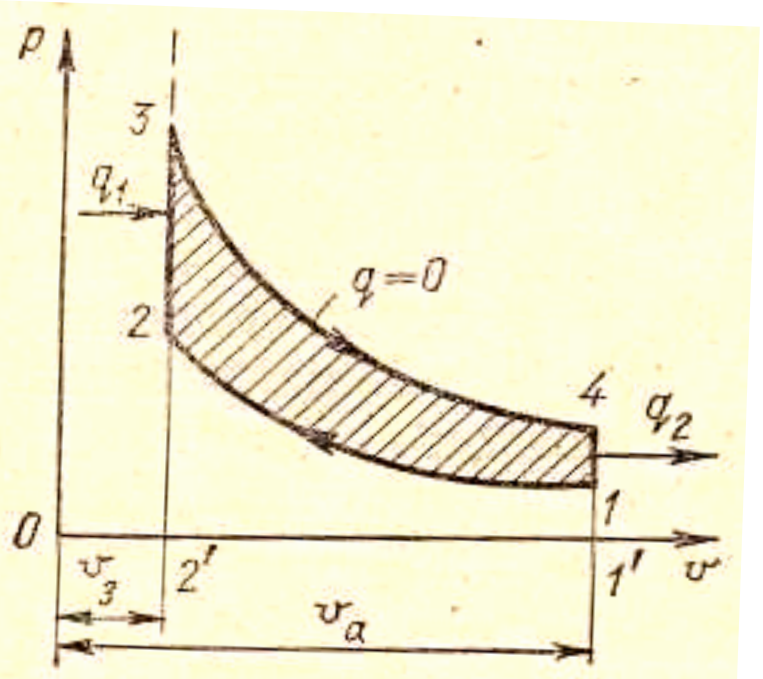


Рис. 21.7. Діаграма ідеального циклу двигуна, що працює з підведенням теплоти при v = const.

Термічний к. к. д. цього циклу визначають за формулою:

$$\eta_t = 1-(1/\varepsilon^{k-1}), \quad (21.2)$$

де $\varepsilon = v_a/v_c$ — ступінь стиску;

k — показник адіабати;

v_a — питомий робочий об'єм циліндра;

v_c — питомий об'єм камери згоряння.

Коли знехтувати несталістю показника адіабати ***k***, що змінюється у порівняно вузьких межах, то термічний к. к. д. залежить тільки від

ступеня стиску ***ε***. Із збільшенням ступеня стиску термічний к. к. д. циклу збільшується.

В результаті здійсненого колового циклу двигун виконує питому роботу, яку легко визначити по ***pv*** - діаграмі. Повна питома робота $w_{пов}$, протягом циклу чисельно дорівнює пл. 1'432'1'. Питома робота, витрачена двигуном на стискання,— $w_{ст}$ газу по лінії *1—2,* чисельно дорівнює пл. *1'122'1'.* Корисна питома робота $w_{кор}$ являє собою різницю $w_{кор} = w_{пов} - w_{кор}$ і чисельно дорівнює пл. *12341.*

Цикл з підвищенням теплоти при p = const. Ідеальний цикл двигуна, що працює при *p*= const, складається з двох адіабат (рис. 21.8), однієї ізобари та однієї ізохори. Нехай газ від точки 1 до точки *2* стискається за адіабатою з підвищенням тиску і температури. Підведення питомої теплоти q_1 відбувається за ізобарою *2—5* з підвищенням температури. Потім газ розширюється за адіабатою *3—4* і здійснює питому роботу. І, нарешті, за ізохорою *4—1* відбувається відведення теплоти q_2 до холодильника. Термічний к. к. д. циклу визначають за формулою

$$\eta_t = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{p^k - 1}{k(p-1)}, \qquad (21.3)$$

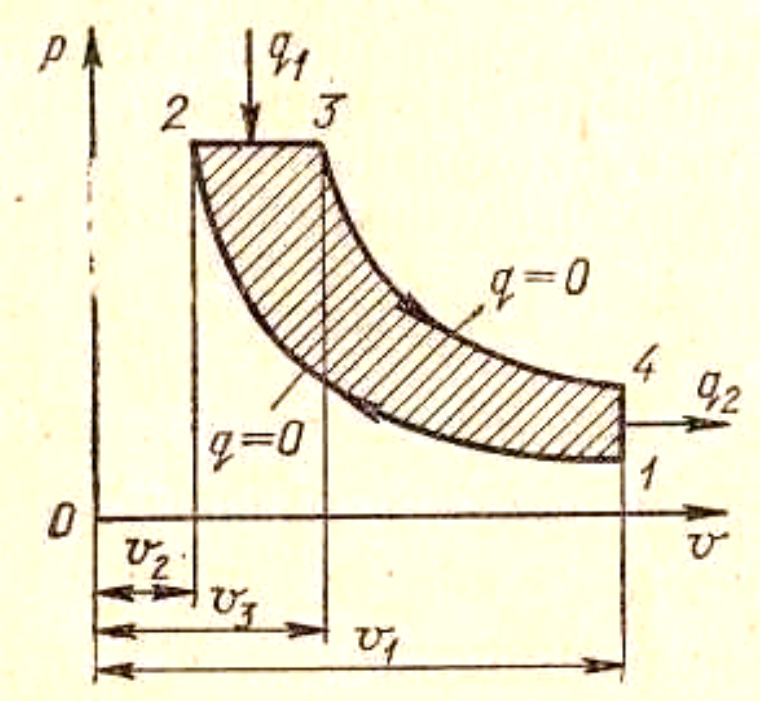


Рис. 21.8. Діаграма ідеального циклу двигуна, що працює з підведенням теплоти при *p* = const.

$\varepsilon = v_1/v_2$ — ступінь стиску;

$p = v_3/v_2$ — ступінь ізобарного (попереднього) розширення;

k — показник адіабати. Коли виключити з розгляду несталість показника адіабати *k,* то з формули (21.3) видно, що із збільшенням є термічний к. к. д. циклу η_t збільшується, а з підвищенням ***ρ*** — зменшується.

Цикл із змішаним підвищенням теплоти при v — const і p = const. Для підвищення економічності двигуна було введено цикл із змішаним підведенням теплоти. Він є узагальненням двох раніше розглянутих циклів (при v = const і p = const).

На рис. 21.9 подано діаграму такого циклу. Газ від точки *1* до точки 2 стискається за адіабатою з підвищенням тиску і температури. По лінії *2—3* підводиться частина питомої теплоти q_1 при сталому питомому об'ємі. По лінії *3—4* підводиться решта питомої теплоти q_1 при сталому тиску. По лінії *4*—5 газ адіабатно розширюється, і за ізохорою *5—1* питома теплота q_2 відводиться в холодильник.

