

Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик

КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ

ПІДРУЧНИК

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2016

УДК 621.51(075.8)

ББК 31.76

Б81

Рецензенти:

А. В. Бойко – доктор технічних наук, професор, лауреат Державної премії України;

В. А. Маляренко – доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України

*Рекомендовано до видання вченою радою
Сумського державного університету як підручник
(протокол № 9 від 15 червня 2016 року)*

Бондаренко Г. А.

Б81 Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 385 с.

ISBN 978-966-657-624-1

У підручнику наведені основні відомості з розрахунку та проектування компресорних станцій і систем повітропостачання, вибору компресорів і допоміжного устаткування та особливості експлуатації.

Підручник призначений для студентів, які навчаються за спеціальністю «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка».

УДК 621.51(075.8)

ББК 31.76

© Бондаренко Г. А., Кирик Г. В., 2016

ISBN 978-966-657-624-1

© Сумський державний університет, 2016

ЗМІСТ

	С.
Передмова.....	6
Вступ.....	9
Розділ 1. Системи повітропостачання промислових підприємств.....	14
1.1. Призначення та характеристики систем.....	14
1.2. Рівень і режими споживання повітря.....	16
1.3. Схеми систем повітропостачання.....	20
1.4. Загальні відомості про споживачів стисненого повітря.....	25
Контрольні питання.....	29
Розділ 2. Компресори повітряні. Основні відомості... ..	30
2.1. Типи компресорів, конструктивні схеми і сфери застосування.....	30
2.2. Робочі характеристики компресорів.....	50
Контрольні питання.....	72
Розділ 3. Розрахунок компресорних станцій.....	74
3.1. Методи визначення потреби стисненого повітря.....	74
3.2. Розрахунок навантаження компресорної станції.....	79
3.3. Визначення продуктивності компресорної станції	83
3.4. Вибір компресорів.....	85
3.5. Вплив параметрів атмосферного повітря на продуктивність компресорної станції.....	89
Контрольні питання.....	98
Розділ 4. Робота компресорів на мережу.....	99
4.1. Графіки навантаження на компресорну станцію.....	99
4.2. Покриття пікових навантажень.....	103
4.3. Поєднання характеристик мережі та компресора.....	106
4.4. Особливості роботи компресорів на мережу.....	113
4.5. Сумісна робота компресорів.....	116

4.6. Деякі особливості роботи групи компресорів на мережу.....	123
Контрольні питання.....	124
Розділ 5. Регулювання компресорів під час роботи на мережу.....	126
5.1. Основи регулювання компресорів	126
5.2. Регулювання поршневих компресорів.....	130
5.3. Регулювання гвинтових компресорів.....	134
5.4. Регулювання відцентрових компресорів.....	153
5.5. Переривчасте регулювання компресорів.....	159
Контрольні питання.....	162
Розділ 6. Підготовка стисненого повітря. Процеси та апарати.....	164
6.1. Характеристики стисненого повітря.....	164
6.2. Вологомасловідділення.....	174
6.3. Очищення повітря від твердих домішок (фільтрація)	193
6.4. Охолодження стисненого повітря.....	206
6.5. Осушування повітря.....	211
6.6. Норми забрудненості стисненого повітря.....	227
Контрольні питання.....	231
Розділ 7. Основи проектування компресорних станцій.....	233
7.1. Загальні положення.....	233
7.2. Основні етапи проектування компресорної станції.....	234
7.3. Трубопроводи компресорної станції.....	250
7.4. Система відведення конденсату.....	254
7.5. Повітрязбірники.....	255
Контрольні питання.....	258
Розділ 8. Допоміжні системи компресорної станції...	260
8.1. Водопостачання.....	260
8.2. Система маслостачання.....	279
8.3. Електричний привід компресорів.....	282

8.4. Автоматизація компресорних станцій.....	296
Контрольні питання.....	306
Розділ 9. Розрахунок та проектування мереж стисненого повітря.....	308
9.1. Порядок виконання проекту пневмомереж.....	308
9.2. Основи розрахунку пневмомереж.....	310
9.3. Порядок розрахунку пневмомережі.....	316
9.4. Особливості проектування мереж стисненого повітря.....	323
9.5. Трубопровідна арматура.....	327
Контрольні питання.....	338
Розділ 10. Енергетична та економічна ефективність компресорних станцій і систем повітропостачання...	339
10.1. Шляхи економії енергоресурсів.....	339
10.2. Утилізація тепла компресорних станцій.....	348
10.3. Техніко-економічні показники компресорної станції.....	355
10.4. Економічна ефективність і термін окупності компресорних станцій.....	363
10.5. Визначення економічної ефективності компресорів на основі вартості їх життєвого циклу...	369
10.6. Енергетичний аудит компресорних станцій.....	378
Контрольні питання.....	380
Список використаної літератури.....	381

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник «Компресорні станції» призначений для студентів ВНЗ, які навчаються за спеціальностями «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» (спеціальність 6.05060405) та «Холодильні машини і установки» (спеціальність 6.05060403) професійного напрямку 050604 «Енергомашинобудування».

Незважаючи на те, що ці спеціальності викладалися і викладаються у ряді ВНЗ, навчальний посібник із цих дисциплін так і не був створений. На сьогодні для навчання використовуються монографія І. Г. Блейхера і В. П. Лисєєва «Компресорні станції», що вийшла друком ще в 1959 році та призначена для інженерно-технічного персоналу, який займається проектуванням і експлуатацією компресорних станцій, а також різні навчально-методичні посібники, розроблені у ВНЗ.

Цей посібник покликаний заповнити зазначений пробіл і є спробою створити сучасний навчальний посібник із дисципліни «Компресорні станції».

Техніка компримування повітря і газів належить до консервативних галузей. Проте за останні десятиліття відбулися значні зміни ряду тенденцій розвитку цієї галузі. Особливий відбиток накладає повсюдне впровадження енергозбережних технологій, що потребують зниження питомих витрат на стиснення газів, підвищення надійності та ефективності експлуатації компресорного й допоміжного устаткування, підвищення якості підготовки повітря і газів. Важливим аспектом сучасної техніки, що забезпечує її конкурентоспроможність, є відповідність вимогам міжнародних стандартів.

Особливо помітний прогрес у сфері компримування повітря – одного з найбільш важливих сировинних та

енергетичних джерел промислових виробництв. За останній час на світовому ринку і в Україні все більш широко впроваджуються блоково-комплектні компресорні станції та установки, розширюється використання сучасних гвинтових маслозаповнених і відцентрових багатовальних машин, здійснюється оснащення системами автоматизованого керування на базі мікропроцесорів і комп'ютерів як на рівні агрегата, так і на рівні компресорної станції і т. д.

Унаслідок цього змінилися й завдання курсу «Компресорні станції». Сучасний підхід до предмета полягає в нерозривній єдності функціонування компресорної станції як такої (будівля з установленим у ній компресорним та допоміжним устаткуванням) і системи магістральних та розподільних мереж зі споживачами. Тому об'єктом вивчення повинні стати системи повітря- і газопостачання промислових підприємств.

Особлива увага у цьому навчальному посібнику приділена вивченню роботи компресорів і компресорної станції в реальних умовах експлуатації: роботі компресорів на мережу, сумісній роботі компресорів, регулюванню на різних рівнях, динамічним характеристикам системи і т. ін.

У зв'язку з вищевикладеним у навчальному посібнику введені доповнення до традиційних розділів, а також ряд нових розділів. При викладі матеріалу використані передовий науковий і виробничий досвід, а також багаторічний досвід викладання дисципліни у вищій школі.

Основна увага в посібнику приділена повітряним компресорним станціям і системам повітропостачання промислових підприємств як найбільш поширеним. Основні положення можуть бути повною мірою

застосовані й до газових технологічних компресорних установок з урахуванням їх специфіки.

Основу цього навчального посібника становить курс лекцій, що викладаються студентам спеціальності «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» Сумського державного університету. Під час написання використані деякі розділи з навчального посібника Г. А. Бондаренка «Гвинтові повітряні компресорні станції» (Суми : СумДУ, 2005. – 254 с.), істотно перероблені та доповнені. Широко використаний досвід, накопичений у ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш» (м. Суми), а також передовий досвід інших українських та зарубіжних організацій і компаній.

Посібник містить великий ілюстративний матеріал, необхідні довідкові дані, приклади та контрольні питання, що полегшує вивчення курсу.

Під час написання навчального посібника використані позначення і термінологія, що прийняті в науково-технічних виданнях і відповідають галузевому стандарту.

Усі основні величини наведені в системі СІ. У деяких випадках, ураховуючи практику, що склалася в галузі, застосовуються позасистемні одиниці: технічні атмосфери, м³/хв, °С, об/хв.

ВСТУП

Повітряні компресорні станції та установки є невід'ємною частиною промислових виробництв, транспорту, будівництва, енергетики та інших галузей. Повітряні компресори становлять понад 80 % від загального парку компресорів. Таке велике поширення повітряних компресорів пояснюється необхідністю використання стисненого повітря як найбільш зручного і порівняно недорогого енергоносія. Основними перевагами стисненого повітря перед іншими енергоносіями (природний газ, електроенергія, водяна пара) є простота й дешевизна його вироблення і транспортування до місця споживання.

Системи виробництва та розподілу стисненого повітря в промисловості споживають до 10 % електроенергії.

На жаль, існує думка, що стиснене повітря коштує дешево, хоча лише 5–10 % спожитої електроенергії витрачається на здійснення корисної механічної роботи.

Витрати на вироблення стисненого повітря становлять 5–15 % від собівартості продукції, а для деяких виробництв досягають 30 % та більше.

Як машини для стиснення повітря широко використовуються поршневі, відцентрові, а останніми роками й гвинтові компресори. Ретроспективний погляд на розвиток цієї галузі технології у XX ст. засвідчує, що спочатку всюди застосовувалися виключно поршневі компресори, які постійно вдосконалювалися. З появою великих промислових підприємств для задоволення їх потреб щодо стисненого повітря почали використовувати високопродуктивні відцентрові компресори, а в окремих випадках і осьові машини. У період спаду економіки в країнах СНД на підприємствах різко знизилися обсяги

виробництва, що привело до необхідності виведення з експлуатації великих компресорних станцій та установок і насамперед відцентрових компресорів. У боротьбі за зниження собівартості продукції все більш широко використовуються енергозберіжні технології, знижується споживання енергоресурсів, зокрема й стисненого повітря. На сьогодні здебільшого використовують поршневі компресори.

Аналіз засвідчує, що загальний стан компресорного парку у ряді галузей, зокрема провідних, не відповідає сучасним вимогам. На підставі досвіду, накопиченого у ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш» (головної організації України з компресоробудування), під час обстеження систем забезпечення стисненим повітрям промислових підприємств різних галузей промислового виробництва виявлений ряд типових недоліків:

- потужність компресорних станцій підприємств, створена в основному ще в доперестроєві роки з орієнтацією на великі обсяги випуску продукції, щодо потреб, які виникли на сьогодні, явно надмірна;

- компресорні станції часто оснащені морально і фізично застарілим устаткуванням, технічний стан якого характеризується як незадовільний;

- складне компресорне господарство вимагає великих витрат на утримання експлуатаційного та ремонтного персоналу, придбання запасних частин для компресорів, ряд з яких уже знятий із виробництва;

- системи повітропроводів громіздкі, з істотними доповненнями і змінами проектних схем, мають «тупикові» та невикористовувані ділянки, в яких утворюється волога, а в зимовий час – обмерзання, багато свищів, теч, нещільність арматури і т. п., це зумовлює втрати повітря, що набагато перевищують нормативні;

– здебільшого не налагоджений сучасний контроль вироблення і споживання стисненого повітря, відсутні необхідні засоби КВП та А;

– відсутні ефективні засоби регулювання виробництва стисненого повітря. Пристосування компресорної станції до змінюваного режиму споживання здійснюється або вмиканням – вимиканням агрегатів, або стравлюванням надмірного повітря в атмосферу, величина якого досягає 50 % та більше від продуктивності компресора, – найбільш неефективний спосіб регулювання;

– постачання стисненого повітря підприємствам здійснюється, як правило, з центральної компресорної станції. На великих підприємствах деякі споживачі повітря віддалені на сотні й навіть тисячі метрів. У результаті в трубопроводах мають місце великі гідравлічні втрати, конденсатні пробки, теча, і віддалені споживачі зазнають нестачі повітря, що потрясає виробництво і призводить до значних збитків.

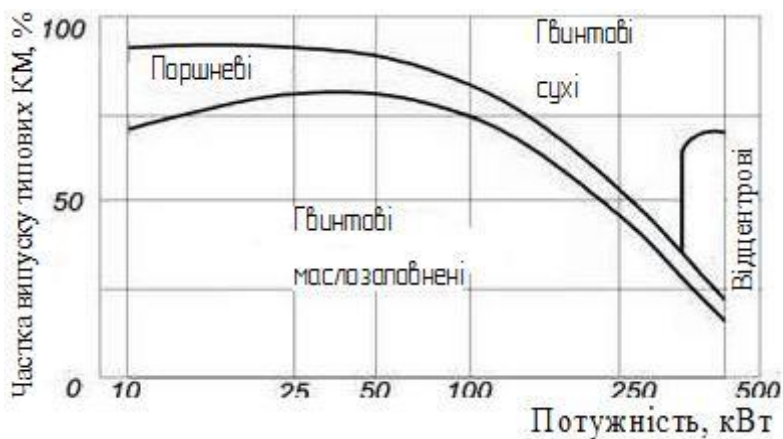
Дані, одержані шляхом узагальнення представницького вибіркового обстеження повітряних компресорних станцій машинобудівних заводів, хімічних і гірничо-збагачувальних комбінатів, електростанцій, залізничних депо України, свідчать, що близько 80 % від загальної кількості компресорів виробили номінальний ресурс до морального та фізичного зношення (15–20 років). Технічний стан їх незадовільний, вартість стисненого повітря висока. Використання передових ремонтних технологій, реконструкція й модернізація компресорних установок підвищують ефективність і продовжують ресурс агрегатів, але не вирішують загальної проблеми.

Ринкова конкуренція, боротьба за зниження собівартості продукції, в якій на частку виробництва

стисненого повітря припадає від 5 до 30 % затрат, змушують підприємства економити як на споживанні, так і на виробленні стисненого повітря, застосовувати енергозберіжні технології.

На багатьох провідних підприємствах різних галузей здійснена або здійснюється модернізація компресорних станцій і мереж в основному за рахунок виведення з експлуатації зайвих компресорів, вимкнення невикористовуваних ділянок мережі та ін., наводиться порядок в обліку вироблення і витрачання стисненого повітря, уточнюються нормативи споживання. На жаль, лише в окремих випадках застосовується технічне переозброєння із заміною застарілих компресорів сучасними типами, впровадженням систем регулювання.

Світовою тенденцією розвитку технології стиснення повітря є все більш широке використання гвинтових компресорних установок, які повсюдно витісняють інші типи компресорів. Підтвердженням цього є структура випуску повітряних компресорів у такій технічно розвиненій країні, як Японія, подана на нижченаведеному графіку за даними статті [2].



Із цього графіка випливає, що в найбільш споживаному інтервалі одиничних потужностей компресорів від 10 до 100 кВт домінують гвинтові машини – понад 80 % загального парку, а на частку поршневих машин припадає лише близько 15 %. Аналогічна картина характерна й для країн Європейської спільноти. В Україні гвинтові машини почали активно використовуватися приблизно 15 років тому, і їх ринок нестримно розширюється, цьому великою мірою сприяє випуск гвинтових компресорних станцій підприємствами концерну «УКРПРОСМЕТАЛ» – ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш» і Полтавським турбомеханічним заводом.

Було б помилковим обмежуватися аналізом лише компресорного парку. На підприємствах стиснене повітря виробляється компресорами, встановленими на компресорних станціях. Далі, після відповідної підготовки, стиснене повітря спрямовується в магістральні повітропроводи, від яких через внутрішньоцехові мережі – до безпосередніх споживачів: пневмообладнання і пневмоінструментів. На цьому тривалому шляху стисненого повітря мають місце втрати тиску, охолодження повітря, його зволоження та забруднення. Це призводить до зменшення здатності повітря до виконання роботи, зниження надійності та відмов пневмоспоживачів.

Сучасний підхід до предмета вимагає розгляду не лише компресорної станції, а й у цілому всієї системи повітропостачання промислового підприємства в єдності та взаємозв'язку. Саме такий підхід покладений в основу цього навчального посібника.

РОЗДІЛ 1

СИСТЕМИ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ

ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

1.1. Призначення та характеристики систем

Жодне промислове підприємство не може обійтися без застосування стисненого повітря, що є доступним джерелом, як сировинним, так і енергетичним. Особливо широко стиснене повітря використовується в промисловості та будівництві. Джерелами стисненого повітря є як невеликі мобільні установки, так і великі стаціонарні компресорні станції, пов'язані зі споживачами через мережу повітропроводів, що в сукупності утворює систему повітроспоживання промислового підприємства.

Системи повітропостачання призначені для вироблення стисненого повітря необхідних параметрів і безперебійного забезпечення ним технологічних потреб підприємства.

Залежно від профілю підприємства, виробництва стиснене повітря використовують для:

- здійснення основних технологічних процесів як компонент хімічної технології, наприклад, для одержання кисню й азоту, для дуття в металургії і т. п.;
- енергетичного застосування, пов'язаного з використанням повітря як окисника при спалюванні різних палив або як теплоносія для нагрівання або охолодження газів і рідин;
- забезпечення роботи пневмоінструменту й пневмоприводів, живлення машин ливарних і ковальських виробництв, будівельних машин та механізмів, виконання обдувних, піскоструминних, фарбувальних та інших робіт на виробничих підприємствах різного профілю діяльності;
- забезпечення роботи технологічних комплексів і

пристроїв (конвеєрів, систем пневмотранспорту, бурових верстатів і т. п.) як енергоносіїв;

– забезпечення роботи пневматичних систем, систем КВП і А.

Відзначимо, що на деяких виробництвах, наприклад на хімічних комбінатах, стиснене повітря для основних технологічних процесів має параметри, що відрізняються від параметрів системи повітропостачання, і виробляється спеціальними компресорами, що входять до складу устаткування технологічних ліній.

Під системою повітропостачання розуміють сукупність машин і технічних пристроїв, призначених для вироблення стисненого повітря і доставки його до споживачів.

Основні елементи системи:

- компресорні машини;
- повітропроводи;
- пристрої підготовки повітря;
- система контролю та керування.

Основними характеристиками системи повітропостачання підприємства є:

- призначення стисненого повітря;
- об'єм споживання стисненого повітря;
- режим споживання;
- конфігурація і довжина системи;
- рівень автоматизації та керування.

У деяких випадках систему повітропостачання зручно подати у вигляді джерела стисненого повітря (компресора або компресорної станції), що працює на мережу. Під мережею розуміють усю сукупність споживачів із системою трубопроводів.

Іноді використовують терміни «пневмосистема» і «пневмомережа», які є синонімами термінів «система

стисненого повітря» і «мережа стисненого повітря». Принциповим є те, що пневмосистема складається з двох основних частин, функціонально нерозривних, але кожна з яких відіграє істотно різні ролі: компресорна станція забезпечує виробництво стисненого повітря, а пневмомережа служить для транспортування цього повітря. Під компресорною станцією в загальному випадку необхідно розуміти компресорний цех, групу компресорів або окремо взятий компресор. Пневмомережа – це система повітропроводів із необхідною арматурою. Для повної характеристики системи до зазначених основних частин необхідно додати допоміжні пристрої очищення стисненого повітря від твердих і рідких частинок. Споживачами стисненого повітря є зовнішні пристрої стосовно системи повітропостачання, проте рівень, режим і характер споживання ними повітря визначально впливають на роботу всієї системи.

Системи повітропостачання розрізняються також рівнем регулювання та наявністю обліку виробленого і спожитого повітря. Ідеальним є оснащення компресорної станції та всіх групових споживачів витратомірними пристроями з виведенням на центральний щит моніторингом і комп'ютерною обробкою даних.

1.2. Рівень і режими споживання повітря

Системи повітропостачання забезпечують промислові підприємства стисненим повітрям при тиску 0,4–1,2 МПа. Найбільш поширені системи з тиском 0,6–0,8 МПа. Температура стисненого повітря зазвичай близька до атмосферної.

За рівнем споживання повітря системи можуть бути поділені на:

- великі – понад 500 м³/хв;

- середні – 200–500 м³/хв;
- малі – 50–200 м³/хв;
- дрібні – до 50 м³/хв.

Великими споживачами є металургійні заводи і комбінати, гірничо-збагачувальні комбінати (ГЗК). До середніх споживачів відносять хімічні комбінати, великі машинобудівні заводи. Системи з малим споживанням характерні для середніх і малих машинобудівних заводів, залізничних депо, підприємств переробних галузей та ін. До дрібних споживачів належать невеликі заводи, фабрики, майстерні, автогосподарства, механізовані ферми і т. п.

Залежно від характеру діяльності підприємства споживання стисненого повітря впродовж 1 року може бути близьким до постійного або мати явно виражений сезонний характер (наприклад, підприємства з перероблення сільськогосподарської сировини).

Режим споживання повітря на підприємствах упродовж 1 року, 1 місяця і навіть 1 доби зазвичай нерівномірний і коливається між максимальним V_{max} і мінімальним V_{min} значеннями. Середній рівень споживання визначається величиною

$$V_{сер} = 0,5 (V_{max} + V_{min}). \quad (1.1)$$

Ступінь нерівномірності споживання може бути охарактеризований величиною відносної амплітуди відхилення від середньої величини споживання (рис. 1.1):

$$\alpha = V_a/V_{сер}, \quad (1.2)$$

$$\text{де } V_a = 0,5 (V_{max} - V_{min}).$$

Залежно від величини відносної амплітуди можна виділити:

- умовно-постійний режим, $a \leq 0,15$ (рис. 1.1 а);
- змінний режим, $0,15 < a \leq 0,5$ (рис. 1.1 б);
- максимально нерівномірний режим, $0,5 < a \leq 1,0$ (рис. 1.1 в).

Можливий також режим «пікових» навантажень (рис. 1.1 г), характерний для маломістких мереж із короткочасним розбором повітря (продування деталей, пневмоінструмент, піскоструминні пристрої, пофарбування і т. ін.).