Характеристиками циклу із змішаним підведенням теплоти є такі величини:

$\varepsilon = v_1/v_2$ — ступінь стиску; (21.4)

$\rho = v_4/v_2$ — ступінь ізобарного розширення;

$\lambda = v_3/v_2$ — ступінь збільшення тиску на ділянці підведення теплоти. Термічний к. к. д. циклу визначають за формулою

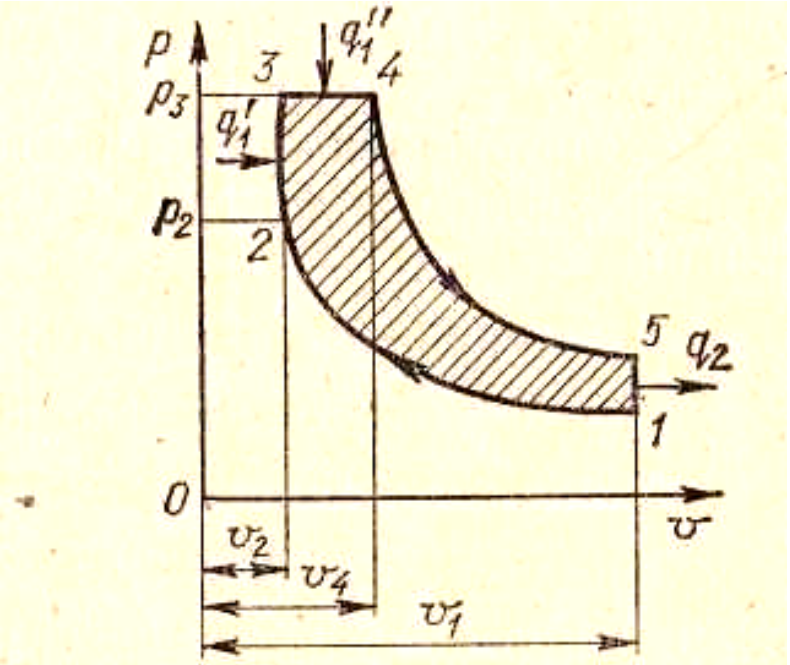


Рис. 21.9. Діаграма ідеального циклу двигуна, що працює за змішаним циклом при v = const і p = = const.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{p^k\lambda - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (21.5)$$

Як видно з формули (21.5), термічний к. к. д. циклу збільшується з підвищенням ε та λ і зменшується з підвищенням ρ.

Порівняння трьох розглянутих циклів. Розглянуті раніше два цикли є окремими випадками циклу із змішаним підведенням теплоти. Так, наприклад, при $\rho = 1$ питомі об'єми v_4 і v_2 дорівнюють один одному, отже, цикл із змішаним підведенням теплоти перетворюється в цикл з ізохорним підведенням теплоти. При $\lambda = 1$, коли тиск $p_2 = p_3$, цикл є ізобарним.

Порівняння ідеальних циклів, що здійснюються при різних способах підведення теплоти, показують, що:

1) при однакових ступенях стиску η_t циклу з ізохорним підведенням теплоти більший, ніж η_t циклу з ізобарним підведенням теплоти;

2)при однакових найбільших тисках η_t циклу з ізобарним підведенням теплоти більший, ніж η_t циклу з ізохорним підведенням теплоти;

3)при однакових невеликих температурах η_t циклу з ізобарним підведенням теплоти більший, ніж η_t циклу з ізохорним підведенням

теплоти.

Цикл із змішаним підведенням теплоти займає проміжне положення між розглянутими двома циклами. При оптимальному ступені стиску в змішаному циклі можна досягти η_t вищого, ніж у циклі з ізобарним підведенням теплоти, за рахунок деякого підвищення максимального тиску.

ЦИКЛИ РЕАЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Реальні двигуни внутрішнього згоряння не можуть працювати за ідеальним коловим циклом, оскільки процеси, що відбуваються в них, здійснюються реальними газами. Процеси в реальних двигунах необоротні і розімкнені; хімічний склад робочого тіла (суміш палива з повітрям) змінюється лише в одному напрямі - пальна суміш переходить у продукти згоряння. Зворотний процес перетворення продуктів згоряння в суміш палива з повітрям — в циліндрі двигуна відбутися не може. Продукти згоряння, розширившись, і здійснивши роботу, викидаються в атмосферу, а на їхнє місце надходить нова порція робочої суміші. Таким чином, тут коловий цикл переривається.

У дійсних процесах теплоємність газів залежить від температури, і тому в кожний момент процесу має різні значення. В реальних двигунах робочі процеси супроводжуються гідродинамічними та механічними втратами.

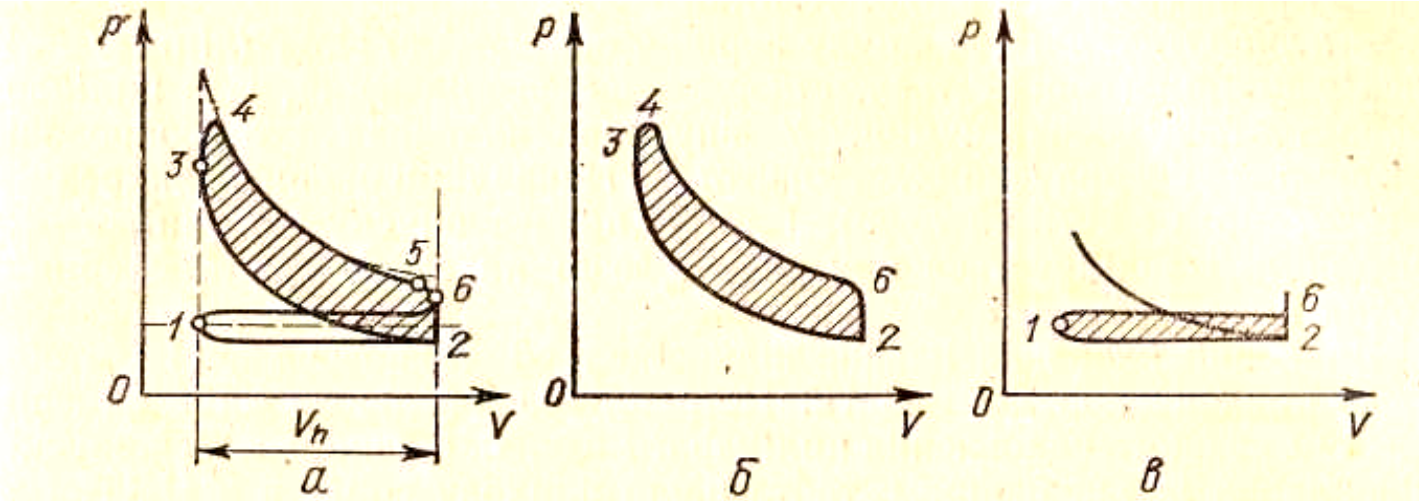


Рис. 21.10. Індикаторна діаграма роботи реального двигуна швидкого згоряння при v_1 =const:

а — повна робота; *б* — дійсна індикаторна робота; *в* — насосна робота.