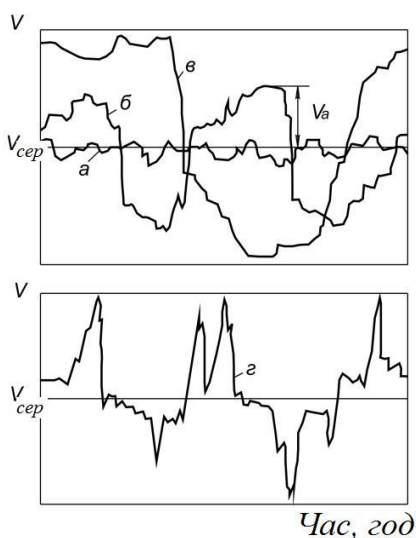


Рисунок 1.1 – Режими споживання повітря:
умовно-постійний (а); змінний (б);
максимально нерівномірний (в); піковий (г)

Об’єктивною характеристикою споживання повітря є *графік споживання*. Як правило, реальний графік споживання є залежністю з вираженою в різному ступені періодичністю (змінною, добовою, сезонною, річною), з множиною знакозмінних піків. Для зручності аналізу

споживання роблять згладжування графіка і, якщо можливо, визначають періодичність та параметр нерівномірності. Згладжування виконують шляхом побудови обвідної лінії, при цьому короточасні місцеві нехарактерні піки зростання або зменшення споживання до уваги не беруть. Якщо періодичність установити неможливо, то графік характеризують лише величинами V_{max} і V_{min} .

У деяких випадках використовують поняття «базового навантаження» компресорної станції. Базовим навантаженням називають таку продуктивність станції, яка забезпечує максимально тривалу потребу підприємства (цеху) в стисненому повітрі. При цьому зміна споживання відбувається в основному за рахунок зменшення його порівняно з базовим рівнем. Можливі нетривалі перевищення споживання над базовим рівнем називають «піковими» навантаженнями. Пікові потреби покриваються або за рахунок місткості мережі, або шляхом увімкнення додаткового компресора, пристосованого для швидких пусків і зупинень.

Суть способу покриття пікового навантаження за рахунок місткості мережі полягає у такому. У працюючій пневмосистемі завжди міститься об'єм стисненого повітря, поміщеного в ресивери, технологічні місткості та повітропроводи. При виникненні пікового споживання об'єм повітря в системі починає зменшуватися, що супроводжується зниженням тиску в системі. Цей додатковий відбір стисненого повітря може тривати до того часу, поки тиск у системі не досягне нижньої допустимої межі. Якщо впродовж цього часу пікове споживання не припиниться, то, щоб система не вийшла з ладу, потрібне увімкнення резервного компресора, який після стабілізації параметрів може бути вимкнений.

1.3. Схеми систем повітропостачання

Системи повітропостачання промислових підприємств є складними інженерними системами різних конфігурацій (схем). У стандартному виконанні система припускає наявність центральної компресорної станції та мережі повітропроводів, що виконується за схемою центральний колектор – цехові колектори – місцеві розгалуження («деревоподібна схема», рис. 1.2 а).

На великих хімічних, металургійних підприємствах об'єкти системи розміщені на великих майданчиках і через низку обставин не завжди компактно, з довжиною колекторів іноді декілька кілометрів. Така схема нерациональна, тому що зниження тиску через гідравлічні опори призводить до недостатнього забезпечення стисненим повітрям периферійних споживачів. Якщо параметри стисненого повітря на вихідному колекторі компресорної станції дорівнюють V_1, p_1 і t_1 , то на вході до найбільш віддаленого споживача їх значення істотно зменшуються через неминучі витікання, гідравлічні опори та охолодження газу: $V_2 = V_1 - \Sigma V_{ввт}$, $p_2 = p_1 - \Sigma \Delta p_2$ і $t_1 = t_2 - \Delta t_{охол}$. Для забезпечення нормальної роботи таких споживачів необхідно збільшити продуктивність компресорної станції (наприклад, увімкнути додатковий компресор), що істотно підвищить затрати.

Недоліками таких схем є дуже велика протяжність магістральних і розподільних повітропроводів, підвищені капітальні витрати і вартість ремонту та експлуатації. У зимовий час у таких системах можуть виникати крижані пробки і руйнування трубопроводів та арматури, що призводять до додаткових витрат на усунення і збитки від простоїв технологічного устаткування.

Для усунення зазначених недоліків установлюють додаткові (кущові) компресорні станції і (або)

закільцьовують центральний колектор. Кільцева схема повітропостачання (рис. 1.2 б) забезпечує більш рівномірне подання повітря до всіх споживачів.

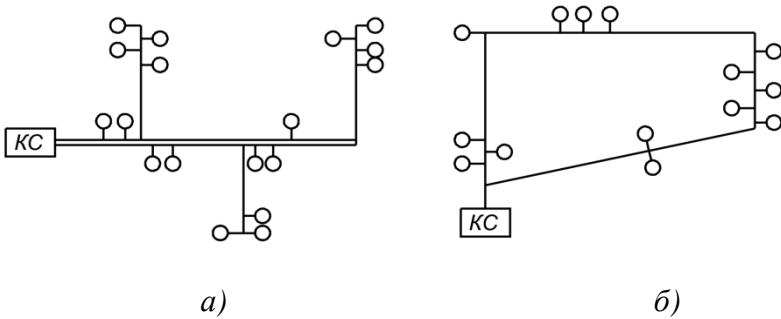


Рисунок 1.2 – Схеми систем повітропостачання: деревоподібна (а); кільцева (б); (○ – споживачі)

Істотною перевагою кільцевої схеми є рівність тиску у кільцевому колекторі, тобто на вході до всіх споживачів. Недоліки такі самі, як і у вищенаведеній схемі. Крім того, збільшується витрата труб на спорудження кільцевого колектора.

Поширені схеми *централізованого повітропостачання* підприємств (із центральною компресорною станцією) мають свої переваги. Використання великих поршневих і відцентрових компресорів привело до необхідності групувати їх в одному місці у зв'язку з:

- необхідністю загальної електропідстанції та системи оборотного водопостачання;
- необхідністю постійного спостереження та обслуговування висококваліфікованим персоналом;
- спрощенням організації ремонтних робіт;
- необхідністю резервування компресорного устаткування;
- централізованим постачанням запасними частинами і витратними матеріалами;

– єдністю технічного керівництва.

Усе це обумовлює необхідність обладнання цілого цеху компресії з машинним залом, пультовими, ділянками для ремонту устаткування, електрощитовими, складськими і побутовими приміщеннями та ін., утримання яких вимагає значних витрат.

Розукрупнення підприємств, упровадження енергозбережних технологій, зокрема зниження споживання стисненого повітря, привели до того, що центральні компресорні станції з розвиненими зовнішніми системами повітропроводів виявилися істотно недовантаженими та економічно не вигідними.

Сучасний підхід полягає в застосуванні локальних компресорних станцій і пневмосистем.

Локальні компресорні станції максимально наближені до споживача або групи споживачів стисненого повітря. Локальна пневмосистема – система повітропостачання промислового підприємства, що складається із сукупності локальних компресорних станцій.

У системах із локальними мережами та локальними компресорними станціями повітропроводи відсутні або їх довжина мінімальна, тому що компресорні установки максимально наближені до споживачів повітря. У цьому випадку нехтовно малі гідравлічні втрати, охолодження і витікання повітря. Приблизно можна вважати, що параметри стисненого повітря перед надходженням до споживачів такі самі, як на виході з компресорної установки. Очевидно, що стиснене повітря на вході до споживачів має більшу потенціальну енергію і, отже, здатне виконати велику механічну роботу порівняно з мережею із центральною компресорною станцією.

Проведемо порівняльне оцінювання здатності стисненого повітря виконувати механічну роботу для

випадків із локальною та віддаленою компресорними станціями (установками). Параметри повітря перед надходженням до споживачів для локальної мережі беремо такими, що дорівнюють V_1, p_1, T_1 , а для протяжної мережі – V_2, p_2, T_2 , при цьому $V_2 = V_1 - \Delta V$, $p_2 = p_1 - \Delta p$ і $T_2 = T_1 - \Delta T$, де ΔV , Δp і ΔT – втрати продуктивності, тиски та охолодження повітря в мережі між компресорною станцією і віддаленим споживачем.

Теоретична механічна робота, здійснювана масою m , кг, стисненого повітря при адіабатному розширенні його від початкового тиску p до кінцевого тиску (в нашому випадку до атмосферного p_a) у пневмопристрої або інструменті, дорівнює

$$L = \frac{mkRT}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (1.3)$$

де $m = \rho V$ – масова витрата повітря; $k = 1,4$ – показник адіабати.

Підставивши в цей вираз замість m, ρ, T їх значення для стану 1 (на виході з компресора) і 2 (на вході до споживача), одержимо можливість порівняти величини теоретичної механічної роботи з урахуванням і без урахування втрат енергії та маси повітря у трубопроводі. Їх відношення L_2/L_1 характеризує відносне зниження механічної роботи за наявності витікань і гідравлічних втрат повітря під час транспортування його повітропроводом.

Приклад 1. Втрати на витікання повітря у мережі становлять 10 %, втрати на гідравлічний опір дорівнюють $0,5 \text{ кгс/см}^2$, охолоджується повітря на 40°C . Параметри повітря на нагнітанні компресора: $p_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$, $T_1 = 60^\circ\text{C}$. Визначити коефіцієнт недовикористання енергії стисненого повітря. Використовуючи вираз (1.3), одержимо

$$\frac{L_2}{L_1} = (1-0,1) \frac{293 \left[1 - (1/7,5)^{0,286} \right]}{333 \left[1 - (1/8)^{0,286} \right]} = 0,77,$$

тобто за рахунок втрат енергії і витікань у повітропроводі здатність повітря виконувати механічну роботу знижується на 23 %. Можлива й інша інтерпретація цього результату. Якщо, незважаючи на втрати в мережі, споживачеві для нормальної роботи достатні параметри повітря V_2, p_2, T_2 , то, встановивши локальний компресор, розрахований на ці параметри, можна зекономити близько 23 % споживаної енергії.

У реальних системах від використання локальних систем економія може бути набагато більшою. Наприклад, якщо втрати повітря в системі збільшаться удвічі (до 20 %), то за інших рівних умов економія енергії становитиме 33 %. Очевидно, що економічні переваги локальних систем повітропостачання не викликають сумніву.

Особливо економічним є використання локальних станцій для систем, що мають споживачів із різним робочим тиском. У цьому випадку не потрібне дроселювання стисненого повітря на вході до споживачів зі зниженим робочим тиском, що неминуче в системах із централізованим поданням повітря.

При тривалій експлуатації таких станцій створюється велика економія витрат за рахунок:

- відсутності витрат на ремонт та утримання зовнішніх повітропроводів;
- відсутності втрат стисненого повітря на витікання в зовнішній пневмосистемі;
- відсутності втрат тиску повітря в зовнішніх повітропроводах;
- збереження потенціальної енергії повітря через відсутність охолодження його в зовнішніх мережах;
- зменшення вологовмісту і витрат на осушування

стисненого повітря.

Під час реконструкції існуючих систем централізованого повітропостачання доцільний компромісний варіант: разом зі зменшенням навантаження на центральну компресорну станцію вводити для компактних груп споживачів локальні станції – *комбіновану схему* системи.

Є підприємства, що не мають своїх компресорних станцій і споживають стиснене повітря повністю або частково від стороннього джерела – сусіднього потужнішого підприємства.

1.4. Загальні відомості про споживачів стисненого повітря

Різні випадки застосування стисненого повітря в промисловості розглянуті в п. 1.1. Найбільшими споживачами є підприємства хімічної, металургійної і гірничодобувної промисловостей, а також будівельна індустрія. Компресорні станції є невід'ємною частиною машинобудівних заводів, підприємств легкої та харчової промисловостей, транспорту.

До основних споживачів стисненого повітря на машинобудівних заводах відносять такі цехи: ливарний, механічний, ковальський, фарбувальний. Безпосередніми споживачами стисненого повітря є різноманітні пневмомашини, пневмоприводи, пневмозатискачі верстатів, пневмомолоти, різні пневмоінструменти, фарбувальні апарати та ін.

Найбільш широкий клас споживачів стисненого повітря – це пневмоінструменти і пневмообладнання.

Пневмоінструменти – це засоби індивідуального використання, призначені для механізації тих чи інших робіт або операцій. Істотними особливостями

пневмоінструментів є їх короточасне використання і нерівномірне навантаження, що пояснюється характером виконуваних ними операцій.

Пневнообладнання – це пристрої і машини з тривалим режимом роботи, постійним або періодичним. Пневнообладнання може використовуватися як автономно, так і у складі технологічних ліній, конвеєрів.

Пневмоспоживачів залежно від функціонального призначення класифікують відповідно до рис. 1.3.



Рисунок 1.3 – Класифікація пневмоспоживачів

Пневмоінструмент, що здійснює механічну роботу, використовує енергію стисненого повітря для передачі зусилля робочому органу, що обертається або зворотно-поступально рухається. Відповідно пневмоінструменти бувають динамічної та об'ємної дії. До динамічних пневмоінструментів відносять: дрилі, шліфмашини, гайковерти, бормашини і т.п. Принцип дії пневмоінструменту динамічної дії полягає в такому (рис. 1.4 а). Стиснене повітря спрямовується в сопла, що звужуються, прискорюється і з великою швидкістю спрямовується на лопатки колеса, створюючи при цьому колове зусилля, що обертає колесо. На вільному кінці вала

закріплюється робочий орган (патрон зі свердлом, шліфувальний круг і т. ін.). Змінюючи тиск стисненого повітря, можна регулювати частоту обертання колеса.

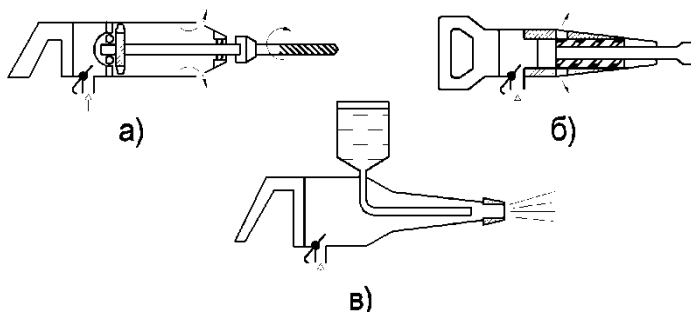


Рисунок 1.4 – Пневмоінструменти:
а) пневмодриль динамічної дії; б) пневмозубило об'ємного дії;
в) пульверизатор

До пневмоінструментів об'ємної дії відносять відбійний молоток (зубило), перфоратор, вібратор і т. п. Принцип дії їх полягає в періодичному поданні та скиданні стисненого повітря з порожнини над рухомим поршнем, зв'язаним із робочим органом (рис. 1.4 б).

До інструментів, що не здійснюють механічної роботи, належать: пульверизатори для нанесення фарб і покриттів, обдувні пости, дробо- та піскоструминні пристрої і т. п. У цих інструментах немає робочого органа, якому передається енергія стисненого повітря. Принцип їх дії полягає в тому, що стиснене повітря, що подається, спрямовується в сопло (чи жиклер), дроселює до тиску доквілля, розгониться і у вигляді сильного струменя спрямовується на оброблювану поверхню, очищаючи або наносячи на неї покриття, тобто струмінь здійснює механічну роботу. При цьому використовується ефект ежекції (підсмоктування) в повітряний струмінь дробу, піску, фарби або лаку (рис. 1.4 в).

До пневмообладнання можуть бути віднесені: пневмомолоти, пневмоштампувальні верстати, пневматичні приводи (двигуни) й системи. Суть їх полягає у виконанні механічної роботи в тривалому режимі.

До устаткування, що не здійснює механічної роботи, можуть бути віднесені постійно працюючі пристрої та механізми для охолодження інструменту і оброблюваної деталі, повітряного змащування підшипників електрошпиндельних верстатів, перемішування електролітів, піскоструминного очищення на конвеєрах і т. ін.

Окремий клас пневмообладнання – пневмоприлади, засоби пневмоавтоматики та струминної техніки. Вони мають свою специфіку, пов'язану з використанням стисненого повітря високого ступеня очищення.

Основними характеристиками пневмоінструментів і устаткування є витрата і робочий тиск повітря.

У пневмотехніці пневмоінструменти і пневмообладнання прийнято називати *пневмоприймачами*. За своїми робочими характеристиками пневмоприймачі не однорідні. Їх можна поділити на три види: такі, що вимагають постійного тиску, що вимагають постійної об'ємної витрати й такі, що працюють в обмеженому діапазоні тисків та витрат (рис. 1.5).

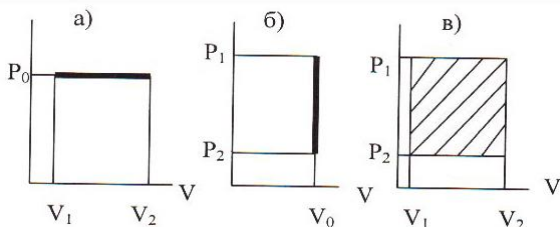


Рисунок 1.5 – Робочі характеристики пневмоприймачів:

а) $p = const$; б) $V = const$; в) $p_2 \leq p \leq p_1, V_1 \leq V \leq V_2$

Перші два види приймачів використовують у системах пневмоавтоматики, де необхідно підтримувати точно задані значення параметрів стисненого повітря.

Найбільш поширені пневмоприймачі третього виду. До них належать більшість споживачів промислових підприємств.

Загальна потреба заводської мережі складається із суми витрати повітря усіма видами пневмоприймачів, що, очевидно, не є постійною величиною.

Контрольні питання

1. Яка роль і місце повітряних компресорів у структурі компресорного парку країни?

2. Які основні напрями використання стисненого повітря?

3. Що таке система повітропостачання промислового підприємства?

4. Які основні характеристики систем повітропостачання?

5. Які параметри стисненого повітря в системах повітропостачання промислових підприємств і рівні споживання повітря?

6. Назвіть режими споживання стисненого повітря. Чим вони характеризуються?

7. Які бувають схеми систем повітропостачання? Їх порівняльні характеристики.

8. Графіки споживання стисненого повітря, його одержання та аналіз.

9. У чому суть поняття «базове навантаження»? Причини зміни здатності стисненого повітря до виконання механічної роботи.

10. Перелічіть споживачів стисненого повітря? Види, класифікація споживачів.

11. Основні характеристики споживачів стисненого повітря.

РОЗДІЛ 2 КОМПРЕСОРИ ПОВІТРЯНІ. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ

2.1. Типи компресорів, конструктивні схеми і сфери застосування

Для забезпечення потреб у стисненому повітрі підприємств промисловості, транспорту, будівництва застосовують компресорні машини різних типів, так звані компресори загального призначення, що забезпечують компримування атмосферного повітря до тиску 0,6–1,0 МПа ($6\text{--}10 \text{ кгс/см}^2$). Залежно від величини потреби повітря, характеру діяльності підприємства, продукції, що випускається, та інших чинників використовуються компресори різних типів: динамічного стиснення (осьові, відцентрові), об'ємного стиснення (поршневі, гвинтові, ротаційні, пластинчасті).

На рисунку 2.1 подані сфери застосування різних типів повітряних компресорів загального призначення. Сфери застосування компресорів за продуктивністю не є постійними і змінюються залежно від удосконалення машин різних типів і конструкцій.

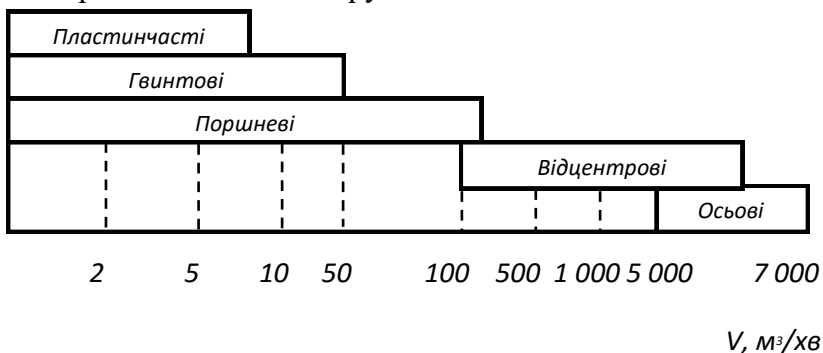


Рисунок 2.1 – Сфери застосування повітряних компресорів

2.1.1. Класифікація компресорів

Компресори мають велику різноманітність конструкцій, типів і класифікуються за низкою характерних ознак (рис. 2.2).

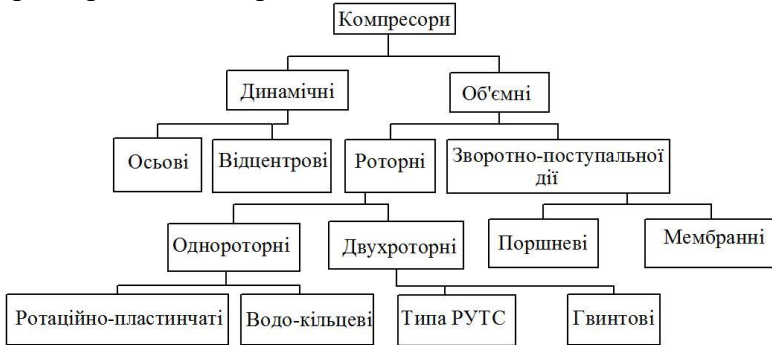


Рисунок 2.2 – Класифікація компресорів

За принципом дії компресори поділяють на динамічні та об'ємні (лопатеві). Як принцип дії розуміють основну особливість процесу підвищення тиску, що залежить від конструкції компресора.

Об'ємний компресор – це машина, в якій процес стиснення відбувається у робочих камерах, що змінюють свій об'єм періодично, навперемінно сполучаються із входом і виходом компресора. Об'ємні машини за геометричною формою робочих органів та способом зміни об'єму робочих камер можна класифікувати на поршневі й роторні компресори.

У поршковому компресорі газ стискується переміщенням поршня, що здійснює зворотно-поступальний рух. Зворотно-поступальний рух робочих органів здійснюють також вільнопоршневі та мембранні компресори.

У вільнопоршковому компресорі передача руху від двигуна до стисненого елемента здійснюється без

механізму передачі руху. У мембранному компресорі зменшення об'єму газу здійснюється переміщенням стисненого елемента-мембрани під дією ротора, що здійснює обертальний або коливальний рух.

До об'ємних машин з обертовим стискуванням елементом (роторних машин) належать також гвинтові, ротаційно-пластинчасті, рідинно-кільцеві та інші конструкції компресорних машин.

Лопатевий компресор (чи турбокомпресор) – машина динамічної дії, в якій стиснення газу відбувається в результаті взаємодії потоку обертовою та нерухомою ґратками лопатей. Характерною особливістю лопатевих машин є відсутність пульсації тиску, який вони розвивають. До лопатевих компресорів залежно від напрямку руху потоку відносять радіальні (відцентрові) та осьові.

У відцентровому компресорі потік рухається в основному від центра до периферії. В осьовому компресорі потік газу рухається вздовж осі ротора. Існує й проміжний тип – діагональний компресор, в якому газ рухається в осерадіальному напрямі, тобто по діагоналі.

Необхідно відзначити істотні особливості компресорів різного принципу дії: продуктивність об'ємних компресорів не залежить від тиску нагнітання, тоді як для динамічних компресорів ця залежність дуже істотна.

За конструктивною схемою компресори бувають одноступінчасті і багаступінчасті. У відцентровому компресорі ступені групуються в секції. Охолодження повітря в поршневому компресорі здійснюється після кожного ступеня, а у відцентровому – після кожної секції.

За способом відведення теплоти, що виділяється при термодинамічному стисненні повітря, від тертя поршня та в підшипниках механізму руху, компресори

бувають із водяним і повітряним охолодженням.

За типом приводного двигуна – з приводом від електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння.

Іноді для зручності монтажу та зменшення габаритів компресорної установки застосовують електродвигуни, ротор яких є валом компресора (моноблоковий принцип).

За призначенням компресори бувають стаціонарними (призначені для встановлення на постійне місце експлуатації) та пересувними (переносними), що транспортуються до того чи іншого об'єкта для виконання необхідних робіт.

2.1.2. Об'ємні компресори

Найбільш поширені та різноманітні за конструктивним виконанням, схемами і компонованням *поршневі компресори*. На рисунку 2.3 показані основні й конструктивні схеми поршневих компресорів.

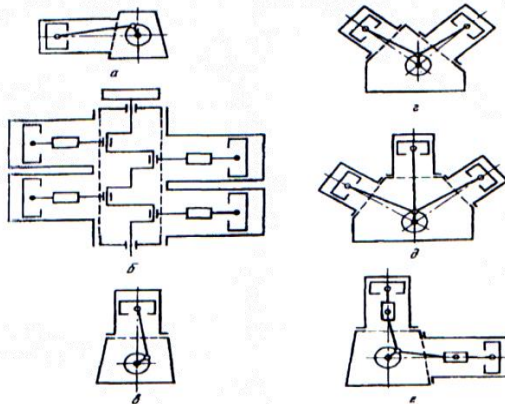


Рисунок 2.3 – Схеми поршневих компресорів:

a – горизонтальний; *б* – опозитний (вигляд у плані); *в* – вертикальний;
г – V-подібний; *д* – W-подібний; *е* – L-подібний

Поршневі компресори розрізняють:

- за способом дії: простої та подвійної дії;
- за кількістю циліндрів: одно- і багатоциліндрові;
- за способом стиснення: одно- і багатоступінчасті;
- за конструктивним виконанням: вертикальні, горизонтальні, опозитні, V- та W-подібні, кутові, з простим і диференціальним поршнем;
- за охолодженням: із водяним і повітряним охолодженням;
- за способом змащування циліндрів: із мастилом і сухі;
- за частотою обертання: тихохідні (до 200 об/хв) і швидкохідні (500–1 000 об/хв);
- за тиском нагнітання: низького тиску (до 2,5 МПа), середнього тиску (до 6,0 МПа) та високого тиску (до 35,0 МПа).

За об'ємною продуктивністю за умов усмоктування поршневі компресори класифікують так: мікрокомпресори продуктивністю до $0,6 \text{ м}^3/\text{хв}$; малою продуктивністю – від $0,6$ до $6,0 \text{ м}^3/\text{хв}$, середньою – від $6,0$ до $60,0 \text{ м}^3/\text{хв}$, великою – понад $60 \text{ м}^3/\text{хв}$.

На рисунку 2.4 поданий один із найбільш поширених поршневих компресорів – двоступінчастий, чотирирядний, на опозитній базі, з водяним охолодженням. Продуктивність компресора – $125 \text{ м}^3/\text{хв}$, тиск кінцевий – $0,88 \text{ МПа}$, споживана потужність – 670 кВт .

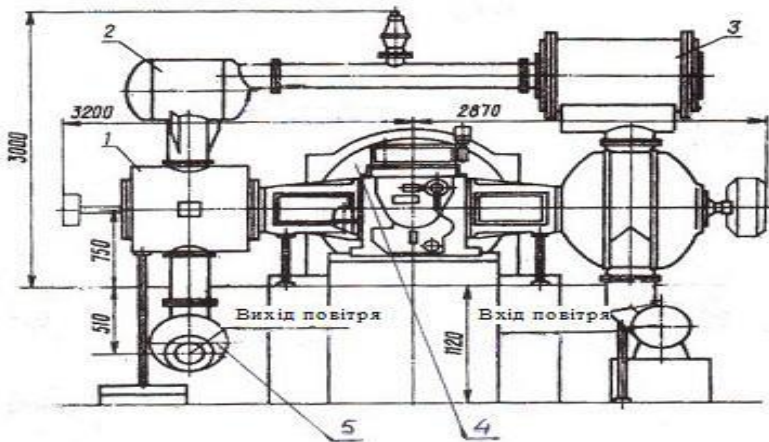


Рисунок 2.4 – Компресор 4VM10-120/9

На рисунку 2.5 поданий розріз L-подібного (кутового) компресора 305ВП-30/8 продуктивністю $30 \text{ м}^3/\text{хв}$ із тиском нагнітання $0,8 \text{ МПа}$.

Поршневі компресори мають такі загальні недоліки:

1) відносно малу продуктивність і малооборотність, що перешкоджає у деяких випадках здійсненню безпосереднього з'єднання компресора зі швидкохідними електродвигунами;

2) нерівномірність подання повітря в мережу, внаслідок чого потрібне устанавлення повітрозбірника;

3) порівняно великі габарити машин і фундаментів (особливо горизонтальні компресори);

4) незрівноваженість рухомих мас.

Загальні недоліки, властиві різним видам поршневих компресорів, є причиною розроблення і застосування інших типів компресорів.

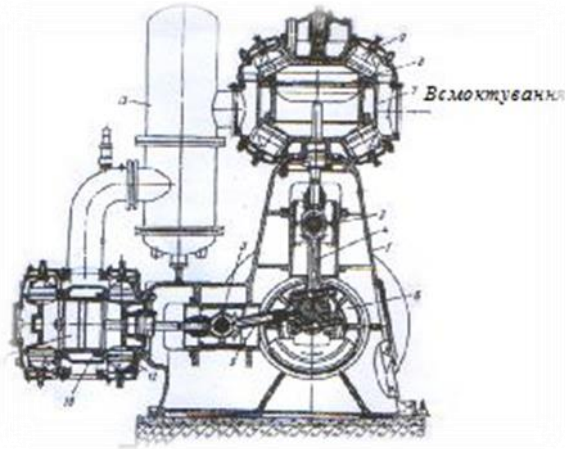


Рисунок 2.5 – Поршневий компресор 305ВП-30/8

Дуже поширені ротаційно-пластинчасті компресори. Ці компресори випускають продуктивністю до $100 \text{ м}^3/\text{хв}$ із тиском нагнітання до 2,5 МПа.

В одноступінчастих ротаційних компресорах ступінь стиснення знаходиться в межах від 3 до 5, а у двоступінчастих із проміжним охолоджувачем досягає 9–13.

На рисунку 2.6 зображений двоступінчастий ротаційний компресор марки РСК-50х7. Подібно до поршневого компресора в ротаційному компресорі за один оберт ротора відбуваються всмоктування, стиснення та нагнітання повітря.

У вищезазначеному діапазоні параметрів ротаційно-пластинчасті компресори практично не поступаються поршневим компресорам за ККД і перевершують їх за швидкохідністю, компактністю, зрівноваженістю, надійністю.

У випуску ротаційно-пластинчастих компресорів загального призначення збільшується частка машин сухого стиснення і маслозаповнених. Конкуруючи за техніко-економічними показниками з гвинтовими та

відцентровими компресорами, ротаційно-пластинчасті компресори займають стійке положення в діапазоні малих виробників.

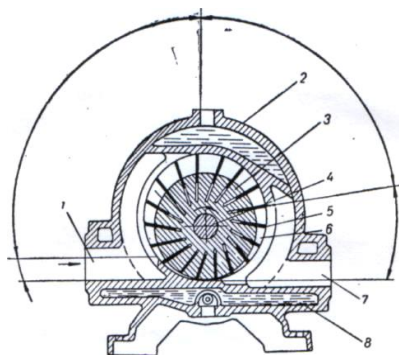


Рисунок 2.6 – Схема ротаційного пластинчастого компресора :

- 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – корпус компресора; 3 – ротор;
- 4 – вісь ротора; 5 – сталеві пластинки ротора; 6 – камера стиснення повітря; 7 – нагнітальний патрубок; 8 – водяна сорочка

При відкачуванні та стисненні повітря, різних газів і рідинно-газових сумішей, забруднених механічними домішками, застосовують машини *рідинно-кільцеві* та машини *типу «Рутс»* (машина з обертовими профільованими роторами). Порівняно з машинами інших типів ці машини набули найбільшого поширення як вакуум-компресори продуктивністю від найменших і до 2 000 м³/хв при абсолютному тиску всмоктування від 0,02 МПа та вище.

2.1.3. Турбокомпресори

У галузі великих продуктивностей найбільш ефективні *відцентрові компресори*. Перевага їх застосування визначається потребою у великих масах газу, стисненого в одній машині, більш високою надійністю та довговічністю роботи, поданням стисненого газу без

пульсацій тиску. Межі максимальної потужності відцентрових компресорів значно розширилися, на цей час експлуатуються відцентрові компресори продуктивністю до $1\,000\text{ м}^3/\text{хв}$ і більше.

На рисунку 2.7 наведений поздовжній розріз повітряного шестиступінчастого, трисекційного, з двома проміжними охолодженнями відцентрового компресора з горизонтальним рознімом продуктивністю $915\text{ м}^3/\text{хв}$, тиском нагнітання $0,74\text{ МПа}$.

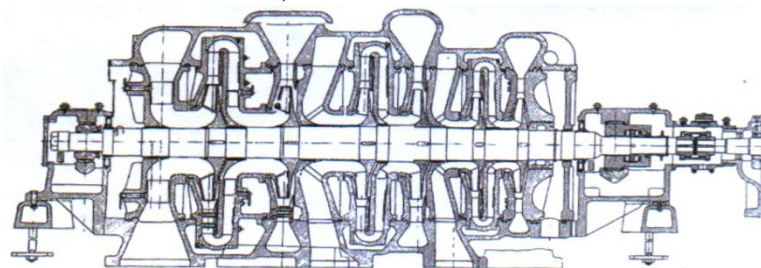


Рисунок 2.7 – Компресор К 905-61-1

Відцентрові повітряні компресори використовують на об'єктах із дуже великим споживанням стисненого повітря: металургійних заводах, гірничо-збагачувальних комбінатах, великих шахтах, хімічних заводах та ін. Незважаючи на високу ефективність таких компресорів на номінальному режимі, їх недолік – відсутність ефективного регулювання на нерозрахункових режимах.

Удосконалення конструкцій відцентрових машин привело до використання їх там, де традиційно застосовували інші типи компресорів у сфері середніх і малих продуктивностей аж до $20\text{ м}^3/\text{хв}$.

Останніми роками громіздкі відцентрові компресори, що займають разом із допоміжними системами великі виробничі площі, змінюють набагато компактнішими багатовальними (іноді їх називають мультиплікаторними) компресорами (рис. 2.8).

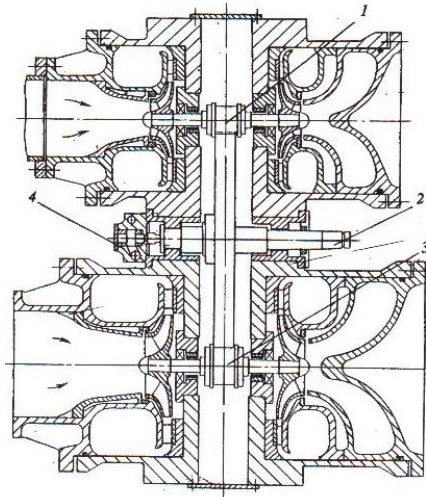


Рисунок 2.8 – Багатовальний відцентровий компресор
МЦК 32ВЦ-100/9 ($Q_n = 100 \text{ м}^3/\text{хв}$, $p_k = 0,8 \text{ МПа}$):
1, 3 – ротори відповідно верхнього та нижнього модулів;
2 – вал привода; 4 – масляний насос

Характерною особливістю компресорів багатовального типу є жорсткий литий корпус, в якому встановлене ведуче зубчасте колесо, а на його периферії – декілька ведених шестерень. Привідний електродвигун обертає центральний вал із зубчастим колесом, яке, у свою чергу, надає обертання шестерням, виконаним на валах із консолями, на яких установлені відцентрові робочі колеса. Така схема дозволяє оптимально вибирати необхідні частоти обертання кожного робочого колеса, одержуючи максимальний ККД. Крім того, такі компресори оснащені ефективною системою регулювання для забезпечення економічної роботи компресора в широкому діапазоні робочих режимів.

Наявність зубчастого зачеплення, висока частота обертання робочих коліс (до 30 тис. об/хв), швидкохідні підшипники та ущільнення вимагають високого рівня

технологічної культури виробництва, сучасних матеріалів, високої точності виготовлення і складання, а також належного обслуговування.

Конструктивна схема машини дозволяє одержати компактне компонування, що не вимагає встановлення окремих допоміжних систем і пристроїв, таких як, наприклад, для традиційних відцентрових компресорів: проміжного охолодження повітря, маслосистеми, підвищувального редуктора та ін. Проміжні повітроохолоджувачі встановлюються безпосередньо у всмоктувальних патрубках ступенів, маслобаком служить порожниста рама. Завдяки таким конструктивним рішенням удалося одержати блокову компресорну установку (тобто усе устаткування змонтоване на одній загальній рамі), що значно спрощує транспортування компресора та набагато скорочує капітальні витрати на її встановлення.

Істотні конструктивні й технологічні ускладнення багатоставних компресорів із лишком окупаються економічністю їх експлуатації.

Стаціонарні й транспортні компресорні машини продуктивністю більше $1\ 000\ \text{м}^3/\text{хв}$ і з відносно невеликим підвищенням тиску ($\varepsilon = 10\text{--}15$) – це *осьові компресори*. Здебільшого це багатоступінчасті машини, використовувані в авіаційній, криогенній техніці, в машинобудівній, газовій, хімічній, металургійній, енергетичній та інших галузях промисловості. Сучасні осьові компресори газотурбінних установок мають ступінь підвищення тиску до 25–35 і вище. Залежно від швидкості газового потоку в робочих органах розрізняють дозвукові та надзвукові осьові компресори з турбо- або електроприводом із частотою обертання 500 об/хв і більше. У подальшому осьові компресори почали використовувати в галузях промисловості, де раніше

застосовували лише відцентрові компресори.

На рисунку 2.9 показаний стаціонарний осьовий багатоступінчастий компресор продуктивністю $4\,930\text{ м}^3/\text{хв}$, з кінцевим тиском $0,54\text{ МПа}$, з приводом від парової турбіни.

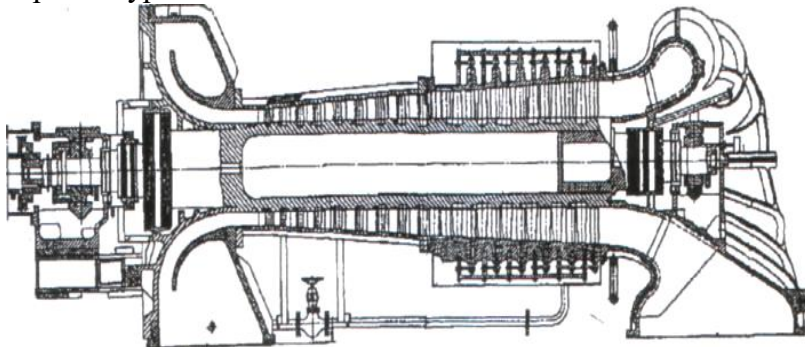


Рисунок 2.9 – Осьовий компресор К 4950-1

Осьові компресори стаціонарних установок мають перевагу над відцентровими – більш високі значення ККД, маса і габарити для стаціонарних установок великого значення не мають. Вартості великих стаціонарних установок відцентрових і осьових компресорів приблизно однакові.

З іншого боку, осьові компресори мають обмежений діапазон робочих режимів через помпаж, чутливість до корозії та ерозії (корозія – це руйнування матеріалу, викликане хімічними процесами на поверхні, а ерозія – руйнування металу від механічної дії частинок абразиву і рідин, що містяться в стисненому газі або повітрі). Тому в промисловості повітряні осьові компресори використовують в основному як технологічні (для компресорних станцій загального призначення їх не застосовують).

2.1.4. Гвинтові компресори

Гвинтові компресори бувають двох типів: з уприскуванням масла в проточну частину (маслозаповнені) і без уприскування масла (сухі).

До недавнього часу вважалося, що повітряні маслозаповнені гвинтові компресори з тиском нагнітання до 0,8 МПа мають перевагу над поршневими при застосуванні лише в пересувних компресорних установках. На сьогодні маслозаповнені гвинтові компресори продуктивністю від 1,0 до 70 м³/хв із тиском нагнітання до 4,0 МПа широко використовуються в стаціонарних установках. Це стало можливим у результаті технічного вдосконалення двороторних гвинтових машин, зокрема, при переході із симетричного профілю гвинтів на асиметричний із розмірним шліфуванням профілю, завдяки чому питома витрата потужності одноступінчастих маслозаповнених гвинтових компресорів загального призначення знизилася в середньому на 5–7 %. Порівняно з усіма іншими типами компресорів вартість 1 м³ повітря, стисненого стаціонарними маслозаповненими гвинтовими компресорами загального призначення з повітряним охолодженням у діапазоні продуктивностей від 10 до 50 м³/хв, найменша. Сучасні стаціонарні водо- або повітроохолоджувані повітряні гвинтові компресорні установки поставляються укомплектованими та випробуваними в моноблоковому безфундаментному виконанні з повною готовністю до експлуатації, що є істотною перевагою.

Міжремонтний пробіг гвинтових компресорів визначається зношенням підшипників, термін служби яких становить не менше 15 тис. год. Деякі конструкції гвинтових компресорів мають термін служби до

100 тис. год. Середній міжремонтний термін компресорів досягає 50 000 год, вони практично не вимагають постійного обслуговування.

Особливе значення гвинтові компресори з повітряним охолодженням мають для забезпечення стисненим повітрям пневматичного устаткування в районах із високим дефіцитом і вартістю охолоджувальної води.

Одна з особливостей гвинтових компресорів – здатність стискати двофазні (газ + рідина) середовища.

Відомі конструкції моноблокових повітряних одноступінчастих гвинтових компресорів, у порожнину стиснення яких замість масла вприскується вода, що забезпечує ущільнення зазорів, майже ізотермічний процес стиснення та чистоту стисненого повітря. Вода надходить через регулятор і після використання легко сепарується з повторним використанням або скиданням у каналізацію. Порівняно з аналогічними за параметрами двоступінчастими гвинтовими компресорами сухого стиснення водозаповнені компресори менш металомісткі, в них немає проміжного і кінцевого холодильників.

Повітряні гвинтові компресори сухого стиску забезпечують ступінь підвищення тиску в одному корпусі не більше ніж 3 при порівнянних кінцевих температурах повітря. Як машини загального призначення вони поступаються маслозаповненим через високу вартість виготовлення і відносно низький ККД. Щодо цього маслозаповнені машини перевершили їх за таким узагальнювальним показником ефективності, як вартість одиниці об'єму стисненого газу.

Із вищенаведеного стислого огляду повітряних компресорів різного типу випливає, що умовам застосування в системах повітропостачання переважної більшості промислових підприємств найбільшою мірою

відповідають гвинтові маслозаповнені компресори. У компресорному парку підприємств на сьогодні переважають поршневі компресори, проте всюди вони замінюються гвинтовими. Оскільки в навчальних програмах до цього часу приділялося недостатньо уваги таким машинам, то в посібнику вони будуть розглянуті детальніше у подальших розділах.

Власне гвинтовий компресор (чи компресорний блок) є литим чавунним корпусом, усередині якого встановлені два гвинти. Ведучому гвинту може надавати обертання як безпосередньо електродвигун, так і вбудований редуктор (рис. 2.10).

Гвинтовий компресор є машиною об'ємної дії. Стиснення повітря в ньому відбувається за рахунок зменшення об'єму всмоктуваного повітря, затисненого між зубцями гвинтів, корпусом і нагнітальною торцевою стінкою. Стиснення відбувається до того часу, поки при певному кутовому положенні роторів стиснений об'єм повітря не з'єднається з нагнітальним отвором у торцевій стінці. Таким чином, стиснене повітря безперервно наступними порціями надходить у нагнітальний патрубок. Очевидно, що витрата й тиск повітря залежатимуть насамперед від розмірів і форми профілів гвинтових пар та частоти їх обертання.