Для випробування двигуна під час роботи до нього підмикають спеціальний *прилад — індикатор,* який креслить *індикаторну діаграму,* що характеризує роботу двигуна. За індикаторною діаграмою визначають величину корисної роботи, здійсненої продуктами згоряння в циліндрі двигуна, а також величину негативної роботи, витраченої на подолання механічних опорів. Крім того, за

обрисами індикаторної діаграми можна судити про відхилення від норми робочого процесу, які без діаграми часто не можна встановити і усунути.

Розглядаючи роботу реальних двигунів, правильніше буде говорити не про цикли з різним підведенням теплоти, а про двигуни з різною швидкістю згоряння палива.

їх можна поділити на три групи:

- двигуни швидкого згоряння при v = const,
- двигуни поступового згоряння при p = const
- двигуни змішаного згоряння при v = = const та p = const.

Двигуни швидкого згоряння при v = const. До двигунів, що працюють при v = const, належать усі двигуни з примусовим запалюванням — газові, карбюраторні та калоризаторні. Розглянемо індикаторну діаграму роботи реального чотиритактного двигуна, що працює при v = const (рис. 21.10). Діаграму зображено суцільними лініями і вписано в теоретичну діаграму, позначену штрихами. З діаграми видно, що площа дійсної діаграми, а отже, й потужність реального двигуна дещо менша від теоретичної.

Процес впуску робочої суміші в і циліндр відбувається після виштовхування з нього поршнем спрацьованого газу. Під час виштовхування газ сприймає опір у випускних клапанах і трубопроводах. Тому в камері стиску перед впуском робочої суміші залишається частина спрацьованого газу з тиском, дещо вищим за атмосферний (точка *1* на рис. 21.10, а).

В ***період впуску*** під час руху поршня від ВМТ до НМТ (лінія *1—2)* тиск у циліндрі знижується, створюється розрідження, і в циліндр засмоктується робоча суміш, У впускних клапанах і трубопроводі так само, як і у випускних, створюються гідравлічні опори (завихрення потоку, тертя об стінки тощо), і тому процес впуску по лінії *1—2* проходить і закінчується при тиску, дещо нижчому за атмосферний (точка *2)*. ..

Впускний клапан звичайно відкривається з випередженням, тобто до приходу поршня в ВМТ. Це робиться для продування камери стиску і кращого наповнення циліндра. І навпаки, закривається впускний клапан із запізненням, тобто після приходу поршня в НМТ. Це робиться також для кращого виповнення циліндра.

Проте в карбюраторних і газових двигунах таке регулювання клапанів слід провадити обережно, оскільки при бідних [1] сумішах процес горіння уповільнюється настільки, що вогнища полум'я,[1] які залишились у відхідних газах, можуть проникнути у впускний трубопровід, що спричинить вибух пальної суміші.

Процес стиску (лінія *2—3)* розпочинається після впуску робочої суміші. Дійсний процес стиску відбувається з теплообміном, і тому лінія *2—3* є політропною, а не адіабатою, як в ідеальному циклі. Робочу суміш, що складається з повітря і палива, в циліндрі двигуна можна стискати лише до тисків, що підвищують температуру суміші до температури, нижчої за температуру займання, інакше суміш самозаймається до того, як поршень доходить у ВМТ. Передчасний спалах знижує потужність двигуна, зношує його і навіть може призвести до поломки.

Збільшення ступеня стиску призводить до *детонації. Детонацією* в двигунах називають особливий режим горіння суміші, коли під дією хвиль високого тиску, що поширюються приблизно із швидкістю звуку в незгорілій частині суміші, виникають вогнища самозаймання, причому до того, Як туди доходить фронт нормального горіння. В цих вогнищах утворюються хвилі тиску, що, в свою чергу, поширюються по камері згоряння і приводять до нових вогнищ і т. д. Горіння набуває характеру вибуху, у двигуні виникають стуки, підвищується спрацювання деталей двигуна, а також збільшується витрата палива. Утворення детонації залежить від сорту спалюваного в циліндрі палива. Тому кожне паливо допускає граничний ступінь стиску, коли ще не настає детонація.

Нижче наведено граничні значення ступенів стиску у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням залежно від застосовуваного палива.

Двигуни	**ε**
Гасові	4 ... 4,5
Бензинові автомобільні	5,5...6,5
Бензинові авіаційні	7,0...8,5
Газові	7,0... 9,5

Процес згоряння (лінія *3—4). У* реальному двигуні підведення теплоти і ззовні замінюється згорянням палива, яке відбувається в часі і, отже, з деякою зміною об'єму камери згоряння двигуна. Тому іскорка подається з випередженням, тобто до надходження поршня в ВМТ. Це дає змогу досягти максимального тиску на поршень відразу ж за ВМТ і тим самим наблизити процес згоряння до ізохорного. *Процес розширення* (лінія *4*—5) є, як відомо, робочим ходом поршня, протягом часу якого двигун здійснює роботу. При цьому тиск і температура продуктів згоряння спадають, а об'єм збільшується.

Процес вихлопу спрацьованого газу виконується також з випередженням. Тому лінія *5—6* не є ізохорною. Відкриття випускних клапанів з випередженням дає можливість основній масі спрацьованого газу вийти з циліндра до приходу поршня в НМТ. Після вихлопу тиск в циліндрі залишається дещо вищим за атмосферний. Коли б тиск газу в циліндрі залишався набагато вищим за атмосферний, то під час зворотного руху поршня (під час виштовхування остаточного газу) значно підвищився б опір. При цьому частина роботи, виконаної двигуном, мала б витратитися на подолання цього опору. Тому випередження випуску має бути таким, щоб не скоротився набагато робочий хід поршня і тим самим не знизилась корисна робота, виконувана двигуном під час розширення.

Процес виштовхування (лінія *6*—1) виконується при тиску, трохи вищому за атмосферний. Для, кращого очищення циліндра від залишкових газів випускний клапан закривається з деяким запізненням. Повна робота $w_{пов}$, здійснена чотиритактним двигуном за цикл, визначається площею індикаторної діаграми 1264321 (рис. 21.10, *а).* Вона являє собою суму двох площ: додатної пл. *23462* (рис. 21.10., *б),* що відповідає корисній (дійсній індикаторній) роботі двигуна

протягом тактів стиску і розширення, та від'ємної пл. *1261* (рис. 21.10, в), що відповідає насосній роботі.

Насосною називають роботу, витрачену на здійснення ходів впуску і випуску. Цю роботу також називають насосними втратами, оскільки впуск і випуск є допоміжними процесами. Насосні втрати звичайно відносять до механічних втрат двигуна.

Двигуни поступового згоряння при p = const. Всі робочі процеси в двигунах, що працюють при p = const, відбуваються так само, як і в двигунах, які працюють при v = const, але при повільному згорянні палива циліндр заповнюється не робочою сумішшю, а чистим повітрям з атмосфери (рис. 21.11, лінія *1—2).* В циліндрі повітря стискається поршнем по лінії *2—3* до тисків, при яких його температура наприкінці стискування може забезпечити надійне самозаймання введеного в циліндр рідкого палива. Паливо, потрапляючи в стиснуте розжарене повітря, займається і згоряє (лінія *3—4)* з виділенням теплоти. Ця теплота витрачається не лише на збільшення внутрішньої енергії, а й на здійснення зовнішньої механічної роботи.

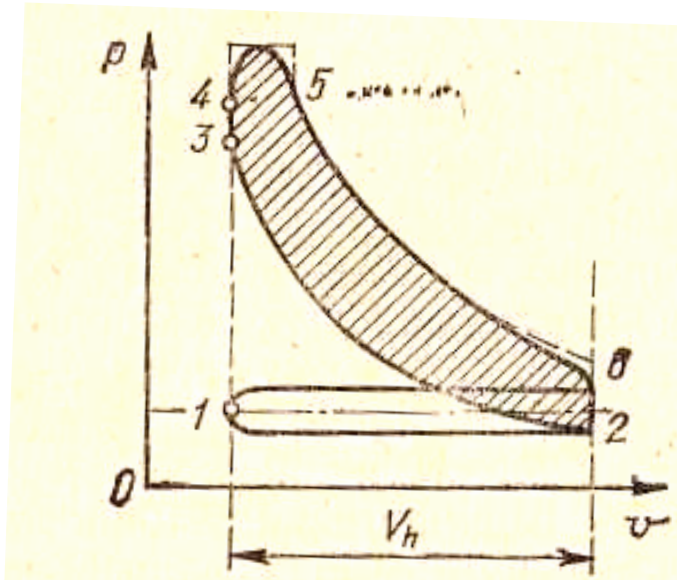


Рис. 21.11. Дійсна індикаторна діаграма двигуна поступового згоряння при p = const.

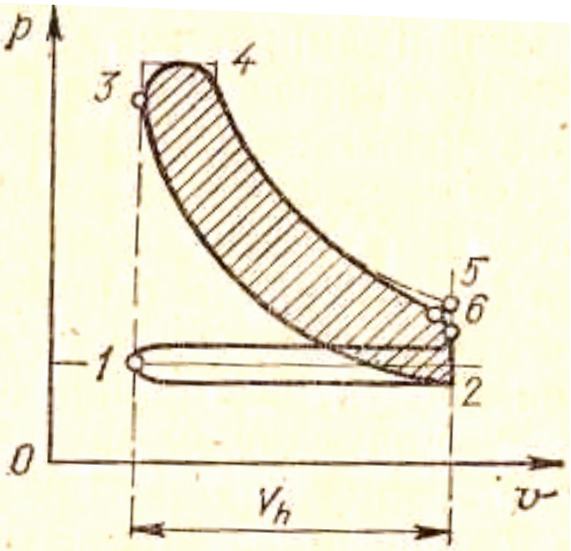


Рис. 21.12. Дійсна індикаторна діаграма двигуна, що працює за змішаним циклом.

Паливо в циліндр подається не все відразу, а поступово: Частина палива впорскується в циліндр до приходу поршня в ВМТ. Від початку впорскування до займання відбувається деяка затримка, під час якої паливо в циліндрі добре перемішується з повітрям. Поблизу ВМТ паливо займається і горить. Тиск у циліндрі підвищується. В циліндр продовжує впорскуватися паливо, частинки якого згоряють одразу ж після виходу їх з форсунки. Після припинення подавання палива згоряння закінчується в точці *4,* і розпочинається процес розширення. Вибір ступеня стиску в цих двигунах визначається температурою самозаймання палива. Проте при високих ступенях стиску в циліндрі двигуна виникають високі тиски, внаслідок чого збільшуються зусилля, які діють на тертьові частини. При цьому різко зростає робота, що витрачається на подолання шкідливих опорів.

Таким чином; підвищення ступеня стиску вище за встановлені границі призводить до зниження к. к. д. двигуна. Сучасні двигуни поступового згоряння працюють із ступенем стиску ***ε = 14…18.***

У двигунах поступового згоряння для розпилення палива, яке подається в циліндр, використовують повітря, стиснуте в компресорі до тиску, що в 1,5...2 рази перевищує тиск стиску в циліндрі. Такі двигуни називають також *компресорними двигунами.* Найвідповідальнішою, дорогою і громіздкою частиною компресорних двигунів є компресор. Тепер ці двигуни витісняються безкомпресорними із змішаним згорянням палива.

Двигуни із змішаним згорянням. Двигуни з внутрішнім сумішоутворенням, що працюють за циклом змішаного згоряння палива (спочатку при v = const, потім при p = const), належать до безкомпресорних двигунів. Вони відрізняються від компресорних способом розпилювання, палива. В безкомпресорному двигуні паливний насос проштовхує в камеру згоряння паливо під тиском 20...40 МПа через дрібні отвори в розпилювачі форсунки. Таке розпилювання палива називають *механічним* на відміну від *повітряного.* Тепер більшість двигунів з внутрішнім сумішоутворенням працюють за змішаним циклом.

На рис. 21.12 зображено індикаторну діаграму двигуна із ЗМІШІ ним згорянням. Паливо до камери згоряння подається так, щоб ОД на частина його згоряла при сталому об'ємі по лінії *3—4,* а друга при сталому тиску по лінії *4—5.*

КЛАСИФІКАЦІЯ ДВИГУНІВ

Двигуни внутрішнього згоряння класифікують за багатьма ознаками. Так, наприклад, за циклами двигуни поділяють на двотактні та чотиритактні; за ступенем стиску — двигуни на газоподібному й рідкому паливі; за способом сумішоутворення — двигуни із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням.