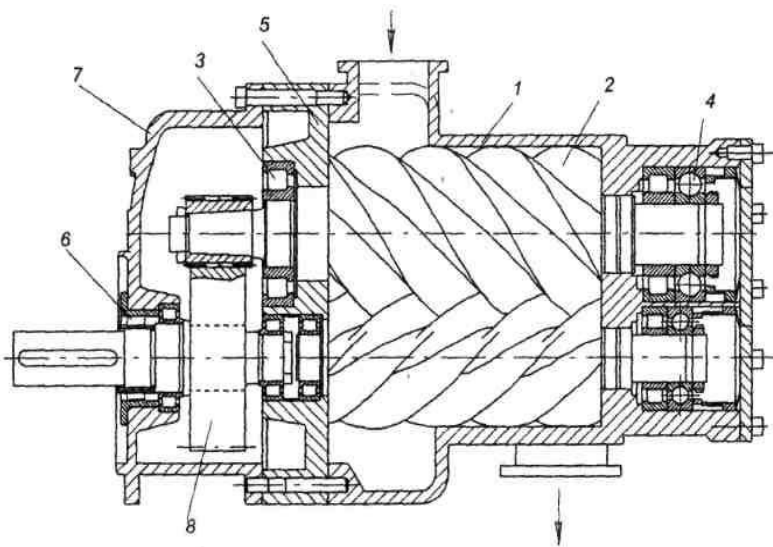


Рисунок 2.10 – Гвинтовий компресор CF180G фірми GHH-Rand:
 1 – корпус роторної пари; 2 – роторна пара; 3 – роликопідшипник;
 4 – шарикопідшипник; 5 – корпус підшипника; 6 – ущільнення;
 7 – фланець; 8 – редуктор

Обертіві гвинти (чи ротори) мають різну форму (рис. 2.11): ведучий ротор має опуклі, а ведений – увігнуті профілі зубців. Уздовж довжини ротора зубці зігнуті по гвинтовій лінії. Ведучий ротор має п'ять зубців, а ведений – шість вирізів для входження в них зубців. Ротори мають асиметричний профіль зубців, при якому досягається найвищий ККД.

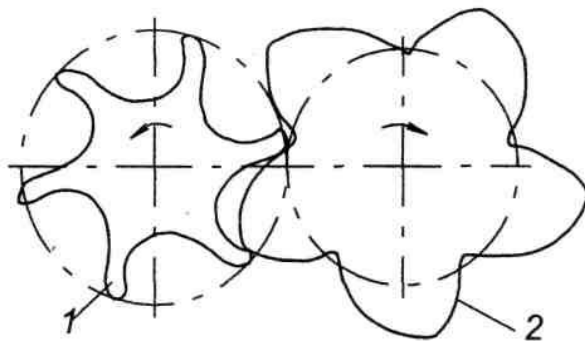


Рисунок 2.11 – Поперечний переріз роторів:
1 – ведений ротор; 2 – ведучий ротор

Ротори обертаються усередині корпусу, що охоплює їх. Точне шліфування профілів зубців дозволяє досягти дуже малих зазорів між спряженими зубцями роторів (0,02–0,03 мм) і звести до мінімуму перетікання робочого середовища з порожнин із підвищеним тиском на всмоктування.

Під час роботи компресора з боку стисненого між зубцями об'єму повітря на кожен ротор діють значні радіальні та осьові сили. Радіальні навантаження сприймаються роликowymi підшипниками важкої серії, встановленими з обох кінців кожного ротора. Осьові навантаження сприймаються радіально-упорними шарикопідшипниками, встановленими на кінцях роторів із боку нагнітання. Шарикопідшипники мають рознімні зовнішні та внутрішні обойми, що дозволяє шляхом підтискання обойм тарілчастими пружинами забезпечувати контакт кульок з обоймами в чотирьох точках, підвищуючи їх надійність. Усі підшипники кочення мають латунні або пластмасові сепаратори, що забезпечують безшумне обертання.

Підшипники з боку нагнітання встановлені у гніздах, виконаних у корпусі компресора, а підшипники з

боку всмоктування – в проміжному корпусі, встановленому в розточці корпусу компресора. Така конструкція забезпечує точність монтажу роторів без додаткового регулювання. Шестерні редуктора монтуються в кришці, прифланцьованій до корпусу компресора.

Для нормальної роботи компресорів цього типу потрібне постійне уприскування свіжого масла в робочу порожнину. При цьому забезпечується змащування контактувальних зубців, що підвищує надійність і довговічність. Наявність масляної плівки на поверхнях робочої порожнини створює ущільнювальний ефект і зменшує внутрішні перетікання через радіальні й торцеві зазори між роторами та корпусом, за рахунок чого підвищується продуктивність компресора. Ефект охолодження повітря за рахунок уприскування холодного масла дозволяє збільшити відношення тисків у ступені, підвищити енергетичну ефективність компресора. Уприскування масла здійснюється безпосередньо в робочу порожнину з боку всмоктування. У нагнітальний патрубок компресора надходить повітряно-масляна суміш, з якої відділяється масло, очищається від домішок, охолоджується і знову спрямовується в компресор.

За конструктивною схемою гвинтові компресори (рис. 2.12) відрізняються такими основними ознаками:

- охолоджуваним або неохолоджуваним корпусом;
- прямим приводом або через вбудований редуктор;
- із синхронізувальними шестернями або без них.

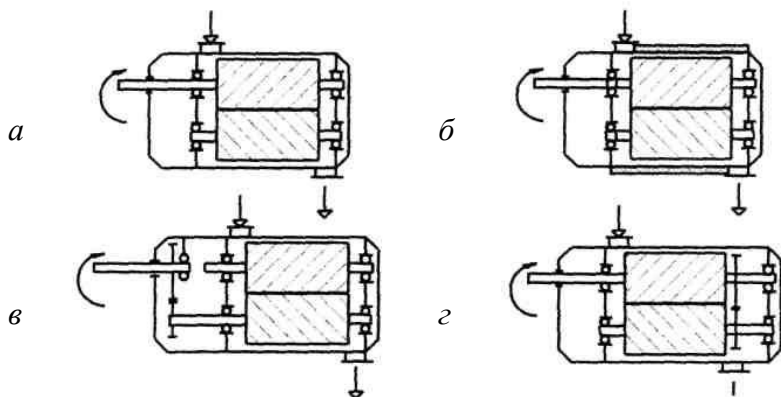


Рисунок 2.12 – Конструктивні схеми гвинтових компресорів:

а – з прямим приводом; *б* – з охолодженням корпусу;

в – із вбудованим редуктором; *г* – із синхронізувальними шестернями

Власне гвинтовий компресор, що іноді називається компресорним блоком, служить для здійснення процесу стиснення повітря. Для забезпечення його нормальної роботи необхідно виконати ряд умов: організувати підведення повітря на всмоктування і відведення стисненого повітря, застосувати крутний момент до ведучого ротора, забезпечити дозоване уприскування масла, відділення масла від стисненого повітря, його охолодження та очищення. Необхідно також пристосовувати компресор до умов експлуатації, що змінюються, і забезпечити захист його при збоях у режимі роботи й аварійних ситуаціях і т. ін. Для забезпечення усіх цих функцій служить комплекс технічних пристроїв, який у сукупності з гвинтовим блоком утворює компресорну установку.

На відміну від інших типів установок гвинтовий агрегат є, як правило, повністю автономним самодостатнім технічним модулем, що потребує лише підведення електроенергії (іноді охолоджувальної води). Це досягається за рахунок того, що все необхідне

устаткування змонтоване на єдиній рамі в контейнері і поставляється виготовлювачами у стані 100 % заводської готовності.

Функціональна схема типової гвинтової компресорної установки, загальна для всіх типорозмірів, наведена на рис. 2.13. Принципова схема установки складається з двох взаємодіючих контурів – повітряного розімкненого та масляного замкненого – і допоміжних систем.

Повітряний контур за ходом повітря складається з таких основних елементів: усмоктувального фільтра, дросельної заслінки, компресора, бака-масловіддільника, фільтра-масловіддільника, кінцевого повітроохолоджувача, нагнітального патрубку. Масляний контур складається з бака-масловіддільника, маслоохолоджувача, масляного фільтра, компресора.

Під час обертання гвинтів компресора повітря з атмосфери всмоктується через вхідний фільтр і далі через усмоктувальний патрубок надходить у камеру всмоктування компресора, звідки захоплюється гвинтами і стискується. Охолоджене масло безперервно вприскується через дросельний отвір у порожнину стиснення, де розпилюється в повітряному середовищі. Масло, змішуючись із повітрям, відбирає основне тепло, що виділяється при стисненні, ущільнює зазори і змащує тертьові поверхні. Стиснена гаряча повітряно-масляна суміш надходить через зворотний клапан у маслобак-сепаратор, де відбувається випадання з неї краплинного масла. У верхній частині бака встановлений фільтр-віддільник масла, в якому відбувається остаточне відділення парів масла. Очищене повітря через кінцевий повітроохолоджувач надходить до споживача.

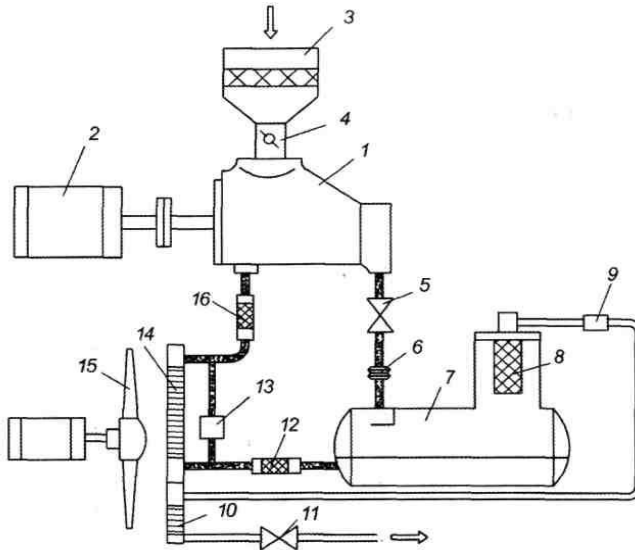


Рисунок 2.13 – Функціональна схема гвинтової компресорної установки:

1 – гвинтовий компресор; 2 – приводний електродвигун; 3 – повітряний вхідний фільтр; 4 – дросельна заслінка; 5 – зворотний клапан; 6 – компенсатор; 7 – масловіддільник; 8 – повітряно-масляний фільтр; 9 – клапан підтримання тиску; 10 – кінцевий повітроохолоджувач; 11 – зворотний клапан; 12 – масляний фільтр грубого очищення; 13 – перепускний клапан; 14 – маслоохолоджувач; 15 – вентилятор; 16 – масляний фільтр тонкого очищення

Відсепароване масло з маслобака під дією надмірного тиску повертається в компресор, заздалегідь охолонувши у маслоохолоджувачі та пройшовши очищення в масляному фільтрі.

Вище описані призначення та принцип роботи основного устаткування гвинтової установки. Для нормальної роботи установки в різних умовах експлуатації і за режимів, що безперервно змінюються, потрібні додаткові системи, пристрої та прилади, що взаємодіють між собою.

2.2. Робочі характеристики компресорів

Робочою характеристикою компресора називається залежність тиску газу на нагнітанні від продуктивності, при цьому зазвичай використовують об'ємну продуктивність $V, \text{м}^3/\text{с}$. На практиці широко використовують позасистемні одиниці: для тиску – $\text{кг}/\text{см}^2$, ата, атм, бар, а для продуктивності – $\text{нм}^3/\text{хв}$ або $\text{нм}^3/\text{год}$. Робочі характеристики, як правило, подають графічною залежністю у вигляді $p_k = f(\bar{V})$, зручною для практичного застосування.

Величина продуктивності компресора за умовами всмоктування найбільш застосовна. У деяких випадках використовують величини об'ємної продуктивності за умовами нагнітання та нормальними умовами. Як нормальні умови розуміють стан повітря при $p_n = 1,033 \text{ кгс}/\text{см}^2$ (0,098 МПа) і $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ (273 К). Усі ці параметри пов'язані між собою за допомогою рівняння стану газів

$$p \cdot v = z \cdot R \cdot T,$$

де z – коефіцієнт стисливості повітря.

Наприклад, якщо відома продуктивність за умовами всмоктування (p_e, T_e), то продуктивність за умовами нагнітання дорівнює

$$v_k = v_e \frac{p_e}{T_e} \cdot \frac{T_k}{p_k},$$

а продуктивність, зведена до нормальних умов,

$$v_n = v_e \frac{p_e}{T_e} \cdot \frac{T_n}{p_n}.$$

Робочі характеристики для компресорів різних типів (об'ємних, динамічних) відрізняються якісно й

кількісно. Характеристики різних типорозмірів компресорів усередині одного типу індивідуальні.

2.2.1. Характеристики поршневих компресорів

Розглянемо характеристики одноступінчастого поршневого компресора. Одноступінчастий компресор характеризується такими основними параметрами: діаметром циліндра D , ходом поршня S , частотою обертання колінвала n , об'ємом шкідливого простору $V_{ш.п.}$. Характеристикою компресора є індикаторна діаграма в координатах $p - V$. На рисунку 2.14 наведена теоретична діаграма циклу компресора.

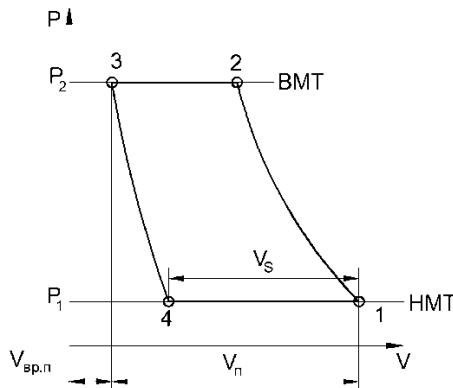


Рисунок 2.14 – Теоретичний робочий цикл компресора:
 лінія 4–1 – процес усмоктування; 1–2 – процес стиснення;
 2–3 – процес розширення повітря, що залишилося
 в шкідливому просторі

Дійсна діаграма відрізняється від наведеної передусім наявністю шкідливого простору та впливу роботи всмоктувального і нагнітального клапанів, процеси в яких відбуваються не миттєво, а розтягнуті в часі внаслідок сил інерції пластин, пружності пружин та ін. У результаті об'єм свіжого повітря V , яке надійшло в

циліндр, буде меншим від теоретичного об'єму V_T , що описується поршнем:

$$V = \lambda_o V_T, \quad (2.1)$$

де λ_o – об'ємний коефіцієнт компресора;

V_T – теоретична продуктивність, м³/хв,

$$V_T = \frac{\pi D^2}{4} S n. \quad (2.2)$$

Зв'язок між об'ємним коефіцієнтом і шкідливим простором виражається формулою

$$\lambda_o = 1 - \xi \left[\left(\frac{1}{\varepsilon^m} - 1 \right) \right], \quad (2.3)$$

де $\xi = \frac{V_{ep.n}}{V_T}$ – відносний шкідливий простір;

$\varepsilon = P_2/P_1$ – ступінь підвищення тиску;

m – показник політропи розширення об'єму шкідливого простору.

Дійсна продуктивність компресора буде ще меншою за рахунок впливу низки додаткових чинників:

- дроселювання у всмоктувальному клапані;
- підігрівання всмоктуваного повітря в циліндрі;
- наявності витікань через ущільнення поршня;
- впливу вологості всмоктуваного повітря.

Загальний коефіцієнт подачі буде дорівнювати відповідно

$$\lambda = \lambda_o \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T \cdot \lambda_{ym} \cdot \lambda_{av},$$

а дійсна продуктивність компресора

$$V_{\dot{a}} = \lambda V_T. \quad (2.4)$$

Відзначимо, що теоретична продуктивність поршневого компресора не залежить від тиску (2.1). Проте дійсна продуктивність залежить від ступеня стиснення, що

впливає із (2.3) та (2.4).

Температура повітря у кінці стиснення в циліндрі для адіабатичного процесу ідеального компресора

$$T_{2ag} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T \varepsilon^{0,286}. \quad (2.5)$$

Значення цієї температури жорстко обмежується через недопущення спалаху масла, що змащує поверхню циліндра. Ця температура не повинна перевищувати 170 °С. Якщо взяти температуру всмоктуваного повітря в літній час +25 °С, то з формули (2.4) одержимо максимально допустимий ступінь стиснення

$$\varepsilon_{\max} = \left(\frac{T_{\text{доп}}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{433}{298} \right)^{3,5} \approx 4.$$

Отже, тиск нагнітання в одноступінчастому повітряному компресорі обмежується величиною 0,4 МПа.

Власне термодинамічним процесом стиснення в компресорі є лише процес 1–2 на діаграмі рис. 2.14. Визначимо граничний ступінь підвищення тиску в одноступінчастому компресорі. Такому стану відповідає режим нульової продуктивності, коли компресор не нагнітає повітря в мережу, а все стискуване повітря поміщується в об'ємі шкідливого простору. Оскільки всмоктуваний об'єм $V = 0$, то з рівняння (2.1) одержимо $\lambda_o = 0$, а з рівняння (2.3) для випадку адіабатичного розширення отримаємо

$$\varepsilon_{\text{пред}} = \left(\frac{1}{\xi} + 1 \right)^k. \quad (2.6)$$

Наприклад, для компресора з відносним шкідливим простором $\xi = 0,05$ одержимо

$$\varepsilon_{пред} = \left(\frac{1}{0,05} + 1 \right)^{1,4} = 71.$$

Для реальної конструкції це значення ε неприйнятне з двох причин: температура повітря на нагнітанні досягне тисяч градусів, неприпустимо зростуть механічні і теплові напруги в елементах конструкції.

Реальні компресори проектуються на задану величину тиску нагнітання. У разі перевищення цього тиску до p_{max} спрацьовує запобіжний клапан.

Мінімальна ступінь стиснення компресора має місце, коли тиск на виході з компресора дорівнює тиску всмоктування (наприклад, від'єднання або обрив нагнітального патрубка). При цьому в робочій порожнині відбувається нормальний процес стиснення, але тиск, що розвивається компресором, дроселюється на нагнітальному клапані до атмосферного тиску. Такий режим також не має практичного сенсу, оскільки не відбувається нагнітання стисненого повітря в мережу. Мінімальний ступінь стиснення в реальних умовах визначається мінімально допустимим тиском мережі p_{min} . На рисунку 2.15 робоча характеристика компресора позначена відрізком *аб*. Крутоспадна напірна характеристика компресора обумовлює дуже вузький діапазон зміни продуктивності, яка здебільшого може вважатися незмінною.

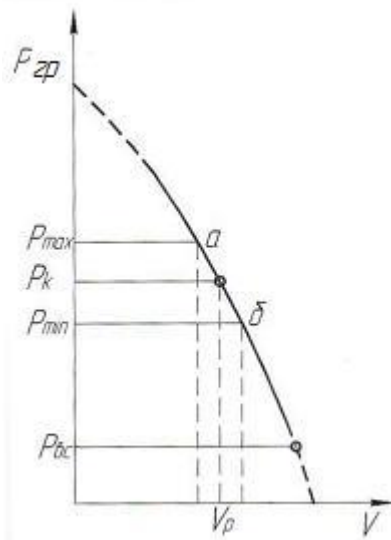


Рисунок 2.15 – Гранична характеристика поршневого компресора:
a–б – робочий діапазон; p_{zp} – граничне значення тиску нагнітання

Для визначення споживаної компресором потужності використовують поняття індикаторної потужності – потужності, що витрачається на здійснення дійсного процесу. Вона враховує усі витрати енергії на всмоктування, стиснення, нагнітання і зворотне розширення повітря, але не враховує витрат енергії на подолання механічного тертя поршня, штока, в підшипниках, пальцях та ін.

Індикаторна потужність визначається за індикаторною діаграмою, записаною індикатором, розміщеним у порожнині циліндра. Виміряну планіметром (з урахуванням масштабів по осях) площу індикаторної діаграми замінюють площею еквівалентного прямокутника з такою самою основою та висотою, що дорівнює середньому індикаторному тиску p_{ind} . Тоді індикаторну потужність N_{ind} , кВт, знаходимо з виразу

$$N_{инд} = \frac{P_{инд} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot s \cdot n}{4 \cdot 1000}, \quad (2.7)$$

де необхідно підставити $P_{инд}$ у Н/м^2 , n – в об/с.

Якщо $P_{инд}$ виражено в кгс/см^2 , а n – в об/хв, то

$$N_{инд} = 1,634 P_{инд} \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n. \quad (2.7')$$

Якщо індикаторної діаграми немає, то індикаторну потужність можна приблизно підрахувати за рівнянням

$$N_{инд} = (p_{вс} - \Delta p_1) V_T \lambda_o \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_n + \Delta p_2}{P_{во} - \Delta p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (2.8)$$

де Δp_1 і Δp_2 – втрати тиску відповідно у всмоктувальному та нагнітальному клапанах, Н/м^2 ;

V_T – теоретична продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$.

Потужність, що підводиться до вала компресора, називається ефективною потужністю:

$$N_e = N_{инд} + N_{мп} + N_{всп},$$

де $N_{мп}$ – потужність на подолання механічного тертя;

$N_{всп}$ – потужність на привід допоміжних механізмів, приєднаних до колінчастого вала (маслонасос, вентилятор та ін.).

Механічні втрати характеризуються механічним ККД компресора:

$$\eta_{мех} = \frac{N_{инд}}{N_e}, \quad (2.9)$$

величина якого знаходиться у межах 0,88–0,95.

Повний ККД компресора визначають за формулами для ізотермічного та адіабатичного стиснення:

$$\eta_{кuz} = \frac{N_{uz}}{N_e},$$

$$\eta_{кад} = \frac{N_{ад}}{N_e}.$$
(2.10)

Потужність приводного електродвигуна береться на 10–15 % вищою від необхідної на валу компресора, тобто

$$N_{эд} = (1,1 - 1,5) N_e.$$

Повітряні компресори загального призначення зазвичай мають двоступінчасту конструкцію, що дозволяє отримати тиск на нагнітанні $p_2 = 8-9$ атм при початковому тиску $p_1 = 1$ атм. Загальний ступінь стиснення компресора $\varepsilon = p_2/p_1$ розподіляється між ступенями з умови мінімальної сумарної роботи стиснення таким чином:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt[2]{\varepsilon}.$$

Температури повітря у кінці стиснення кожного ступеня однакові. Для політропічного та адіабатичного стиснення відповідно

$$T_{к1} = T_{к2} = T_1 \varepsilon^{\frac{m-1}{2m}};$$

$$T_{к1} = T_{к2} = T_1 \varepsilon^{\frac{k-1}{2k}} = T_1 \varepsilon^{0,143}.$$
(2.11)

При двоступінчастому стисненні об'єм усмоктуваного повітря буде більшим, ніж при одноступінчастому, оскільки розширення повітря зі шкідливого простору закінчиться швидше. Об'ємний коефіцієнт двоступінчастого компресора буде більшим:

$$\lambda_{O_2} = 1 - \xi \left(\varepsilon^{\frac{1}{2m}} - 1 \right).$$
(2.12)

Сумарна індикаторна потужність двоступінчатого

компресора

$$N_{инд} = N_{инд1} + N_{инд2}.$$

Індикаторні потужності ступенів визначаються за формулами (2.7) та (2.8).