За призначенням двигуни поділяються на стаціонарні і пересувні. *Стаціонарні двигуни* застосовують на невеликих електростанціях у районах, де багато газового палива, і на нафторозробках. Крім того, вони працюють на металургійних і коксових заводах, де як паливо використовується доменний та генераторний гази.

Потужність існуючих стаціонарних двигунів становить від 20 до 3500 кВт, проте є й агрегати потужністю до 20 000 кВт. Дрібні й середні стаціонарні двигуни застосовують як резервні установки на фабриках і заводах, а також на дрібних освітлювальних електростанціях. До групи *пересувних двигунів* належать двигуни для залізничного транспорту, суднові, автотракторні та авіаційні. На залізничному транспорті застосовують в основному двигуни із самозайманням та — як підсобні на дрібних мотовозах — карбюраторні. На суднах використовують двигуни внутрішнього згоряння в основному із самозайманням. На дрібних суднових установках користуються карбюраторними двигунами. Як автотракторні двигуни застосовують карбюраторні чотиритактні та газогенераторні двигуни, що працюють на газовому паливі, добутому в генераторі, який міститься на машині поблизу двигуна. Перевагою газогенераторних двигунів є можливість

використовувати будь-яке низькосортне тверде паливо. В авіації в основному застосовували чотиритактні бензинові двигуни. Проте останнім часом газотурбінні двигуни майже повністю витіснили поршневий двигун внутрішнього згоряння. У зв'язку з цим основним авіаційним паливом тепер є гас.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ КОМПРЕСОРІВ

Компресорами називаються машини, призначені для стискання і переміщення газів.

Залежно від призначення компресори поділяють на повітряні та газові.

Повітряні компресори широко використовуються із агропромисловому виробництві й переробній промисловості, для приводу пневмомеханізмів, вібраторів, для вимушеної подачі палива, при виконанні будівельних робіт, в холодильних установках і т. ін.

Газові компресори застосовують при перекачуванні природного газу, стисканні кисню та інших газів.

За принципом дії розрізняють поршневі (об'ємні) компресори і лопатеві компресори.

У *поршневих машинах* тиск підвищується, тому що зменшується об'єм газу в замкнутому просторі (наприклад, у циліндрі), де міститься газ, внаслідок переміщення поршня. Стиснутий в об'ємі газ чи повітря подається в ємкість або газопровід періодично (пульсаціями), що є характерною ознакою цих машин.

У ***лопатевих компресорах*** стискання відбувається внаслідок використання сил інерції потоку. Процес проходить у два етапи: спочатку газу надається кінетична енергія лопатками чи дисками, що обертаються, а потім газ гальмується, його кінетична енергія перетворюється в потенціальну і тиск газу підвищується. Робочий процес у лопатевих компресорах здійснюється безперервно.

Залежно від напрямку руху потоку компресори бувають відцентровими та осьовими. ***У відцентрових компресорах*** потік рухається від центра до периферії колеса, що обертаються, тобто радіально, а в *осьових* — паралельно осі обертання робочого колеса.

За ступенем підвищення тиску компресорні машини поділяють на вентилятори, нагнітачі або газодувки, і власне компресори.

Ступінь підвищення тиску у вентиляторах не перевищує 1,15, у газодувках — більше ніж 1,15 (в їхніх конструкціях немає охолодження стиснутого газу), у компресорах — теж більше ніж 1,15 (охолодження газів в процесі стискання передбачене).

ПРИНЦИП ДІЇ І БУДОВА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Одноступеневі компресори

Поршневі компресори використовують для значного стискання газів та повітря під час зворотно-поступального руху поршня, що приводиться в дію електродвигуном або двигуном внутрішнього згоряння. Поршневі компресори бувають: залежно від кількості ступенів стискання — одноступеневими та багатоступінчастими; від розміщення циліндрів — горизонтальними,

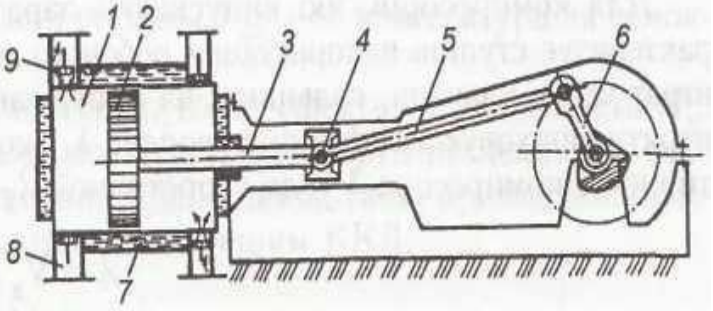


Рис. 19.1. Принципова схема одноступінчастого поршневого компресора: 1 — циліндр; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — крейцкоп 5 — шатун; 6 — кривошип; 7 — охолоджувальна вода; 8, 9 — впускні і випускні клапани

вертикальними, У-подібними; від кількості циліндрів — одноциліндровими і багатоциліндровими.

Принципову схему одноступеневого поршневого компресора показано на рис. 19.1. В циліндрі 1 рухається поршень 2, з'єднаний із кривошипно-шатунним механізмом: штоком 3 і повзуном (крейцкопфом) 4. Обертовий рух кривошипа 6 за допомогою шатуна 5 перетворюється в поступальний рух поршня. Циліндр компресора, закритий з обох боків кришками, має дві порожнини. Такі циліндри називають циліндрами подвійної дії на відміну від циліндрів простої дії, які мають одну робочу порожнину.

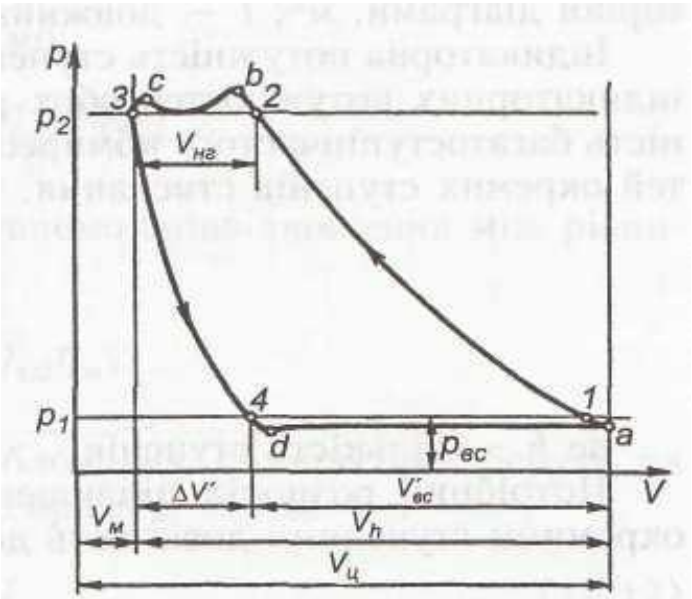


Рис. 19.2. Дійсна індикаторна діаграма процесів поршневого компресора

У стінках циліндра 1 встановлені впускний 7 і випускний 8 клапани, які відкриваються і закриваються за рахунок перепаду тиску між робочою порожниною і відповідною камерою (всмоктувальною або нагнітальною). Для охолодження циліндра передбачена водяна сорочка. На рис.19.2 показано дійсну індикаторну діаграму процесів поршневого компресора: процес 1-2 характеризує стискання газу, 2-3 — нагнітання, 3—4 — розширення, 4~1 — всмоктування.

У робочій порожнині циліндра в кінці нагнітання завжди залишається газ об'ємом $V_м$, який називається ***мертвим об'ємом*** і залежить від величини зазору між поршнем у крайньому положенні та кришкою циліндра. Відношення об'єму $V_м$ до робочого об'єму V_h, описуваного поршнем, називається ***відносним об'ємом мертвого простору***:

$$a_M = V_M / V_h. \quad (19.1)$$

Звичайно $\boldsymbol{a_M}$ = 0,03...0,08.

У реальних компресорах для відкривання клапанів при всмоктуванні й нагнітанні, щоб перебороти їхній гідравлічний опір, потрібні додаткові затрати роботи порівняно з теоретичним циклом компресора. При впусканні повітря тиск в циліндрі нижче**,** ніж атмосферний p_1 (крива 4-d-a-2), а при випусканні перевищує кінцевий тиск p_2 (крива 2-в-с-З). Об'єм повітря, що нагнітається, $\boldsymbol{V_{нг}}$. У зв'язку з тим, що залишок газу в мертвому просторі розширюється по лінії 3-4, впускання газу в циліндр починається в точці 4. Об'єм газу, що надійшов у циліндр $\boldsymbol{V_{вс}}$, менший, ніж робочий об'єм $\boldsymbol{V_h}$ Відношення

$$\boldsymbol{\lambda_v = V_{BC}/V_h} \quad (19.2)$$

називається *об'ємним коефіцієнтом.*

Для компресорів, які випускають зараз, $\boldsymbol{\lambda_v}$ =0,7...0,9. Об'ємний коефіцієнт характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндра без урахування можливих втрат через клапани, сальники, та підігрівання газу при впусканні і т. ін. Всі названі втрати враховує *коефіцієнт подачі* λ, що дорівнює відношенню дійсної продуктивності компресора $V_д$ до теоретичної V_T:

$$\lambda = V_д / V_T \quad (19.3)$$

Теоретичну продуктивність компресора простої дії визначають за формулою:

$$V_T = V_h n = 0{,}785 D^2 S n, \quad (19.4)$$

де n — частота обертання вала, c^{-1};

D — діаметр циліндра, м;

S — хід поршня, м.

Дійсний об'єм всмоктування

$$V_д = \lambda_v \lambda_T \lambda V_h = \lambda V_h, \quad (19.5)$$

де λ_v — коефіцієнт, що враховує розширення газу при нагріванні; λ_T — коефіцієнт, що враховує витікання газу крізь щілини через порушення герметичності внаслідок зношення деталей компресора;

λ— коефіцієнт подачі, що визначається випробуваннями компресора. Звичайно λ = 0,6...0,85 або λ =(0,90...0,98) λ_v.

Індикаторну потужність ступеня реального компресора можна визначити з індикаторної діаграми, побудованої в pV-координатах. **Багатоступінчасті компресори**

В одноступеневих поршневих компресорах з водяним охолодженням можна стискати гази до 1 МПа через загрозу самозаймання мастила компресора. Вищого тиску досягають в багатоступінчастих компресорах, де газ охолоджується як за рахунок тепловідведення у водяну сорочку, так і в охолоджувачах між ступенями. Застосування багатоступінчастого стискання зменшує витрати потужності на

привод компресора і запобігає небезпечному підвищенню температури (вище, ніж температура обвуглення мастила), що має місце при одноступеневому стисканні до високого тиску.

Енергетична ефективність міжступеневого стискання пояснюється тим, що цей процес стискання в окремих ступенях з проміжним охолодженням наближається до ізотермічного. Кількість ступенів, необхідних для досягнення потрібного ступеня підвищення тиску є:

z = 2 при ε<6; *z = 2* при ε=6...3О; *z = А* при ε=30...100 і т.д.

Теоретичні дослідження і результати експериментів показують, що в багатоступінчастому компресорі найменшими витрати роботи будуть при рівномірному розподілі роботи між ступенями або, що одне й те саме, при однакових підвищеннях тиску в усіх ступенях компресора.

КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

Компресорні установки складаються з основного (компресор з електродвигуном, масловідділювач, ресивер, економайзер) і допоміжного (фільтр на вході в компресор, контрольно-вимірювальні прилади) обладнання та арматури (зворотний клапан на напірному патрубку, запобіжний клапан на повітрозбірнику, засувка на напірній лінії після повітрозбірника, вентилі на дренажних лініях повітрозбірника і волого-масловідділювачів, вентиль на лінії води, що охолоджує компресор).

Принципову схему компресорної установки з одним поршневим двоступеневим компресором (при потребі їх можна встановити кілька) показано на рис. 19.3. Робота цієї установки здійснюється таким чином. Повітря з навколишнього середовища надходить у повітрозбірник 3, звідки через фільтр 5 подається в циліндр ступеня стискання компресора 2. Стиснуте повітря в І ступені компресора потрапляє в охолоджувач 8, де віддає теплоту холодній воді, що циркулює в, змійовику охолоджувача. Охолоджене повітря надходить у циліндр ІІ ступеня стискання, потім у кінцевий водяний охолоджувач 14, після якого направляється в масловідділювач 15. Далі через зворотний клапан 16 повітря по нагнітальному трубопроводу 17 потрапляє в ресивер 18, з якого подається споживачеві.

При роботі компресорної установки вимірюють тиск на нагнітальній та вакуум на впускній магістралях, температуру повітря і води в обох ступенях стискання. Режими роботи установки регулюються за допомогою засувок 11, 13 і 20. Безпека роботи забезпечується запобіжним клапаном 19.