Ефективна потужність на валу компресора із (2.9):

$$N_e = \frac{N_{инд}}{\eta_{мех}},$$

где $\eta_{мех}$ – механічний ККД, що дорівнює для вертикальних і кутових компресорів 0,9–0,95; для горизонтальних компресорів – 0,88–0,9; для опозитних компресорів – 0,92–0,96.

2.2.2. Характеристики гвинтових компресорів

Гвинтовий компресор належить до типу об'ємних машин, принцип дії яких ґрунтується на процесах усмоктування, що чергуються, тобто заповнення газом робочої порожнини, стиснення за рахунок зменшення об'єму робочої порожнини і, нарешті, витіснення стисненого газу з робочої порожнини шляхом з'єднання її з нагнітальним патрубком.

У гвинтовому компресорі робоча порожнина є простором, утвореним западиною між зубцями веденого ротора та обмежувальною внутрішньою розточкою корпусу. Зменшення об'єму порожнини (стиснення) відбувається за рахунок уведення в западину виступів зуба ведучого вала, що відбувається при взаємному обертанні валів. Витіснення газу з порожнини відбувається при з'єднанні її з нагнітальним отвором на лобовині корпусу. За один оберт веденого вала до роботи послідовно залучаються стільки порожнин, скільки зубців (чи

западин) на веденому валу. У цьому полягає одна з переваг гвинтового компресора – більш рівномірне, практично без пульсацій, подання газу в нагнітальний тракт.

Діаграма дійсного процесу стиснення у гвинтовому компресорі подана на рис. 2.16.

Дійсний робочий процес гвинтового компресора значно відрізняється від ідеалізованого. Ця відмінність пояснюється впливом таких чинників, як внутрішні протікання, гідравлічні втрати, уприскування масла. У реальних умовах процес стиснення супроводжується втратами енергії і теплообміном із довкіллям.



Рисунок 2.16 – Індикаторна діаграма стиснення у гвинтовому компресорі:

----- – ідеальний процес; ———— – реальний процес

При зіставленні теоретичної та реальної діаграм впливає, що на ділянці всмоктування дійсний тиск не постійний, а внутрішній тиск кінця стиснення вищий від тиску нагнітання. Ці відмінності тим помітніші, чим менша величина протікань (зазорів) і чим вища частота обертання роторів компресора. Крива реального стиснення значно відрізняється від «класичної» політропи, що свідчить про зміну показника політропи в процесі стиснення. Іншими словами, поняття «стиснення за політропою» стосовно гвинтових компресорів може бути використане дуже

умовно.

Стиснення газу здійснюється за рахунок зменшення об'єму газу, поміщеного в парну порожнину, утворену суміжними западиною та зубом, що взаємодіють. Під час обкатування гвинтів об'єм цієї порожнини зменшується до деякої постійної величини. Відношення повного об'єму парної порожнини у момент всмоктування до цієї величини називається геометричним ступенем стиснення ε_g . Величина ε_g залежить лише від геометричних параметрів гвинтів.

Оскільки процес стиснення у гвинтовому компресорі не є адіабатним через наявність істотного теплообміну із зовнішнім середовищем, то ступінь внутрішнього стиснення (термодинамічний) не дорівнює геометричному ступеню: $\varepsilon_a \neq \varepsilon_g$. Величина ε_a залежить від режимних параметрів – частоти обертання й тиску нагнітання.

У загальному випадку тиск на нагнітання, визначуваний мережею, не дорівнює внутрішньому тиску, що розвивається компресором. Процес стиснення у гвинтовому компресорі відбувається двома етапами. На першому етапі проходить стиснення за рахунок зменшення об'ємів парних порожнин, а на другому етапі, починаючи з моменту з'єднання парної порожнини з нагнітальним отвором, тиск у порожнинах і в нагнітальній камері зрівнюється, газ виштовхується в нагнітальний трубопровід. Можлива ситуація, коли тиск у нагнітальній камері вищий за внутрішній, відбувається зустрічне переміщення газу, і тиски зрівнюються. Якщо тиск нагнітання нижчий від внутрішнього, то внутрішній тиск знижується. Очевидно, що кращим із точки зору ККД є те, що коли внутрішнє стиснення дорівнює нагнітанняю. Ступінь стиснення, що відповідає цьому випадку, називається теоретичним.

До цього часу йшлося про внутрішнє стиснення, тобто процес, що проходить між перерізами входу і виходу гвинтової пари. У реальній конструкції компресора є вхідна та нагнітальна камери, вхідний і нагнітальний патрубки. Для застосування важливо знати, який тиск у нагнітальному патрубку може забезпечити компресор при заданому тиску у вхідному патрубку. Цьому відповідає ступінь стиснення компресора

$$\varepsilon_k = p_k / p_e .$$

Тиски p_e і p_k відрізняються від вхідного та вихідного тисків внутрішнього стиснення величиною гідравлічних втрат у вхідному та вихідному трактах:

$$p_e = p_o - \Delta p_e ,$$

$$p_k = p_n - \Delta p_n .$$

Для повітряних машин загального призначення, що всмоктують повітря з атмосфери, до вхідного тракту відносять також повітряний фільтр і дросельну заслінку. До тракту нагнітання належать масловіддільник. Тому ступінь стиснення компресора істотно нижчий від внутрішнього ступеня стиснення: $\varepsilon_k < \varepsilon_a$.

Таким чином, внутрішній ступінь стиснення ε_a характеризує процес власне у гвинтовому блоці, а ε_k враховує ступінь гідравлічної досконалості усієї компресорної установки.

Об'ємна продуктивність компресора – це кількість кубічних метрів усмоктуваного повітря за одиницю часу (с, хв, год).

Очевидно, що чим більші розміри гвинтів і вища частота їх обертання, тим більша об'ємна продуктивність. Отже, продуктивність визначається сумарним об'ємом порожнин западин між зубцями ведучого та веденого гвинтів. Якщо площа поперечного перерізу однієї западини провідного гвинта дорівнює f_1 , а веденого – f_2 ,

кількість зубців відповідно z_1 і z_2 , частоти обертання гвинтів – n_1 і n_2 , то теоретична об'ємна продуктивність може бути виражена формулою

$$V_T = (z_1 \cdot f_1 \cdot n_1 + z_2 \cdot f_2 \cdot n_2) \cdot l, \quad (2.13)$$

де l – довжина гвинтів. Оскільки для зубчастого зачеплення справедливо $z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2$, то можна записати

$$V_T = z_1 \cdot n_1 \cdot l \cdot (f_1 + f_2). \quad (2.13')$$

Ці формули відображають величину теоретичної продуктивності за параметрами на всмоктуванні (у вхідній камері або всмоктувальному патрубку).

Дійсна об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування дорівнює $V = \lambda \cdot V_T$, де λ – коефіцієнт подачі, що враховує зменшення продуктивності внаслідок витікання газу через ущільнення і впливу ступеня наповнення порожнин компресора. Коефіцієнт подачі є важливою характеристикою компресора, що відображає його ефективність.

Механічна енергія, передана обертовими гвинтами газу, витрачається на здійснення роботи власне стиснення і подолання внутрішніх втрат (газодинамічного тертя, протікань та ін.). Внутрішня робота стиснення дорівнює

$$H_i = H_{пол} + \Delta h_r, \quad (2.14)$$

$$\text{де} \quad H_{пол} = \int_{p_0}^{p_k} v \cdot dp = \frac{m}{m-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\varepsilon_k^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) \quad -$$

політропна робота стиснення; m – показник політропи, а Δh_r – внутрішні втрати. Як уже зазначалося, щодо робочого процесу у гвинтовому компресорі, то показник m має умовний характер, він є усередненою величиною.

При цьому можливі два процеси стиснення: без

охолодження і з охолодженням газу. Кожному із цих процесів відповідає свій умовний показник: m_1 – для стиснення без охолодження, m_2 – для стиснення з охолодженням. Під охолодженням газу розуміють штучно організоване відведення тепла з порожнини стиснення. Це може бути водяна сорочка корпусу компресора або вприскування охолоджувальної рідини безпосередньо у порожнину стиснення.

Умовні показники m_1 і m_2 залежать від властивостей стисненого газу коефіцієнта подачі, кількості тепла, що відводиться, величини відмінності внутрішнього тиску стиснення від тиску нагнітання, швидкості перебігу процесу стиснення.

Індикаторна (внутрішня) потужність гвинтового компресора N_i , кВт, може бути визначена за формулою

$$N_i \approx (1,7 - 1,9) \cdot 10^{-4} \cdot \left(p_g \frac{\varepsilon_k^{m-1} - m}{m-1} + \frac{p_k}{\varepsilon_k} \right), \quad (2.15)$$

де m – середній показник умовної політропи.

Для процесу стиснення з охолодженням компресора умовний показник політропи дорівнює

$$m = \frac{\lg \varepsilon_k}{\lg \varepsilon_k - \lg \left(\frac{T_k}{T_g} \right)}. \quad (2.16)$$

Повна внутрішня потужність маслозаповненого компресора дорівнює

$$N_{\text{вн}} = N_i + N_z + N_m,$$

де N_i – індикаторна потужність, яку визначають за формулою (2.15); N_z – потужність, що витрачається на подолання гідравлічного опору обертання гвинтів у газомасляному середовищі; N_m – потужність, що витрачається на прокачування масла через компресор.

Для визначення двох останніх складових використовують формулу

$$N_e + N_m = 2,2u_1^{1,4} \left(\frac{V_m}{V_T} \right)^{0,6},$$

де u_1 – колова швидкість виступів ведучого гвинта; V_m – об’ємна втрата вприскуваного масла; V_T – теоретична продуктивність компресора.

Потужність, споживана компресором, складається із суми механічних втрат на тертя в з’єднувальній муфті, у вбудованому редукторі, в синхронізувальних шестернях, у кінцевих ущільненнях валів, у підшипниках і в зачепленні гвинтів:

$$N_{mex} = N_i \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mex}} - 1 \right), \quad (2.17)$$

де $\eta_{mex} = 0,94-0,97$ – механічний ККД.

Ефективна потужність (на валу компресора) дорівнює сумі:

$$N_e = N_{en} + N_{mex}.$$

Повна потужність, споживана компресорною установкою, дорівнює

$$N_{к.у} = N_i + N_{mex} + N_{вент}, \quad (2.18)$$

де $N_{вент}$ – потужність, споживана вентилятором системи охолодження.

Як уже зазначалося раніше, процес стиснення у гвинтовому компресорі супроводжується підвищенням температури повітря. Це відбувається за рахунок підвищення термодинамічної температури стиснення внаслідок внутрішніх протікань і втрат на тертя в середовищі повітря, що необоротно перетворюються на тепло.

Очевидно, що температура стисненого повітря

підвищується при:

- підвищенні ступеня стиснення компресора;
- підвищенні частоти обертання роторів;
- зменшенні коефіцієнта подачі;
- збільшенні внутрішніх протікань у зазорах між гвинтами та корпусом.

Зазвичай температуру стисненого повітря обмежують із міркувань безпеки для обслуговуючого персоналу, недопущення займання масла, виключення надмірних теплових деформацій деталей, утворення накипу у водяній сорочці та ін.

У неохолоджуваному компресорі ступінь стиснення обмежується $\varepsilon_k < 2-3$, тобто при цьому температура стисненого повітря досягає величини 100 °С і більше.

Охолодження корпусу компресора водяною сорочкою із циркуляцією води дозволяє досягти більш високих ступенів стиснення. Найбільш ефективним виявилось уприскування рідин у проточну частину компресора. Випаровуючись у середовищі гарячого газу, рідину відбирає від газу значна кількість тепла для пароутворення. Цим досягається зниження температури газорідної суміші, що надходить на нагнітання. Як уприскувальні рідини використовують воду, мінеральне або синтетичне масло. Для повітряних компресорів зазвичай використовують масло, тому такі компресори називаються *маслозаповненими*. Уприскування масла в робочу порожнину компресора має ряд переваг:

- зменшуються внутрішні перетікання за рахунок ущільнювальної дії масла, збільшується продуктивність;
- підвищується ступінь стиснення внаслідок ефекту охолодження повітря вприскуванням маслом;
- підвищується надійність за рахунок змащування маслом контактних поверхонь зубців гвинтів і синхронізувальних шестерень;

- спрощується конструкція кінцевих ущільнень і підшипників, що змащуються тим самим маслом;
- знижується рівень шуму.

Недоліком маслозаповнених компресорів є наявність громіздкої маслосистеми, яка вміщує місткості, фільтри, маслоохолоджувачі, що істотно підвищує вартість установки і вимоги до умов експлуатації. Досвід експлуатації засвідчив, що переваги маслозаповнених компресорів сприяють їх великому поширенню.

Витрата масла, що подається на впорскування у компресор, є одним з основних параметрів маслозаповненого компресора, тобто істотно впливає на його характеристики. Очевидно, що для кожного компресора існує оптимальна величина витрати масла. Збільшення подачі масла спричинює підвищення споживаної потужності, а зниження призводить до зростання температури маслоповітряної суміші. Необхідна кількість тепла, що відводиться, визначається з умови теплового балансу

$$N_e = Q_m + G_g (i_2 - i_1) + Q_p, \quad (2.19)$$

де N_e – ефективна потужність компресора; Q_m – тепло, що відводиться маслом; G_g – вагова витрата повітря; i_1, i_2 – ентальпія повітря до і після стиснення; Q_p – тепло, що розсіюється у довкілля через корпус компресора, дорівнює 6–8 % від Q_m .

Послідовним підставленням наведених виразів у формулу (2.19) визначається необхідна кількість відведеного тепла. З іншого боку,

$$Q_m = G_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m, \quad (2.20)$$

де G_m – вагова витрата масла; c_m – теплоємність масла; Δt_m – нагрівання масла.

Визначивши з формули (2.20) вагову витрату масла, можна обчислити об'ємну витрату з виразу

$$V_M = \frac{G_M}{\rho_M},$$

де ρ_M – густина масла.

Вплив відносної кількості вприскуваного масла, що є відношенням кількості масла G_M до масової продуктивності компресора за повітрям: $G_6 = V_K / \rho_{ex}$, на коефіцієнт подачі та ізотермічний ККД гвинтового компресора показаний на рис. 2.17.

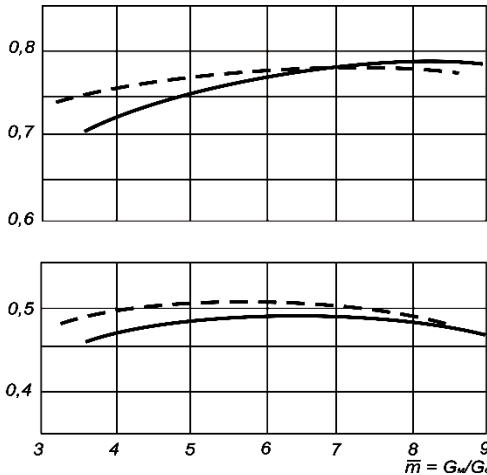


Рисунок 2.17 – Залежність λ і η_{iz} гвинтового компресора від кількості вприскуваного мастила (— $\epsilon_k = 8$; - - - $\epsilon_k = 6$)

Величина витрати масла на вприскування в компресор має оптимальне значення масла, що визначається з розрахунку 5 л масла на 1 м^3 повітря. Наприклад, якщо продуктивність компресора дорівнює $32 \text{ м}^3/\text{хв}$, то витрата масла становитиме близько $150 \text{ л}/\text{хв}$.

Якщо допустити велике скупчення масла в якомусь

місці проточної частини, то це може призвести до гідроудару та руйнування компресора. Зазвичай отвір усмоктування розміщений зверху, а вихідний – знизу, тому, коли компресор не працює, рідина зливається з порожнини стиснення в масловіддільник.

2.2.3. Характеристики відцентрових компресорів

Усі відцентрові компресори принципово однакові: процес перетворення механічної енергії привода на енергію потоку стисненого газу здійснюється за допомогою робочих органів – обертових робочих коліс із лопатками та нерухомих елементів (дифузори, зворотні напрямні апарати, збірні камери). Конструктивні схеми компресорів різні:

- без проміжного охолодження (нагнітачі);
- багатоступінчасті з проміжним охолодженням;
- багатокорпусні;
- багатовальні.

Як привід повітряних компресорів застосовують електродвигуни зазвичай із підвищувальним редуктором.

Розглянемо характеристики одноступінчастого відцентрового компресора. Ступінь (рис. 2.18), що вміщує робоче колесо та нерухомі елементи необхідної конфігурації і розмірів, характеризується безрозмірними коефіцієнтами:

$$\Phi_i = \frac{4V}{\pi D_2^2 u_2} \text{ – коефіцієнт витрати;}$$

$$\Psi = \frac{h}{u_2^2} \text{ – коефіцієнт напору,}$$

де V – об'ємна продуктивність ступеня;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

u_2 – колова швидкість на ободі колеса;

h – питомий (на 1 кг) термодинамічний напор, створюваний ступенем.

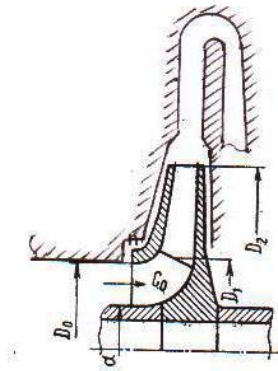


Рисунок 2.18 – Схема ступеня відцентрового компресора

Як термодинамічний напор використовують адиабатний або політропний напор

$$h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Практично важливими характеристиками є ступінь підвищення тиску і ККД ступеня:

$$\pi = \frac{p_a}{p_m},$$

$$\eta_{ag} = \frac{h_{ad}}{h_i},$$

де h_i – внутрішній підведений напір (без урахування зовнішніх механічних втрат),

$$h_i = h_T (1 + \beta_{np} + \beta_{mp}),$$

де $h_T = C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1$ – теоретичний напір – питома механічна робота, передана газу в лопатковій гратці робочого колеса;

β_{np} і β_{mp} – коефіцієнти відносних втрат на протікання газу через ущільнення покривного диска і на тертя газу на зовнішніх поверхнях дисків робочого колеса в зазорах між колесом і корпусом.

Швидкість потоку у вхідному патрубку компресора, як правило, беруть такою, що дорівнює $c_o = 50$ м/с. Отже, об'ємна витрата (продуктивність) компресора повністю визначається площею перерізу вхідної лійки колеса:

$$V = c_o \cdot \frac{\pi D_o^2}{4},$$

а ступінь підвищення тиску визначається величиною колової швидкості, властивостями стисненого газу та коефіцієнтом напору:

$$\pi = \left(1 + \frac{\Psi_{ad} u_2^2}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right).$$

Кожний ступінь проектується на розрахунковий режим із максимальним ККД для заданої продуктивності. В експлуатації при відхиленні режиму від розрахункового (наприклад, при зміні продуктивності) розрахункова схема кінематики потоку в елементах проточної частини порушується: виникають кути атаки на кромках лопаток, змінюються умови течії в дифузорах та ін. У результаті залежність ККД від витрати набирає опуклого характеру, а для коефіцієнта підвищення тиску – спадного (рис. 2.19). У цьому полягає кардинальна відмінність усіх машин динамічного стиснення від об'ємних, у яких зі зміною тиску нагнітання продуктивність не змінюється.

Процес стиснення повітря у багатоступінчастому компресорі проходить послідовно від ступеня до ступеня. Напір компресора складається із суми напорів ступенів. Продуктивність компресора залежить від першого ступеня

– її параметрів і розмірів робочого колеса.

Повітряні відцентрові компресори зі ступенем підвищення тиску $\pi = 8-9$, як правило, восьмиступінчасті з двома проміжними охолодженнями.

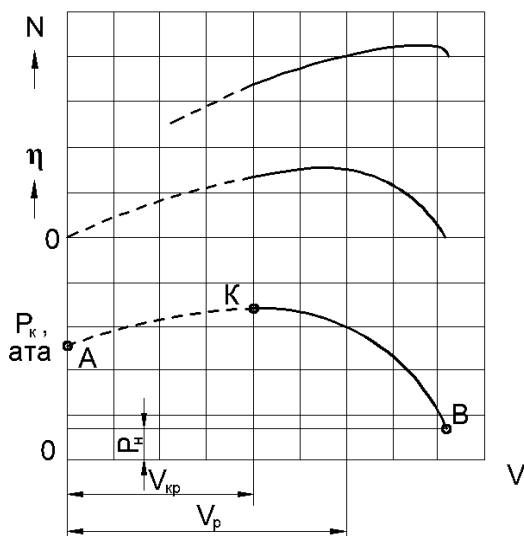


Рисунок 2.19 – Характеристики відцентрового компресора

Для досягнення таких параметрів у багатовальних компресорах застосовують осерадіальні робочі колеса з високими коефіцієнтами напору та високою частотою обертання. При цьому виявляється достатньою наявність 2–3 ступенів.

Внутрішня потужність, що витрачається на стиснення \bar{m} , кг/с, газу, дорівнює

$$N_i = \bar{m} h_i .$$

Повна потужність, що підводиться до компресора, вміщує зовнішні механічні витрати енергії на подолання тертя в підшипниках, ущільненнях і називається ефективною потужністю:

$$N_e = N_i + \Sigma N_{mex} .$$

Потужність, що витрачається приводом,
дорівнює $N_{np} = N_e + N_{TP}$,

де N_{TP} – витрати потужності на подолання тертя в трансмісії (мультиплікатор, з'єднувальні муфти).

Потужність, що витрачається всією компресорною установкою, дорівнює

$$N_{к.у} = N_{эл} + \Sigma N_{вс},$$

де $N_{эл}$ – споживана з мережі потужність на привід компресора з урахуванням ККД електродвигуна; $\Sigma N_{вс}$ – сумарне споживання електроенергії допоміжними механізмами: маслососом, вентиляторами, КВП і А та ін.

Істотною особливістю динамічних компресорів є виникнення помпажу при надмірному зменшенні продуктивності. Суть явища полягає в тому, що при зменшенні витрати через робоче колесо тиск на виході з нього зростає, і в якийсь момент напору, що створюється колесом, може не вистачити на його подолання. Виникає зворотне переміщення газу в канали колеса у напрямі входу. Безперервність течії в каналах колеса порушується. Виникають великі обертові відносно колеса зривні зони, що є джерелами небезпечних для міцності конструкції інтенсивних низькочастотних коливань.