Типи вентиляторів

Вентиляторами називають пристрої, які використовують для нагнітання і всмоктування повітря та газів при загальному напорі менш як 0,015 МПа. Розрізняють вентилятори загального призначення, тягодуттєві установки станційної енергетики (вентилятори дуттьові ВД, димососи Д, вентилятори гарячого дуття ВГД, млинові ВМ, вентилятори спеціальні шахтні ВШ, тощо).

Дуттьові *вентилятори* призначені для подавання повітря в топки парових котлів; *димососи* — для відсмоктування димових газів з котельних агрегатів; *вентилятори гарячого дуття* — для подавання повітря з температурою 200...400 °С; *млинові* — для пневматичного транспортування вугільного пилу в системі паливного пилоприготування.

За принципом дії і конструктивними особливостями вентилятори бувають відцентровими й осьовими.

У ***відцентровому вентиляторі*** (рис. 19.4) потік газу через вхідний патрубок 6 входить у робоче колесо, що складається з маточини 2, закріпленого на ній основного диска 3 з привареними чи приклепаними до нього лопатками і покривного диска 5. Колесо обертається в кожусі 1 в напрямку вихідного дифузора 7. Кожух має форму завитка, що забезпечує зниження швидкості потоку і відповідно перетворення динамічного тиску в статичний.

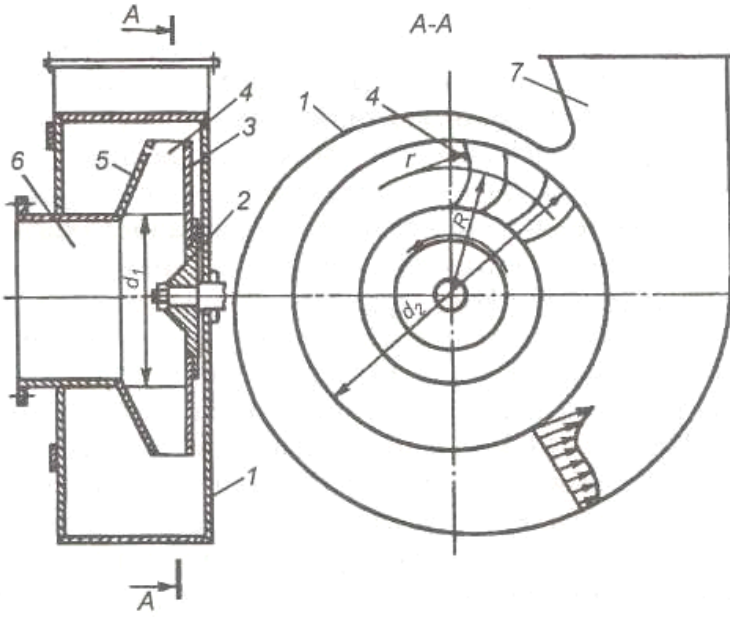


Рис. 19.4. Відцентровий вентилятор

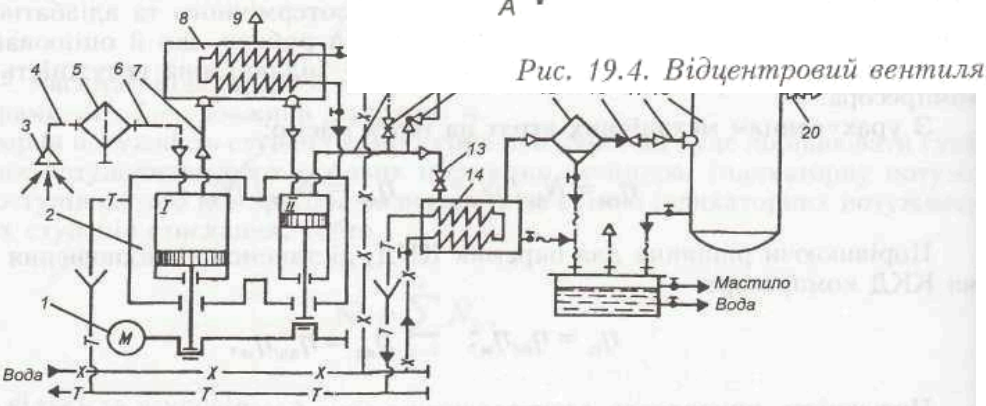


Рис. 19.3. Принципова схема компресорної установки:
1 — двигун;2 — двоступінчастий компресор; 3 — повітрозбірник; 4 — приймальний трубопровід; 5 — фільтр; 6 — відвідний трубопровід; 7 — проміжний трубопровід; 8 — проміжний охолоджувач; 9 — випуск повітря; 10 — підвідний трубопровід кінцевого охолоджувача; 11, 13 і 20 — засувки; 12 — випускний клапан; 14 — кінцевий охолоджувач; 15 — масловідділювач; 16 — зворотний клапан; 17 — нагнітальний трубопровід; 18 — ресивер; 19 — запобіжний клапан

Конструктивні особливості відцентрових вентиляторів визначаються їхньою аеродинамічною схемою, під якою розуміють схематичне креслення його проточної частини із зазначенням основних розмірів робочого колеса. Вентилятори різних розмірів і конструкцій, що виконані за однією аеродинамічною схемою, належать до одного типу. Відцентрові вентилятори загального призначення випускаються за чотирма основними аеродинамічними схемами: Ц4-70, Ц4-76, 2Ц10-28 і Ц14-76. Вони призначені для переміщення повітря і неагресивних газів з температурою до 80 °С, які не мають пилових речовин, волокнистих матеріалів і твердих домішок в кількості більш як 100 мг/м .

Найбільшого поширення в агропромисловому виробництві та переробній промисловості набули радіальні (відцентрові) вентилятори В-Ц4-70, В-Ц4-75, В-Ц4-46, В-Ц14-76, В-Ц14-46. В — вентилятор; Ц — відцентровий; 4,14 — коефіцієнт повного тиску в режимі максимального ККД; 70, 75, 76 — швидкохідність, рад/с.

Коефіцієнт швидкохідності вентилятора — це частота обертання його, при якій в режимі максимального ККД він подає 1 м^3/с разу, створюючи умовний тиск 0,3 кПа. Коефіцієнт повного тиску:

$$p=\eta_г\frac{c_{2u}}{u_2} \quad (19.13)$$

де $\eta_г$ — гідравлічний ККД, що характеризує втрати тиску в проточній частині ($\eta_г$ =0,6...0,9);

C_{2u} — колова проекція абсолютної швидкості;

u_2 — колова швидкість.