Тому відцентрові компресори обладнують спеціальними системами антипомпажного регулювання.

Контрольні питання

1. Які використовують типи повітряних компресорів і сфери їх застосування?
2. Які основні ознаки класифікації повітряних компресорів?
3. Конструктивні схеми поршневих компресорів, їх

переваги і недоліки.

4. Конструктивні схеми повітряних відцентрових компресорів, їх переваги та недоліки.

5. Конструктивні схеми гвинтових повітряних компресорів?

6. У чому полягають особливості будови «сухих» і маслозаповнених гвинтових компресорів?

7. Який принцип дії гвинтового маслозаповненого компресора? Наведіть принципову схему.

8. Що таке робочі характеристики компресорів?

9. У чому полягають суть понять «внутрішня потужність», «ефективна потужність», «споживана потужність компресорної установки» та зв'язок між ними?

10. Наведіть основні робочі характеристики поршневого компресора. Граничні значення робочих параметрів – чим вони обмежуються?

11. Який діапазон робочих характеристик повітряних гвинтових компресорів?

12. З яких міркувань вибирається витрата масла для гвинтового компресора?

13. Назвіть основні характеристики відцентрових компресорів. У чому їх відмінність від характеристик об'ємних машин?

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

3.1. Методи визначення потреби стисненого повітря

Кожне промислове підприємство може бути розчленоване на кінцеву кількість групових споживачів стисненого повітря. Для машинобудівних заводів це цехи, окремі виробничі дільниці, майстерні, допоміжні служби і т. ін.

Потреба підприємства (цеху, дільниці) $V_{номр}$, м³/хв, у стисненому повітрі складається із витрат повітря всіма працюючими споживачами (пневмоприймачами) і сумарних втрат повітря в трубопроводах, арматурі та непрацюючих пневмоприймачах:

$$V_{номр} = \Sigma V_i + \Sigma q_i. \quad (3.1)$$

Сумарні втрати повітря визначаються дослідним шляхом або беруться згідно з нормативами (10–15 % від споживаної кількості повітря). Сумарну витрату повітря споживачами визначають по-різному залежно від призначення, характеру виробництва і видів споживачів.

Для виробництв, у яких повітря використовується для здійснення технологічних процесів або для енергетичного застосування, характерні постійний і безперервний режими роботи устаткування на досить довгих часових інтервалах. Річна потреба в повітрі $V_{рiч}$, м³, може бути визначена виходячи з нормативної питомої витрати стисненого повітря на одиницю продукції:

$$V_{год} = \alpha A_{год}, \quad (3.2)$$

де α – середня питома витрата повітря на одиницю продукції;

$A_{рiч}$ – річний випуск продукції у відповідних

одинацях.

Середня витрата V_{cp} , м³/хв, за одиницю часу дорівнює

$$V_{cp} = \frac{V_{год}}{t}, \quad (3.3)$$

де t – сумарний час у хвилинах, упродовж якого установка безперервно споживає повітря.

Такий метод розрахунку застосовується під час планування та для визначення початкової величини при проектуванні повітропостачання підприємства.

Приклад 1. У виробництві мінеральних добрив основним технологічним процесом є синтез аміаку. Для здійснення синтезу необхідно заздалегідь отримати азотоводневу суміш, яку готують конверсією метану та окислу вуглецю з водяною парою і киснем повітря. При цьому подають таку кількість повітря, щоб утворилася суміш азоту й водню у співвідношенні 1:3. Існуючі виробництва споживають приблизно 970 м³/хв повітря на 1 т аміаку, тобто середня питома витрата повітря дорівнює $\alpha = 970$ м³/т. Якщо добовий випуск аміаку становить 1 360 т/добу, то потреба повітря дорівнює

$$V_{cp} = 970 \frac{1360}{24 \cdot 60} = 916 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Машинобудівні заводи, підприємства деревообробки та будіндустрії, виробництва пластмас і гумотехнічних виробів споживають стиснене повітря для забезпечення роботи великої кількості різноманітних пневмомашин та устаткування (з тривалим режимом роботи), пневмоінструменту (з короткочасним режимом роботи).

На рисунку 3.1 наведений приблизний характер споживання стисненого повітря пневмообладнанням і пневмоінструментом. Площа заштрихованих фігур Q_i , нм³, дорівнює кількості споживаного стисненого повітря в

натуральному вираженні (м^3):

$$Q_i = V_i \Delta \tau_i,$$

де V_i – об’ємна витрата повітря пневмоприймачем, зведена до нормальних умов, $\text{нм}^3/\text{хв}$;

$\Delta \tau_i$ – тривалість роботи пневмоприймача, хв.

У загальному випадку кількість споживаного повітря Q , нм^3 , визначається підсумовуванням витрат усіма пневмоприймачами за деякий інтервал часу, наприклад за робочу зміну:

$$Q = \Sigma Q_i = \Sigma V_i \Delta \tau_i.$$

Одержана таким чином величина споживання повітря може дуже сильно відрізнятись від реального значення через низку причин, серед яких нерівномірність завантаження пневмоприймачів, збільшення споживання внаслідок зношення устаткування, випадковий характер роботи пневмоінструментів та ін.

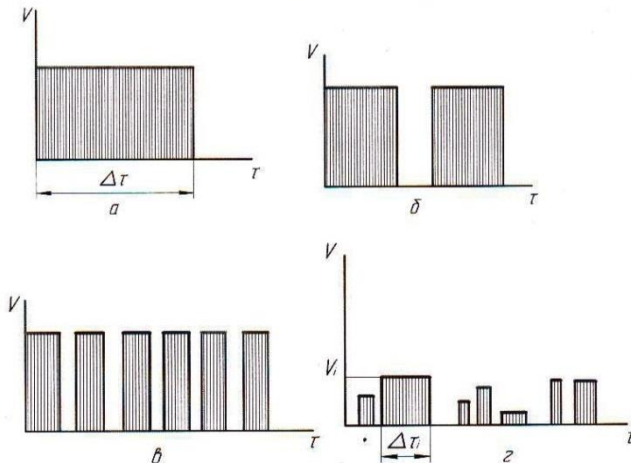


Рисунок 3.1 – Зміна споживання повітря в часі різними споживачами:
а – пневмопривід; б – дробоструминна машина;
в – пневмоштампувальний автомат; г – пневмомолоток

На практиці використовують розрахунковий метод роздільного визначення споживання повітря для пневмообладнання та пневмоінструментів, суть якого полягає у такому.

Середня витрата повітря $V_{сер. уст}$, м³/хв, групою однотипного устаткування з m одиниць визначається з виразу

$$V_{сер.обор.} = m \cdot q_{обор} \cdot k_{исп} \cdot k_{изн}, \quad (3.4)$$

де $q_{уст}$ – номінальна витрата повітря однією одиницею пневмообладнання, віднесена до умов усмоктування; $k_{вик}$ – коефіцієнт використання пневмообладнання,

$$k_{исп} = \frac{\text{время за смену работы оборудования, час}}{\text{продлжительность смены, час}}; \quad (3.5)$$

$k_{изн}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення споживання повітря через зношення устаткування ($k_{эс}$ не більше 1,5).

Під час визначення витрати повітря $V_{сер. instr}$, м³/хв, групою пневмоінструментів із n одиниць, характер роботи яких короточасний і нерегулярний, необхідно враховувати, яка частина інструментів працює одночасно:

$$V_{сер.инстр} = n \cdot q_{инстр} \cdot k_{одн} \cdot k_{зав} \cdot k_{изн}, \quad (3.6)$$

де $q_{инстр}$ – максимальна витрата повітря одним інструментом; $k_{одн}$ – коефіцієнт одночасної роботи інструментів; $k_{зав}$ – коефіцієнт завантаження, що показує завантаження цього інструменту відносно номінальної, $k_{зав} = 0,5-0,7$; $k_{изн}$ – коефіцієнт зношення інструменту (не більше 1,15).

Коефіцієнт одночасної роботи $k_{одн}$, хв, інструментів при загальній їх кількості n штук визначається виходячи з імовірного часу сумісної роботи одного, двох, трьох і т. д.

пневмоприймачів:

$$\tau_{вер} = \sum_p^n 480 C_n^p \cdot K_{загр}^p (1 - K_{загр})^{n-p},$$

де C_n^p – число поєднань із загального числа пневмоприймачів n за числом пневмоприймачів p , що одночасно працюють.

Значення коефіцієнта $k_{одн}$ беруть залежно від загальної кількості ввімкнених пневмоінструментів за таблицею 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність коефіцієнта $k_{одн}$ від кількості інструментів, що одночасно працюють

Кількість інструментів	2–3	4–8	10–20	30 і більше
$k_{одн}$	0,9	0,78	0,64	0,5

Номінальні витрати повітря для різних інструментів та устаткування визначаються за технічними паспортами або довідковою літературою. Середні витрати для кожної групи однотипного устаткування та інструменту підраховуються окремо й підсумовуються на ділянці, в цеху, на заводі в цілому. До одержаної величини сумарної витрати додається величина втрат повітря в комунікаціях і непрацюючих пневмоприймачах:

$$V_{cp. \delta \dot{a} \dot{n} \dot{v}} = V_{cp. \dot{i} \dot{a} \dot{a} \dot{\delta}} + V_{cp. \dot{e} \dot{i} \dot{n} \dot{o} \dot{\delta}} + q_{yt}. \quad (3.7)$$

Ця величина називається середньорозрахунковою витратою споживання повітря.

У формулах (3.5) і (3.6) припускається, що однотипні пневмоприймачі працюють з однаковими коефіцієнтами $k_{зав}$, $k_{вук}$ і $k_{зн}$. У протилежному разі розрахунок проводиться за групами з однаковими коефіцієнтами і потім підсумовуються витрати.

3.2. Розрахунок навантаження компресорної станції

Навантаженням на компресорну станцію називається кількість повітря, необхідна для нормальної роботи пневмоприймачів (з урахуванням втрат), що відповідає продуктивності компресорів. Навантаження V , м³/хв, визначається виходячи із сумарної потреби всіх споживачів підприємства $V_n = \sum V_i$ і дорівнює

$$V = V_n + q,$$

де V_n – кількість повітря, що корисно витрачається;
 q – непродуктивні втрати повітря.

Навантаження на компресорну станцію нерівномірне за часом як за змінами, так і всередині змін. Очевидно, що завжди повинна виконуватися умова

$$V_e \geq V,$$

де V_e – продуктивність працюючих компресорів, м³/хв.

Навантаження на компресорну станцію може бути неповним ($V \leq 0,5V_e$), середнім ($0,5 < V \leq 0,75V_e$) і максимальним ($V > 0,75V_e$).

Максимальне навантаження поділяють на максимально тривале і максимально можливе.

За *максимально тривале* навантаження беруть навантаження, що триває 20–30 хв, яка покривається на 75–90 % усіма працюючими компресорами, окрім резервних і таких, що перебувають на плановому ремонті.

Максимально можливе навантаження вимагає увімкнення усіх компресорів станції, зокрема резервних. Для забезпечення можливих режимів максимального споживання повітря потрібна продуктивність

$$V_{\max} = (1,2 - 1,5) \cdot V_{\text{ср. д\ddot{a}т\ddot{a}}}$$

При визначенні розрахункового навантаження на підприємстві у цілому використання останньої формули може призвести до невиправдано завищеного результату, оскільки ймовірність того, що одночасно всі споживачі працюватимуть із максимальною витратою, невелика. Тому для визначення розрахункового максимально тривалого навантаження рекомендується формула

$$V_{i.\ddot{a}} = \beta \sum_j^n V_{i\max}, \quad (3.8)$$

де β – коефіцієнт неодночасності, що враховує незбіг у часі складових максимальних навантажень окремих споживачів (у середньому $\beta = 0,85-0,95$);

$$\sum_i^n V_{i\max} \text{ – сума максимальних витрат повітря}$$

всіма споживачами. Враховуючи невизначеність вибору коефіцієнта β , доцільно сумарну максимальну витрату обчислювати як суму максимальної витрати цеху з найбільшим споживанням повітря і середніх розрахункових витрат усіх інших цехів:

$$V_{\text{мр}} = V_{\max} + \sum V_{i\text{ср.расч}}. \quad (3.9)$$

Величини, визначувані формулами (3.8) і (3.9), еквівалентні, хоча їх значення можуть відрізнятись.

Одержану величину максимально тривалого навантаження потрібно брати як розрахункову під час проектування компресорної станції.

Приклад 2. Як приклад розрахуємо потребу невеликого механічного заводу, що випускає сільськогосподарську техніку. Завод вміщує такі основні цехи: механічний, складальний і фарбувальний, на яких використовуються пневмообладнання і пневмоінструменти за типами і в кількостях, наведених у таблиці 3.2. Витрати повітря кожною одиницею устаткування та інструменту узяті з довідкових даних.

Результати розрахунків за наведеною вище методикою зведені в таблиці 3.3. Нормативна величина витікань взята такою, що дорівнює 10 %. Технічний стан устаткування та інструменту врахований відповідними коефіцієнтами зношення.

У результаті величина максимально можливого споживання повітря

$$V_{\max} = 1,4 \cdot 2333 = 3266 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Проте, як рекомендовано вище, за максимально тривале споживання повітря необхідно взяти величину

$$V_{i, \text{д}} = V_{\max i \text{ д} \text{ в} \text{ д}} + V_{\text{п} \text{ в} \text{ д} \text{ в} \text{ д}} + V_{\text{п} \text{ в} \text{ д} \text{ в} \text{ д}} =$$

$$= 1,4 \cdot 1959,84 + 330,74 + 42,47 = 3116 \text{ м}^3/\text{д} \cdot \text{д} = 51,95 \text{ м}^3/\text{д} \cdot \text{д}.$$

Цю величину й потрібно брати як розрахункове навантаження на компресорну станцію.

Таблиця 3.2 – Перелік пневмообладнання та пневмоінструменту

Цех	Споживач	Тип	Витрата повітря, м ³ /год	
			ном.	макс.
Механічний	Обладнання: штампувальний молот, обдувані пости. Інструмент: пневмозатискачі	1,5m Ø4	958	–
			35	–
Складальний	Інструмент: пневмодрилі, шліфмашини	СД-8, СЕ-13, ШР-6	–	–
			–	36
			–	60
Фарбувальний	Інструмент: пульверизатори	КР-2	–	15

Необхідно звернути увагу, що сумарна номінальна (паспортна) потреба пневмоспоживачів дорівнює 4 139 м³/год, що в 1,33 раза перевищує величину максимально тривалої витрати. Тому забезпечення продуктивності компресорної станції за паспортною потребою є надмірним і призводить до недовантаження компресорної станції та пов'язаних із цим додаткових і непродуктивних витрат.

Таблиця 3.3 – Розрахунок потреби стисненого повітря

Споживач	К-сть од.	Витрата, м ³ /год	$K_{вик}$	$k_{одн}$	$k_{зн}$	$k_{зав}$	V_{cp} , м ³ /год	$q_{ум}$, м ³ /год	$\Sigma V_{cp} + q_{ум}$, м ³ /год
Механічний: обдувний пост, пневмо- затискач, штампув. молот Усього	3	105	0,2	–	1,15	–	24,15	178,17	1 959,84
	12	1 428	–	0,64	1,1	0,7	703,72		
	2	1 916	0,5	–	1,1	–	1 053,8 1 781,67		
Складальний: пневмодрилі, шліфмашини Усього	10	360	–	0,64	1,2	0,6	165,89	30,07	330,74
	4	240	–	0,78	1,2	0,6	134,78		
							300,67		
Фарбувальний: пульвери- затори Усього	6	90	–	0,78	1,1	0,5	38,61 38,61	3,86	42,47
Разом	4 139						2 120,95	212,10	2 333,05

За величиною максимально тривалого споживання здійснюють підбір компресорного устаткування. Дійсна споживана витрата повітря відрізняється від максимально тривалого споживання, як правило, незначно. Це пов'язано з фактично меншими коефіцієнтами використання устаткування, наприклад, під час роботи на 2-й і 3-й змінах, унаслідок непередбачуваних зупинень і простою устаткування, раціоналізації технологічних процесів та ін.

Під час реконструкції систем стисненого повітря і компресорних станцій зазвичай такі розрахунки не виконують, а використовують середні статистичні норми питомих витрат (нормативи) за кожним із групових споживачів (цехів), а також фактичні дані з вироблення та споживання повітря з урахуванням їх щорічного перегляду і коригування.

3.3. Визначення продуктивності компресорної станції

Якщо відома потреба підприємства (цеху) в стисненому повітрі, що виражається величиною максимально тривалого навантаження $V_{i.\dot{a}}$, то продуктивність компресорної станції визначається уявним очевидним співвідношенням

$$V_{kc} = V_{m.\dot{a}},$$

де $V_{\dot{e}\bar{n}}$ – сумарна продуктивність працюючих компресорів станції:

$$V_{kc} = \sum_i^n V_{ki}.$$

Проте такий підхід є дуже спрощеним і неприйнятним, зважаючи на ряд обставин. Передусім продуктивності компресорів, що випускаються промисловістю, відповідають стандартному ряду і підбором кількості компресорів не вдається досягти необхідного значення їх сумарної продуктивності, тому застосовують умову

$$V_{\dot{e}\bar{n}} \geq V_{i.\dot{a}}.$$

Здебільшого найраціональніше комплектувати компресорну станцію однаковими машинами. Це вигідно з точки зору їх взаємозамінюваності, забезпечення запасними частинами, обслуговування та ремонту. Отже, кількість машин визначають за формулою

$$n = \frac{V_{i.\dot{a}}}{V_{\dot{e}\bar{s}}}.$$

У разі одержання дробового числа n округляємо до більшого цілого числа, якщо дріб більше 0,5, і додатково установлюємо компресор меншої продуктивності, якщо дріб менше 0,5. Після цього обчислюємо коефіцієнт завантаження робочих компресорів, що визначає ступінь

недовантаження або перевантаження компресорів на режимі максимального тривалого споживання:

$$\hat{E}_{\text{свад}} = \frac{V_i \cdot \dot{a}_i}{V_{\text{ен}}}$$

Цей коефіцієнт повинен бути в межах 0,75–1,05, причому тим ближче до одиниці, чим вища одинична продуктивність компресорів, щоб максимального знизити непродуктивні витрати потужності та не допустити значного перевантаження привода. За наявності системи ефективного регулювання продуктивності компресора ця вимога не так істотна.

Під час розрахунку компресорної станції необхідно враховувати такі обставини:

- 1) можливі режими пікового споживання, якщо фактична витрата повітря більша за розрахункову;
- 2) із часом можливе зношення компресорів зі зменшенням їх продуктивності порівняно з номінальною;
- 3) можливе погіршення технічного стану трубопроводів, мереж, що спричиняє тривале або короточасне збільшення витрати повітря;
- 4) плановий ремонт або огляд компресорів;
- 5) можливі випадки непередбачених зупинень компресорів.

З урахуванням цього впливає, що на компресорній станції повинні бути встановлені один або декілька резервних компресорів. Продуктивність резервного компресора беруть такою, що дорівнює максимальній продуктивності з ряду робочих компресорів. Установлена продуктивність станції дорівнює

$$V_{\text{уст}} = \sum V_{ki} + V_{\text{рез}}$$

Установлену продуктивність станції беруть такою, щоб при зупиненні найбільшого компресора потреба в повітрі забезпечувалася не менше ніж на 75–90 %, тобто

$$\frac{V_{уст} - V_{\dot{e}.max}}{V_{i.\dot{a}}} \cdot 100 = 75 - 90\% .$$

У машинному залі компресорної станції зазвичай установлюють 3–5, але не більше 8 компресорів, урахувавши резервні. Кількість компресорів вибирають виходячи з міркувань менших капітальних витрат і більшої маневреності та менших непродуктивних витрат електроенергії при нерівномірному змінному навантаженні. Наприклад, якщо для покриття навантаження першої зміни вибрані три компресори великої продуктивності, то для роботи із 50–60 % навантаженням на другій зміні доведеться вимкнути один компресор, а два працюючі компресори будуть значно недовантажені (на 25 % кожний). Якщо використати чотири компресори меншої продуктивності, то, вимкнувши два з них на другій зміні, можна уникнути недовантаження працюючих компресорів, хоча в цьому разі капітальні витрати будуть дещо великими (чотири агрегати будуть дорожчі, вимагають великих площ, розвиненіших допоміжних систем, великих витрат на обслуговування і т. п.).

При використанні однотипного устаткування продуктивність резервних компресорів вибирають такою, як і працюючих.

При неоднотипному устаткуванні, при різних за продуктивністю компресорах бажано мати як резерв по одному агрегату кожного типу. Кількість резервних компресорів повинна забезпечувати можливість планових ремонтів без зменшення робочої продуктивності станції.

3.4. Вибір компресорів

При виборі типу компресора керуються:

- рівнем споживання;

- режимом споживання;
- ефективністю компресора (питомими витратами потужності);
- необхідністю регулювання;
- вимогами обслуговування та ремонту;
- міркуваннями ресурсу;
- наявним досвідом роботи;
- вартістю капітальних вкладень і терміном окупності.

Рівень споживання стисненого повітря (розрахункова величина $V_{м.д.}$) визначає, до якого типу належить проектувана станція (мала, середня або велика). Необхідно враховувати спосіб подання стисненого повітря: якщо споживачі живляться від пневмомережі, то $V_{\hat{e}\bar{n}} \geq V_{i.\bar{a}}$, а якщо від балонів або ресиверів, то $V_{\hat{e}\bar{n}} = V_{\bar{n}d.\hat{\delta}\bar{a}\bar{n}z}$. Відповідно до цього беруть прийнятні величини одиничної продуктивності агрегатів. Виходячи з вимог до якості повітря (ступінь пульсації тиску, наявність у стисненому повітрі масла, вологи та ін.), вибирається тип компресорів.

При виборі конкретної моделі компресора необхідно, щоб тиск нагнітання компресора перевищував потрібний, але не більше ніж на 0,2–0,3 МПа, інакше доведеться редукувати тиск, що призводить до непродуктивних витрат електроенергії. Ця вимога не така жорстка для компресорів, обладнаних системою ефективного регулювання.