Робоче колесо вентилятора Ц4-70 має 12 плоских загнутих назад лопаток з кутом виходу β_2 = 44°40". Передній диск робочого колеса конічний з плавною поворотною ділянкою біля вхідного отвору. Вентилятори випускають з номерами від 2,5 до 16 на подачу до 25 мД/с і тиск до 1 кПа.

Осьові вентилятори загального призначення В-06—300, В-06-300-4, В—2,3—130 використовують для невеликих напорів(0,15...0,20 кПа) в системах вентиляції громадських та виробничих приміщень**,** де потрібно переміщувати великі об'єми повітря. Вентилятор складається з двох частин — осьового лопатевого колеса і циліндричного кожуха. Робоче колесо і ротор електродвигуна розміщені на одному валу. Осьові вентилятори компактні, реверсивні (якщо профіль лопаток симетричний). Розміри осьових вентиляторів характеризуються їхніми номерами, що відповідають діаметру *D* робочого колеса в дециметрах (наприклад, № 8 має діаметр 8 дм).

У конструкціях осьових вентиляторів використовують пристрої, що поліпшують аеродинаміку потоку і підвищують ККД: обтічні, напрямні та напрямні апарати. Напрямний апарат перед робочим колесом закручує потік у напрямку, протилежному до обертання. Це забезпечує вирівнювання потоку на виході, наближаючи його рух до осьового. Спрямний апарат встановлюється на виході, забезпечує рух потоку, близький до осьового, і знижує втрати енергії.

Подача вентиляторів регулюється зміною частоти обертання вала та поворотом робочих лопаток па інший кут установлення.

Характеристики вентиляторів

Характеристиками вентиляторів називаються графічні залежності повного тиску *p,* який розвиває вентилятор, споживаної потужності N_e та ККД від подачі $L_{пов}$.

Характеристики вентиляторів встановлюють безпосередньо під час випробувань на постійній частоті обертання і перераховують для повітря при стандартних умовах: $p_{ст}$ = 0,1 МПа, $t_{СТ}$ =20 °С, відносна вологість повітря ср=50 %, густина $p_{ст}$ =1,2 кг/м3. Перераховуючи характеристики із стандартних умов на реальні, слід враховувати, що тиск і потужність на валу змінюються пропорційно густині повітря, а решта параметрів залишається без змін.

На рис. 19.5 наведено характеристику вентилятора. Частота обертання *n,* хв ', та дані для вибору діаметра колеса показані на відповідних кривих $p = f(L_{n0B})$.

Індивідуальні характеристики встановлюють взаємозв'язок робочих параметрів даного вентилятора. На практиці часто користуються універсальними характеристиками, що являють собою сумісні залежності між різними параметрами вентиляторів в різних режимах. Безрозмірні характеристики встановлюють залежність між безрозмірними параметрами — коефіцієнтами для серії подібних вентиляторів.

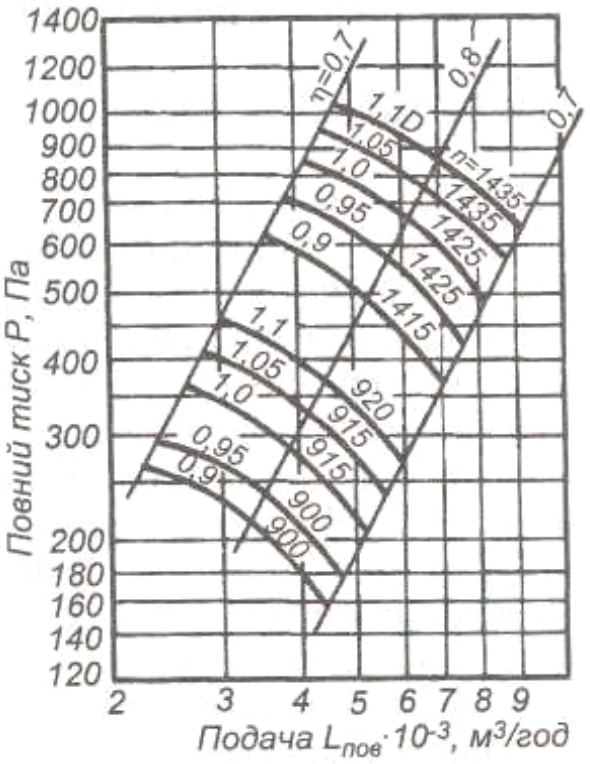


Рис. 19.5. Аеродинамічна характеристика вентилятора ВЦ–70

Вибір вентиляторів

Вентилятор вибирають за значеннями потрібної подачі $L_{пов}$, м³/год, і повного тиску вентилятора *p,* кПа, який він має забезпечити при цій подачі. Розрахункові величини $L_{пов}$ і *p* беруть із запасом відповідно 5... 10 % за подачею і 10...20 % за тиском. За визначеними $I_{ПОВ}$ і р можна вибрати декілька вентиляторів, серед яких вибирають той, у якого найбільший ККД. На номограмі знаходять точку перетину заданої подачі й номеру вентилятора. Потім по вертикалі піднімаються вгору до лінії повного тиску у верхній частині номограми. В точці перетину цих ліній знаходять величину А, колову швидкість колеса і ККД. За величиною А і вибраним номером вентилятора визначають частоту обертання електродвигуна, хв$^{-1}$,

n=A/№ вентилятора.

На нижніх горизонтальних шкалах номограми знаходять середню швидкість повітря на

виході, а на вертикальних — повний тиск і подачу вентилятора.

Потужність приводу вентилятора, кВт, вибирають із запасом на можливі відхилення від розрахункового режиму:

$$N_{ел}=0,278(1,05...1,2)\frac{pL_n}{\eta_в\eta_{пер}} \qquad (19.14)$$

де $\eta_в$ — ККД вентилятора;

$\eta_{пер}$ — ККД передачі (якщо вентилятор і привод з'єднані безпосередньо, то $\eta_{пер}=1$, а при клинопасовій передачі $\eta_{пер}=0,92$).

Контрольні запитання та завдання

1.Що називають компресором? Дайте їхню класифікацію.

2.Викладіть принцип дії поршневого компресора. Запишіть вираз для коефіцієнту подачі компресора і дайте відповідні пояснення.

3.Опишіть конструкцію компресора, а також компресорної установки. 4.Наведіть класифікацію вентиляторів.

5.Що називають коефіцієнтом швидкохідності вентилятора?

6.Проаналізуйте характеристику вентилятора і наведіть методику вибору вентилятора.