Особливість поршневих компресорів полягає в тому, що тиск на виході встановлюється автоматично, за параметрами мережі. У циліндрі останнього ступеня тиск визначається геометричним ступенем стиснення, а потім на нагнітальних клапанах відбувається дроселювання до тиску в мережі з втратою енергії.

Приклад 3. Необхідно забезпечити 3 м³/хв повітря, стисненого до 0,6 МПа. Якщо використати компресор ВУ-3/8 ($V = 3 \text{ м}^3/\text{хв}$, $p_k = 0,8 \text{ МПа}$), то питома витрата енергії буде дорівнювати

$$\bar{N}_{\text{ві}} = \frac{N}{V} = \frac{28}{3 \cdot 60} = 0,155 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3,$$

а якщо вибрати компресор ВК-3/6 (відповідно $V = 3 \text{ м}^3/\text{хв}$, $p_k = 0,6 \text{ МПа}$), то

$$\bar{N}_{\text{вк}} = \frac{23}{3 \cdot 60} = 0,130 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3,$$

тобто на 15 % менше.

За необхідного тиску $p_k \leq 0,6 \text{ МПа}$ використовуються одноступінчасті, а при $p_k > 0,6$ – багатоступінчасті поршневі компресори.

Під час вибору компресорів необхідно враховувати такі рекомендації:

1. Під час роботи на один повітропровід потрібно встановлювати компресори з однаковим тиском нагнітання.

2. Якщо за умовами роботи підприємства є споживачі з різною величиною тиску, то рішення про прокладення додаткових повітропроводів ухвалюється на підставі економічних розрахунків.

3. Продуктивність кожного компресора повинна дорівнювати або бути меншою від продуктивності резервного.

4. Продуктивності компресорів необхідно підбирати так, щоб на всіх змінах були мінімальні втрати енергії на приводі.

5. Потрібно прагнути до використання компресорів одного типорозміру, що скорочує витрати на ремонт та обслуговування. У цьому разі резервний компресор

вибирають такого самого типорозміру.

Підбір компресорів виконують багатоваріантним способом, прораховують різні комбінації компресорів із різною продуктивністю як усередині одного типу (поршневі, відцентрові, гвинтові), так і для змішаного використання. Наприклад, компресорну станцію можна укомплектувати декількома поршневими компресорами однакової чи різної продуктивності або відцентровим турбокомпресором із додатковими гвинтовими компресорами і т. п. При цьому обов'язково необхідно враховувати наявність відповідних площ для розміщення компресорів та допоміжного устаткування, прийнятне охолодження (водяне або повітряне), наявність відповідних підстанцій і кабельних підведень, вимоги щодо допустимого рівня шуму і т. д.

Приклад 4. Виконаємо підбір компресорів для величини потреби підприємства, визначеної в прикладі 2. Розрахунки проведемо для чотирьох варіантів поєднання марок (типорозмірів) гвинтових компресорів.

Під час вибору варіантів виходимо з таких міркувань. У варіанті I вибраний один компресор продуктивністю $50 \text{ м}^3/\text{хв}$, що працює з невеликим допустимим перевантаженням (3,8 %). В інших варіантах при виборі компресорів із меншими одиничними продуктивностями 40, 32 і $25 \text{ м}^3/\text{хв}$ взято по два компресори. Результати розрахунків зведені в таблицю 3.4.

Із таблиці 3.4 випливає, що за коефіцієнтом завантаження компресорів і ступенем забезпечення максимальної продуктивності кращими виявляються I і IV варіанти, проте перевагу необхідно віддати варіанту IV з таких причин. Установлена потужність компресорів у цьому випадку на 25 % менша, що забезпечує гнучкість і маневреність у перемиканні компресорів при зменшенні споживання повітря.

Таблиця 3.4 – Розрахунок продуктивності компресорної станції

Показник	Варіант			
	I	II	III	IV
Максимально тривале навантаження на КС, м ³ /хв	51,95			
Продуктивність одиночного компресора, м ³ /хв	50	40	32	25
Кількість компресорів, шт.	1	2	2	2
Продуктивність робоча, м ³ /хв	50	$2 \cdot 40 = 80$	$2 \cdot 32 = 64$	$2 \cdot 25 = 50$
Коефіцієнт завантаження	$51,95 : 50 = 1,038$	$51,95 : 80 = 0,65$	$51,95 : 64 = 0,81$	$51,95 : 50 = 1,038$
Продуктивність резервного компресора, м ³ /хв	50	40	32	25
Установлена продуктивність, м ³ /хв	$2 \cdot 50 = 100$	$3 \cdot 40 = 120$	$3 \cdot 32 = 96$	$3 \cdot 25 = 75$
Загальна кількість компресорів, шт.	2	3	3	3
Забезпечення максимальної продуктивності	$50 : 51,9 = 0,96$	$80 : 51,9 = 1,54$	$60 : 51,9 = 1,23$	$50 : 51,9 = 0,96$

3.5. Вплив параметрів атмосферного повітря на продуктивність компресорної станції

Продуктивність компресорів значною мірою залежить від умов усмоктування. Для повітряних компресорів, що всмоктують повітря з атмосфери, це барометричний тиск, температура й вологість довкілля. Значні зміни параметрів атмосферного повітря

відбуваються при зміні сезонів (зима – літо), атмосферних умов (волого – ясно). Продуктивність компресорної станції повністю визначається її розміщенням стосовно рівня моря та атмосферними умовами. При підвищенні температури та зниженні тиску масова продуктивність компресора зменшується.

Але особливо сильно можуть змінюватися ці параметри при установленні компресорів на великій висоті щодо рівня моря.

Зміна барометричного тиску в міру віддалення від рівня моря ілюструється таблицею 3.5, в якій наведені дані для так званої стандартної атмосфери.

Таблиця 3.5 – Тиск повітря на різних висотах

Висота над рівнем моря, м	0	100	200	300	500	1 000	2 000	3 000
Тиск повітря, мм рт. ст.	760	751	742	733	716	674	598	530

3.5.1. Вплив висоти над рівнем моря на продуктивність КС

Одноступінчастий поршневий компресор, установлений на висоті H від рівня моря, за інших рівних умов виробляє менше повітря, ніж такий самий компресор, установлений на рівні моря. Це відбувається через те, що густина атмосферного повітря зі збільшенням висоти зменшується.

Теоретичні об'єми повітря, що всмоктуються компресором за один хід поршня:

$$V_m^o = \lambda_o V - \text{на рівні моря } (H = 0),$$

$$V_m^i = \lambda_o' V - \text{на рівні, вищому від моря } H,$$

де λ_o і λ'_o – об’ємні коефіцієнти компресора відповідно на рівні моря і на висоті H ;

V – геометричний об’єм, що описується поршнем.

Як відомо, об’ємний коефіцієнт λ_o , який враховує вплив шкідливого простору, що призводить до об’ємних втрат, дорівнює

$$\lambda_r = 1 - \xi \left[\left(\frac{D_2}{D_a} \right)^{\frac{1}{\phi}} - 1 \right] = 1 - \xi \left[\frac{1}{\varepsilon^m} - 1 \right], \quad (3.10)$$

де ξ – відносний шкідливий простір (складається з мертвого простору та порожнин у всмоктувальному і нагнітальному клапанах);

ε – ступінь підвищення тиску;

m – показник політропи процесу розширення у шкідливому просторі.

Для забезпечення однакового тиску стисненого повітря у споживача в обох випадках потрібний однаковий манометричний тиск на нагнітанні компресора. Для досягнення цього на висоті H ступінь підвищення тиску компресора ε повинен зрости, отже, згідно з (3.10) λ'_o зменшується, тобто зменшується об’ємна продуктивність компресора.

Необхідно враховувати, що зі збільшенням висоти H зазвичай знижується й температура повітря, тому дещо зростає масова продуктивність:

$$m_o = \frac{P_o V_m^o}{RT_o}, \quad m_H = \frac{P_H V_m^H}{RT_H}.$$

У результаті загальне зменшення вагової продуктивності одноступінчастого поршневого

компресора під час його роботи на висоті H дорівнює

$$\alpha_1 = \frac{m_H}{m_o} = \frac{P_H}{P_o} \cdot \frac{\lambda_o^1}{\lambda_o} \cdot \frac{T_o}{T_H} = k_\lambda \frac{P_H T_o}{P_o T_H}, \quad (3.11)$$

де $k_\lambda = \frac{\lambda_o'}{\lambda_o}$ – характеризує зниження об'ємного

коефіцієнта.

У двоступінчастому компресорі з таким самим загальним ступенем підвищення тиску ε для обох ступенів має місце

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt[2]{\varepsilon}.$$

Об'ємний коефіцієнт компресора визначається за формулою, аналогічною (3.10):

$$\lambda_{o2} = 1 - \xi \left[\left(\sqrt{\varepsilon} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - \xi \left[\varepsilon^{1/2m} - 1 \right], \quad (3.12)$$

звідки випливає, що за інших однакових умов продуктивність двоступінчастого компресора менш чутлива до зміни ступеня стиснення. Крім того, при двоступінчастому стисненні об'єм усмоктуваного в перший ступінь повітря буде більшим, ніж в одноступінчастому компресорі внаслідок швидкого розширення повітря із шкідливого простору. У цілому можна вважати, що об'ємна продуктивність двоступінчастого компресора на висоті H залишається такою самою, як і на рівні моря, тобто $k_\lambda \approx 1$. Із формули (3.12) випливає, що при цьому і ступінь підвищення тиску залишається таким самим.

Вагова ж продуктивність унаслідок зменшення щільності знижується. Знижується й потужність компресора. При цьому зменшення вагової продуктивності двоступінчатого компресора на висоті H дорівнює

$$\alpha_2 = \frac{P_H T_o}{P_o T_H}. \quad (3.13)$$

Тут і вище маємо на увазі середньорічне (чи середньомісячне) значення температур T_o і T_H .

У загальному випадку для забезпечення номінальної працездатності пневмоприймачів (інструмент та устаткування) необхідно забезпечити їм постійну масову витрату ($m_o = m_H = \text{const}$), а це означає, що потрібно збільшити продуктивність компресорної станції, наприклад установити додатковий компресор. Таблиця 3.6 показує, наскільки необхідно збільшити продуктивність компресорної станції залежно від висоти розміщення станції над рівнем моря.

Таблиця 3.6 – Коефіцієнт відносного збільшення продуктивності КС зі збільшенням висоти H

$H, \text{ м}$		0	300	600	1 000	2 000	3 000	4 500
Поправ- ковий коефіцієнт	КС з одноступ. компр.	1	1,03	1,07	1,11	1,22	1,32	1,43
	КС із двоступ. компр.	1	1,02	1,05	1,09	1,18	1,25	1,34

Нижче наведений приклад, що ілюструє вплив висоти розміщення компресора на його робочі характеристики.

Приклад 5. Одноступінчастий поршневий компресор із тиском нагнітання 0,6 МПа і показником політропи стиснення $n = 1,3$ при установленні його на висоті $H = 300 \text{ м}$ над рівнем моря знижує робочі характеристики:

- об'ємну продуктивність – на 3,2 %;
- вагову продуктивність – на 27,4 %;
- повну роботу – на 18,5 %.

- Двоступінчастий компресор у тих самих умовах:
- об’ємна продуктивність – незмінна;
 - вагова продуктивність – зменшується на 25,2 %;
 - повна робота – зменшується на 17,5 %.

Приклад 6. Який тиск повітря при накачуванні автомобільних шин може створити поршневий одноступінчастий компресор, розрахований на тиск нагнітання 0,25 МПа на висоті $H = 3\ 000$ м над рівнем моря?

Розрахунковий ступінь підвищення тиску компресора $\varepsilon = 2,5$ залишається незмінним.

Тиск усмоктування на висоті 3 000 м дорівнює (із табл. 3.5) $p_1 = 530$ мм рт. ст. $\approx 0,07$ МПа.

Тиск нагнітання, що розвивається компресором на цій висоті, буде дорівнювати

$$p_n = p_1 \cdot \varepsilon = 0,7 \cdot 2,5 = 0,175 \text{ МПа.}$$

Об’ємна продуктивність *відцентрового компресора* визначається за формулою

$$V = \Phi_o \pi \frac{D_2}{4} u_2,$$

де Φ_o – коефіцієнт витрати, практично постійний при зміні вхідних умов;

D_2 і u_2 – зовнішній діаметр і колова швидкість на ободі робочого колеса – величини постійні.

Об’ємна продуктивність відцентрового компресора на висоті H залишається незмінною, а масова продуктивність зменшується пропорційно густині повітря аналогічно до формули (3.13). Ступінь підвищення тиску і споживана потужність також зменшуються.

Збільшення кінцевого тиску на висоті H можна досягти деяким зниженням продуктивності компресора, що допустимо лише в окремих випадках (до втрати стійкості роботи компресора).

3.5.2. Вплив вологості повітря

Атмосферне повітря містить пари води, кількість яких залежить від температури та відносної вологості повітря. Разом зі всмоктуваним повітрям пари потрапляють у робочі циліндри, де тиск і температура повітря підвищуються. При подальшому охолодженні в міжступінчастому або кінцевому холодильниках відносна вологість збільшується, і відбувається конденсація парів із стисненого повітря. Волога, що випала, збирається в сепараторах і виводиться зовні через вологовіддільники. Частина вологи відноситься потоком стисненого повітря і випадає в нагнітальному тракті.

Очевидно, що об'єм повітря, яке надходить у нагнітальний трубопровід, буде меншим від об'єму всмоктуваного повітря на величину об'єму сконденсованої пари, що призводить до зменшення продуктивності компресора. У звичайних розрахунках через незначний об'єм впливом вологості нехтують. Винятком є компресори з внутрішнім охолодженням, наприклад з уприскуванням води в робочу порожнину.

3.5.3. Підвищення продуктивності компресорних станцій, що знаходяться вище від рівня моря

Можливі такі методи підвищення продуктивності КС, розміщених вище від рівня моря:

- 1) установа додаткового компресора;
- 2) збільшення частоти обертання вала компресора;
- 3) охолодження всмоктуваного повітря;
- 4) механічне наддування компресора;
- 5) резонансне наддування.

Перший метод вимагає збільшення площі машинного залу, його реконструкції та додаткових витрат.

Другий метод технічно обмежений. Зазвичай можна підвищити частоту обертання на 10 % за наявності клинопасової передачі, а це звичайно дуже малопотужні компресори.

Третій метод вимагає спеціальних дорогих охолоджувальних установок, що економічно недоцільно.

Четвертий метод – механічне наддування – найбільш прийнятний. Суть методу полягає в попередньому стисненні повітря вентилятором від тиску на висоті H до тиску всмоктування компресора. Схема наддування наведена на рис. 3.2.

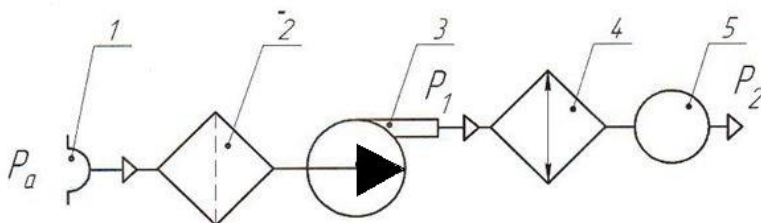


Рисунок 3.2 – Схема наддування компресора :
 1 – повітроприймач; 2 – фільтр; 3 – вентилятор;
 4 – кінцевий охолоджувач; 5 – компресор

Ступінь наддування вентилятором

$$\psi = \frac{P_1}{P_a}$$

повинен бути таким, щоб перед компресором створити розрахунковий (номінальний) тиск, що дорівнює $P_1 = P_o$ (при $H = 0$). Тоді компресор забезпечує необхідну (номінальну) об'ємну та масову продуктивності.

Приблизно можна вважати, що відносне збільшення продуктивності компресора від наддування дорівнює

ступеню підвищення тиску у вентиляторі, тобто

$$\frac{V_{над}}{V} = \frac{P_1}{P_a} = \psi.$$

Для наддування зазвичай використовують відцентровий вентилятор. Споживана ним потужність значно менша, ніж у компресора. Вентилятори прості та надійні в експлуатації.

Суть *методу резонансного наддування* полягає в ініціації удару ущільненого повітряного струменя при вході повітря в циліндр стиснення у момент закриття впускних клапанів (рис. 3.3). Це приводить до підвищення густини повітря в робочому циліндрі, а отже, – до збільшення масової продуктивності. Генерування ударів може бути здійснене збудженням синхронних коливань повітря у всмоктувальному трубопроводі, спроектованому відповідним чином. Максимальний ефект одержується при настанні резонансних коливань. Необхідні умови досягаються вибором певної довжини L всмоктувального патрубку. Довжину повітропроводу L , м, визначають за спрощеною формулою

$$L = \frac{2500}{n},$$

де n – число обертів вала за 1 хвилину. Рекомендується брати $L \leq 5$ м.

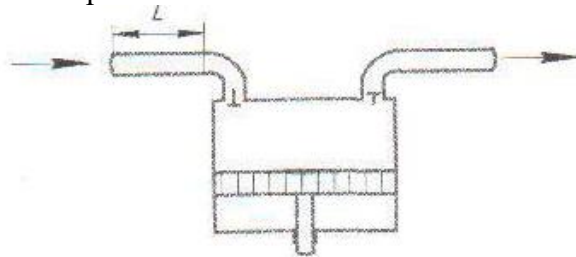


Рисунок 3.3 – Схема динамічного наддування компресора

При резонансному наддуванні збільшується опір лінії всмоктування і підвищується питома витрата енергії на стиснення повітря. Проте цей недолік перебивається істотною вигодою від значного збільшення продуктивності компресора, що досягає 15–20 % і більше. Метод до цього часу не набув великого поширення через відсутність надійних методик розрахунку.

Контрольні питання

1. Які застосовуються методи для визначення потреби в стисненому повітрі промислових підприємств?

2. У чому полягає відмінність у визначенні споживання стисненого повітря пневмообладнанням і пневмоінструментом?

3. Навантаження на компресорну станцію: які види навантаження, способи визначення.

4. Як здійснюється розрахунок продуктивності компресорної станції?

5. Який порядок і критерії вибору компресорів для компресорної станції?

6. У чому полягає суть багатоваріантного способу підбору компресорів, які при цьому використовуються критерії?

7. Які основні показники використовують під час розрахунку продуктивності КС?

8. Початкові параметри повітря: їх характеристики і залежність від умов усмоктування.

9. Як впливає висота над рівнем моря на продуктивність одноступінчастого поршневого компресора?

10. Як впливає висота на роботу двоступінчастого компресора?

11. Як впливають початкові умови на роботу відцентрового компресора?

12. Перелічіть методи підвищення продуктивності КС в умовах високогір'я.

РОЗДІЛ 4 РОБОТА КОМПРЕСОРІВ НА МЕРЕЖУ

4.1. Графіки навантаження на компресорну станцію

Режим роботи компресора на мережу, що встановився, можливий лише за умов, коли подання компресора дорівнює витраті повітря через мережу споживачів, а тиск, що розвивається компресором, дорівнює тиску у споживачів з урахуванням опору мережі.

Витрата повітря змінюється залежно від умов споживання, відповідно змінюється навантаження на компресор (чи КС). Зміна навантаження в часі V (τ) характеризується графіком навантаження. Графік показує ступінь використання компресорних установок, що працюють у кожний момент часу (чи відрізок часу). У загальному випадку, якщо компресорна станція забезпечує стисненим повітрям пневмоприймачі цехів підприємства, технологічні потреби (наприклад, дуття в котельній), роботу пневмопристроїв і пневмоавтоматики, опалювання (калорифери), то сумарне навантаження на КС становить

$$V_{КС} = V_o + V_{мех} + V_{КНП} + V_{от}.$$

Характер зміни в часі кожної зі складових істотно різний і залежить від сезону, характеру технологічних процесів, змінності та ін. Сумарне навантаження на КС, очевидно, буде максимальним взимку на першій зміні і мінімальним влітку в нічну зміну.

Можна побудувати розрахунковий графік навантаження, якщо відомі характеристики споживачів і режими їх роботи. Проте насправді все набагато складніше: навіть для тривало працюючого пневмообладнання величина споживання може змінюватися залежно від тиску в мережі, зрушень за фазою переривчасто працюючого устаткування та інструментів,

піків та провалів споживання, що мають випадковий характер, і т. п. Споживання повітря може сильно змінюватися з технологічних причин. Наприклад, якщо завод не працює в третю зміну, то витрата повітря все одно триває за рахунок витікань через нещільності у мережі та пневмоприймачів, що не працюють. Як правило, ця витрата покривається за рахунок повітря, накопиченого в повітропроводах і ресиверах, для чого необхідно підкачувати систему. Зазвичай добові графіки споживання стисненого повітря одержують за допомогою реєструвальних приладів-самописів.

Графіки дають можливість робити висновок про економічність роботи КС, тобто ступінь використання встановленої потужності компресорів, обчисливши інтегральне значення коефіцієнта використання:

$$\mu_{исп} = \frac{V_{факт}}{V_{уст} - V_{рез}},$$

який повинен прямувати до одиниці, оскільки при цьому питома споживана потужність компресорами мінімальна. Необхідно також раціонально розподіляти навантаження між компресорами з урахуванням їх ККД і технічного стану. Для компресорної станції повинен бути розроблений оптимальний графік роботи компресорів, щоб споживана потужність була мінімальною. На рисунку 4.1 поданий добовий графік навантаження на компресорну станцію із установленою продуктивністю 90 нм³/хв, машинобудівного заводу, на якому основними споживачами є пневмоінструменти з двозмінним режимом роботи. Подання повітря здійснюється трьома компресорами продуктивністю 30 нм³/хв кожен, причому кількість компресорів, що працюють, змінюється за змінами: на 1-й – два компресори, на 2-й – один компресор, на 3-й – усі компресори вимкнені, тиск у

мережі забезпечується ємністю ресиверів і мережі.

На графіку (рис. 4.1) бачимо періоди максимального споживання повітря (піки), провали споживання під час перерв і перезмін, а також втрати повітря на 3-й зміні аж до ввімкнення КС.

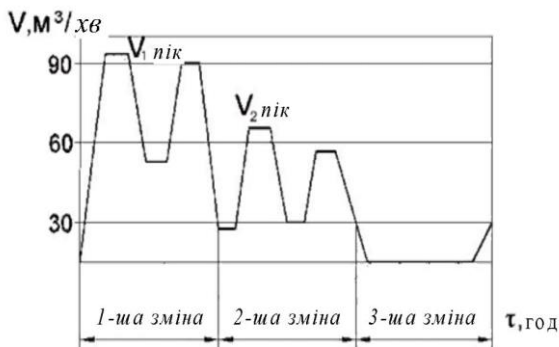


Рисунок 4.1 – Добовий графік навантаження на КС установленною продуктивністю $90 \text{ м}^3/\text{хв}$

Пневмережа повинна забезпечувати необхідний тиск повітря в усіх споживачів. Кожен пневмоприймач забезпечує нормальну робоздатність у заданому досить вузькому діапазоні тисків від p_{min} до p_{max} . Якщо тиск на вході у пневмоприймач $p < p_{min}$, то неприпустимо знижується його продуктивність, якщо $p > p_{max}$, то має місце даремна витрата енергії. Наприклад, підвищення тиску на 1 % призводить до перевитрати електроенергії на 0,5 %.

У загальному випадку повинна виконуватися умова

$$p_{КС} = p_{нр} + \Delta p_z,$$

де $p_{КС}$ – тиск на виході з КС;

$p_{нр}$ – необхідний тиск на вході у пневмоприймач;

Δp_z – гідравлічні втрати в мережі.

Витрату повітря споживачами і втрати в мережах можна взяти приблизно прямо порційними тиску повітря,

тому необхідно прагнути до зниження тиску, оскільки зменшується споживана електрична потужність КС.

Кожна конкретна компресорна станція має свою характеристику – залежність тиску стисненого повітря від подачі (продуктивності) з урахуванням цієї пневмережі й типів пневмоприймачів. На рисунку 4.2 наведені графіки тисків повітря залежно від витрати для випадків: *a* – відсутності гідравлічного опору мережі (локальна КС); *б* – для мережі середньої довжини; *в* – для дуже довгої мережі, коли створюваний компресором тиск повністю витрачається на подолання гідравлічного опору самої мережі.

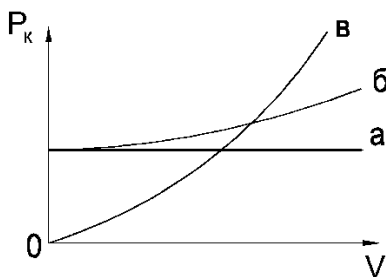


Рисунок 4.2 – Графіки тиску повітря на виході з КС залежно від витрати

Із графіків (рис. 4.2) випливає, що одна й та сама задана величина витрати повітря для різних мереж забезпечується істотно різним тиском на виході з КС.

Приклад 1. На КС установлені чотири однакові поршневі компресори номінальною продуктивністю $40 \text{ м}^3/\text{хв}$. Графік змінного навантаження на КС заданий і поданий на рис. 4.3 кривою *a*. Ступінчастість графіка навантаження пояснюється ввімкненням або вимкненням компресорів, без регулювання їх роботи. Вимагається побудувати графік тиску на виході з КС. Налаштування КС: $p_{\text{min}} = 6 \text{ кг/см}^2$, $p_{\text{max}} = 7 \text{ кг/см}^2$. Точка 1 відповідає увімкненню першого компресора, точка 2 – другого і так далі. Зростання тиску при послідовному ввімкненні компресорів (крива 1–2–3) викликане

збільшенням опору мережі із зростанням витрати, як показано на рис. 4.3, крива б. Інші ділянки графіка тиску будуються аналогічно. Із цього прикладу випливає тісний зв'язок між продуктивністю й тиском повітря КС для заданої мережі.

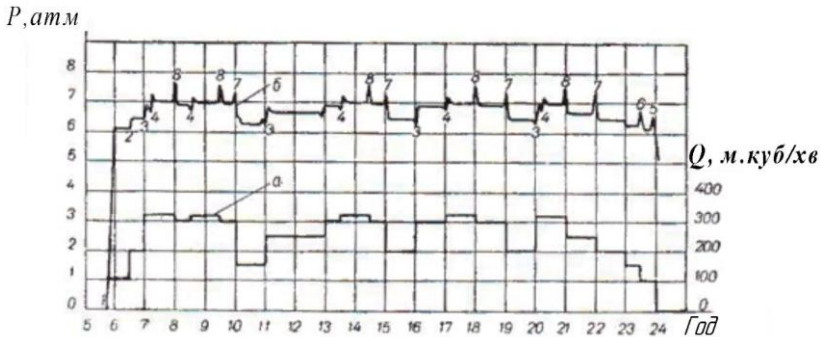


Рисунок 4.3 – Графіки навантаження (а) і тиску (б) на виході з КС

4.2. Покриття пікових навантажень

На рисунку 4.4 наведений фрагмент графіка зведеного до нормальних умов навантаження на компресорну станцію, яка має нетривалий «піковий» режим, що настає в деякий момент τ_0 і триває упродовж часу $\Delta \tau_n$. Амплітудне значення споживання повітря досягає значення V_a . Перевищення потреби повітря над продуктивністю компресорної станції за період $\Delta \tau_n$ дорівнює площі S_n , м³, заштрихованої фігури

$$S_n = \int_{\tau} V_n d\tau, \quad (4.1)$$

що відповідає об'єму повітря M_n , кг, необхідному на покриття піка:

$$M_n = \rho_H \cdot S_n, \quad (4.2)$$

Площа S_n може бути замінена еквівалентною

площею прямокутника: $S_{\text{екв}} = \bar{V}_n \Delta \tau_n$, де \bar{V}_n – усереднене значення пікового навантаження на інтервалі $\Delta \tau_n$.

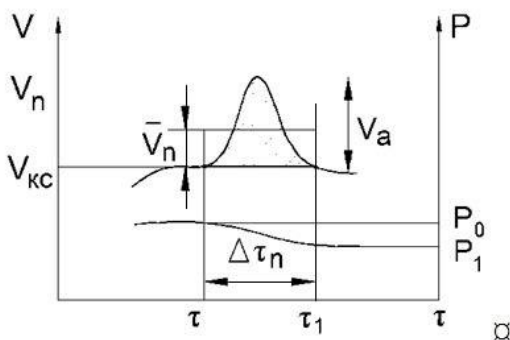


Рисунок 4.4 – Графік пікового навантаження на компресорну станцію

На настання пікового режиму система відреагує таким чином: необхідне підвищення витрати забезпечуватиметься за рахунок витікання повітря з об'єму системи, при цьому тиск у системі знижуватиметься. Якщо в початковий момент часу τ_0 тиск у системі дорівнював p_0 , то через проміжок часу $\Delta \tau_n$ тиск знизиться до величини p_1 . Ця система є стійкою, тобто працює нормально до деякого мінімального значення p_{\min} , якщо при цьому виконується умова $p_0 \leq p_1 \leq p_{\min}$. Якщо сумарний геометричний об'єм системи взяти за Q , то за час $\Delta \tau$ відбудеться зменшення маси повітря в системі на величину

$$\Delta M = M_0 - M_{\min} = \frac{Q}{RT} (P_0 - P_{\min}). \quad (4.3)$$

Очевидно, що нормальна робота системи забезпечується, якщо

$$\Delta M \geq M_n.$$

Це співвідношення є *першою умовою стійкості* системи. Після подолання пікового навантаження знадобиться деякий час $\Delta \tau_0$ для повернення системи до

початкового стану. Наступний пік повинен настати не раніше ніж після закінчення цього проміжку часу – друга умова стійкості:

$$\tau'_o \geq \tau_o + \Delta\tau_n + \Delta\tau_o.$$

Остання умова, строго кажучи, справедлива для піків однакової інтенсивності. Час відновлення $\Delta\tau_o$ повинен бути тим більшим, чим більша інтенсивність попереднього піка, тобто значення S_n .

Використовуючи вищенаведені міркування, можна вирішити зворотнє завдання: за заданих параметрів системи визначити проміжок часу, впродовж якого система може покрити пікове навантаження. Прирівнявши вирази (4.2) і (4.3), одержимо

$$\Delta\tau_n = \frac{\Delta M}{\rho_n \bar{V}_n} = \frac{Q}{\bar{V}_n} (\varepsilon_o - \varepsilon_1), \quad (4.4)$$

де $\varepsilon_o = p_o/p_n$; $\varepsilon_1 = p_1/p_n$; $p_n = \rho_n RT_n$ – рівняння стану для нормальних умов.

Одержані співвідношення можуть використовуватися як наближені, оскільки їх виведення ґрунтувалося на істотних спрощеннях: повітря вважалося нестискуваним, температура повітря в мережі бралася постійною, близькою до нормального значення.

У реальних системах повітропостачання сумарний об'єм Q складається з місткостей повітрозбірників, апаратів (охолоджувачів, сепараторів, осушувачів) та повітропроводів і становить значну величину, що дозволяє покривати пікові навантаження, які досягають 25 % від номінального навантаження на КС. Принципово можна шляхом установаження повітрозбірників великої місткості досягти покриття не лише пікових навантажень, а й знизити загальне навантаження на компресорну станцію при нерівномірному споживанні повітря. При цьому продуктивність КС може бути зменшена та одержана

економія електроенергії. Таке рішення прийнятне для пневмосистем невеликої продуктивності.

На завершення необхідно додати, що розгалужені пневмосистеми мають велику інерційність. Ступінь реагування системи на пікові навантаження істотно демпфірується. Деякі з піків можуть виявитися нижчими від порога чутливості, тобто пройти безслідно, інші ж істотно згладжуються. Очевидно, що найбільш чутливі до коливань параметрів системи малої протяжності, що мають малий об'єм, малу інерційність і демпфірування.

4.3. Поєднання характеристик мережі та компресора

4.3.1. Характеристики мережі

Основними параметрами компресора, що характеризують його роботу на мережу, є продуктивність і тиск газу. Під подачею компресора розуміють кількість газу, переміщуваного машиною за одиницю часу. Розрізняють об'ємну $V_k, \text{ м}^3/\text{с}$, і масову $m_k, \text{ кг}/\text{с}$. При цьому $m_k = \rho V_k$ (ρ – густина газу, $\text{кг}/\text{м}^3$).

Компресор і мережа складають єдину систему, режим роботи якої, що встановився, можливий лише за певних умов, коли додержується рівність продуктивності компресора витраті газу через мережу, а також рівність тиску, що розвивається компресором, опору мережі, включаючи споживачів.

У реальних системах режим роботи істотно не встановився, оскільки витрата газу в мережі змінюється залежно від умов споживання. Лише на певних часових інтервалах режим можна вважати квазістаціонарним, що полегшує аналіз роботи системи.

У промислових системах повітропостачання спостерігаються в основному два типи споживачів: такі, що потребують подання постійної кількості повітря при

змінному тиску і що потребують постійного тиску при поданні повітря (пневматичний привід та ін.).

Для виконання зазначених вимог необхідно здійснювати регулювання компресора: в першому випадку – на постійне подання, а в другому – на постійний тиск.

Сумісну роботу компресора та мережі зручно розглядати на їх поєднаній характеристиці, де характеристики компресора й мережі є залежностями тиску (напору) від продуктивності витрати.

Мережу можна подати у вигляді ряду місцевих гідравлічних опорів, що імітують повітропроводи, апарати, арматуру, споживачів, які, незважаючи на різноманітність пристроїв, здебільшого є дроселями. Визначальним дроселем є пневмоприймач споживача. Гідравлічні втрати тиску Δp_i на місцевих опорах і дроселях пропорційні квадрату швидкості в них:

$$\Delta p_i = 0,5 \zeta_i \rho_i c_i^2,$$

де ζ_i – коефіцієнт гідравлічного опору елемента.

Швидкість у кожному елементі пов'язана з об'ємною витратою співвідношенням

$$c_i = V / F_i,$$

де F_i – характерний поперечний переріз.

Загальний гідравлічний опір мережі можна подати таким чином:

$$\Delta p_e = 0,5 \sum_i \zeta_i \rho_i c_i^2$$

чи, якщо мережу подати у вигляді еквівалентного дроселя, її характеристикою буде вираз

$$\Delta p_e = 0,5 \zeta_{\text{екв}} \rho_i V^2,$$

де $\zeta_{\text{екв}} = \sum \zeta_i$.

Опір елементів мережі здебільшого пропорційний квадрату швидкості (чи витрати) газу, тому характеристика

мережі має вигляд квадратичної параболи, показаний на рис. 4.5.

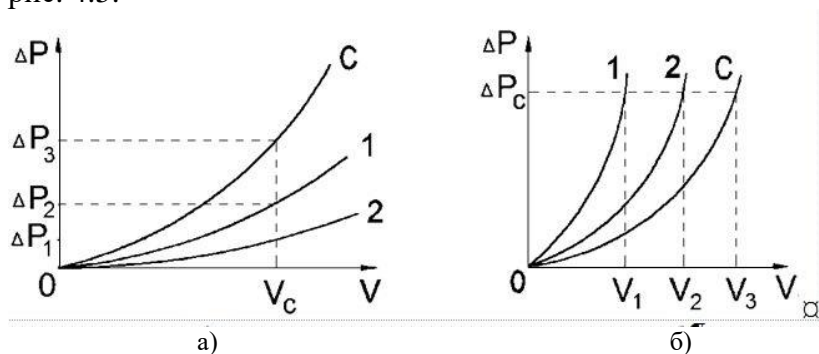


Рисунок 4.5 – Характеристики мережі при послідовному (а) і паралельному (б) з'єднаннях елементів

Мережі промислових підприємств є складними системами, утвореними з'єднанням за допомогою повітропроводів різних елементів у вигляді місткостей, фільтрів, вологовіддільників, арматури, дроселів та ін., кожен з яких має гідравлічний опір.

При послідовному з'єднанні елементів сумарна характеристика мережі визначається з умови рівності витрат газу через усі елементи на заданому режимі (рис. 4.5 а). Втрати напору в мережі дорівнюють сумі втрат в елементах.

При паралельному з'єднанні елементів має місце рівність напору, а витрати газу підсумовуються (рис. 4.5 б).

В обох випадках при квадратичних характеристиках елементів сумарні характеристики мережі мають також квадратичний вигляд. Кожна розгалужена мережа може бути розчленована на групи послідовно і паралельно з'єднаних ділянок. Спочатку визначають характеристики кожної паралельно з'єднаної групи, а потім виконують послідовне підсумовування.

Характеристики мережі в умовах експлуатації можуть зміщуватися у бік більших чи менших значень продуктивності залежно від кількості ввімкнених пневмоприймачів, температури й тиску стисненого повітря в системі, положення робочих органів регульовальної арматури і т. д.

4.3.2. Поєднані характеристики мережі та компресора

Дійсні значення продуктивності й тиску компресора визначаються як координати точки перетину характеристик цього компресора та мережі повітропроводів. Ця точка називається точкою спільних режимів, або *робочою точкою*. При режимі роботи системи, що встановився (статичному), її рівноважний стан досягається автоматично. У цьому випадку можна говорити про квазісаморегульовану систему, що, можливо, при правильно підбраному компресорі для цієї мережі, тобто при сумісності характеристик компресора та мережі.

На рисунку 4.6 показана вихідна характеристика мережі (крива 1), характеристики при збільшенні та зменшенні споживання повітря (криві 2 і 3). Криві 4 і 5 зображують напірні характеристики компресорів динамічного та об'ємного стиснення.

Особливістю об'ємних компресорів є слабка залежність продуктивності від тиску нагнітання, тобто зменшення (крива 3) або збільшення (крива 2) споживання повітря спричинює різке збільшення чи зменшення тиску нагнітання. При цьому обмеженнями є максимально та мінімально допустимі тиски в мережі.

У відцентрових компресорів характеристика полого, тому робочий діапазон зміни продуктивності досить широкий, а тиск нагнітання змінюється при цьому не так істотно.

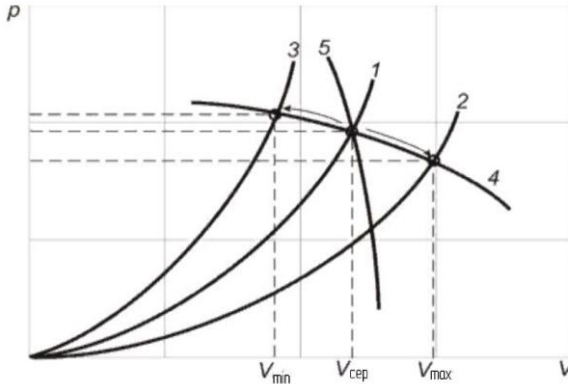


Рисунок 4.6 – Поєднані характеристики мережі (криві 1, 2 і 3) відцентрового (крива 4) та поршневого (крива 5) компресорів

Якщо припустити, що споживання стисненого повітря змінюється шляхом увімкнення або вимкнення деякої кількості споживачів, що рівносильно зміні характеристики мережі за рахунок зміни коефіцієнта еквівалентного гідравлічного опору, то робоча точка переміститься на криву 2 або 3. Наклавши на характеристики мережі характеристику компресора 4, в точках перетину одержимо точки рівноважного стану, тобто рівності витрат повітря, що подається компресором і споживається мережею.

На рисунку 4.7 наведені спільні характеристики мережі та відцентрового компресора К-250-61. Тиск повітря обмежується зверху близькістю до помпажу або максимально допустимим тиском у мережі (точка В), з іншого боку – мінімально допустимим тиском у мережі (точка Б). Із розгляду характеристик випливає, що неможливо збільшити продуктивність вище $V_{\max} = 250 \text{ м}^3/\text{хв}$, оскільки при цьому $p < p_{\min}$, а при зменшенні продуктивності до $V < V_{\min} = 210 \text{ м}^3/\text{хв}$ необхідно скидати частину повітря, щоб знизити тиск до

допустимого значення з метою запобігання помпажу. Іншими словами, можливості пристосування компресора до змінювання споживання обмежені. Для об'ємних компресорів ця обставина ще істотніша.

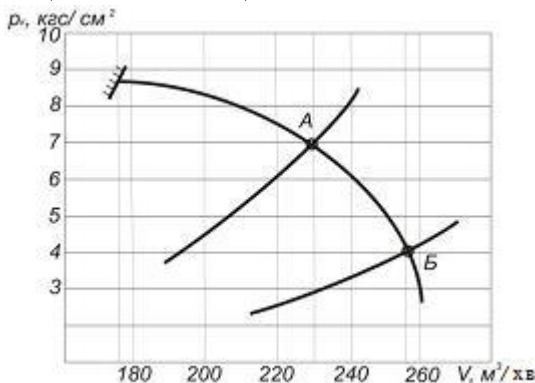


Рисунок 4.7 – Діапазон робочих режимів відцентрового компресора K-250-61-2 ($p_{max} = 8 \text{ кгс/см}^2$, $p_{min} = 5 \text{ кгс/см}^2$)

Таким чином, характеристики компресорів *ніколи не збігаються* з необхідними характеристиками мережі в усьому діапазоні навантажень (за винятком розрахункової точки). Якщо компресори не оснащені пристроями для регулювання, то для узгодження кількостей подаваного і споживаного повітря використовуються зазвичай такі прості способи:

1. Якщо «базове» навантаження, що дорівнює максимальному рівню споживання повітря, забезпечується постійно ввімкненими компресорами (відцентровими або поршневыми), то пристосування до мережі здійснюють за рахунок скидання надмірної кількості повітря. Це дуже неефективний, але, на жаль, найпоширеніший спосіб забезпечення роботи системи «компресор – мережа».

2. Як «базове» навантаження береться деяка усереднена в часі величина споживання, а перевищення

споживання забезпечується ввімкненням – вимкненням компресорів меншої одиничної потужності. Більш тонке регулювання здійснюється знову ж таки за рахунок скидання повітря в атмосферу.

3. У принципі можна прийняти за «базове» навантаження мінімальне споживання з увімкненням – вимкненням додаткових компресорів, але в цьому випадку мають місце незручності в роботі споживачів, пов'язані з малою місткістю мережі.

Перелічені методи мають два істотні недоліки:

- стравлювання зайвого повітря в атмосферу;
- вимогу високої мобільності компресорів.

Скидання зайвого повітря в атмосферу супроводжується непродуктивними витратами енергії на стиснення цієї кількості повітря. Ці витрати – чиста втрата грошових коштів підприємства, що йдуть на оплату надмірно витраченої електроенергії, і їх необхідно мінімізувати. Із цією метою використовують різні способи та пристрої для регулювання продуктивності.

Поршневі та відцентрові компресори не пристосовані для швидких пусків і зупинень, оскільки вимагають тривалих передпускових процедур. Для цих цілей ідеально підходять полегшені мобільні компресорні установки, оснащені системою регулювання продуктивності, якими є, наприклад, гвинтові компресорні установки.

Із метою розширення діапазону сумісної роботи компресора й мережі застосовують регулювання компресорів – зміну параметрів роботи компресорів за допомогою спеціальних регулювальних пристроїв (органів), що дозволяють одержувати безперервне змінювання параметрів без зупинення машин. Завдання регулювання – пристосування характеристик до змінюваних умов роботи системи «компресор – мережа»

таким чином, щоб були досягнуті необхідні споживачу значення параметрів повітря максимально економічним шляхом. Поршневі й відцентрові компресори мають у принципі ефективні способи регулювання, але через труднощі їх технічної реалізації та обслуговування в переважній більшості випадків на практиці вони не застосовуються.

4.4. Особливості роботи компресорів на мережу

До особливостей експлуатації компресорів різних типів належать процедури пуску та зупинення агрегатів, забезпечення стійкості робочих режимів.

4.4.1. Режими пуску компресорів

Процедурою пуску компресора називають його ввімкнення, виведення на робочий режим та переведення на роботу в мережу.

Перед пуском виконують у певній послідовності підготовчі роботи: пуск води для охолодження циліндрів, повітроохолоджувачів і масляного холодильника; перевірку справності контрольно-вимірювальних приладів; продування міжступінчастих апаратів та повітропроводів; перевірку рівня масла у баках і картерах, прокачування масла в системі змащування та ін.

Загальним правилом для всіх типів компресорів, виключаючи малопотужні, є запуск компресора на холостому ході, чим досягаються зменшення навантаження на електричні пускові пристрої та недопущення поломок і розгерметизації вузлів установки через підвищений тиск.

Пуск гвинтових і поршневих компресорів невеликої потужності здійснюється при закритій заслінці на

всмоктуванні. Для поршневих компресорів великої потужності та відцентрових улаштовуються спеціальні пускові контури (рис. 4.8), призначення яких полягає в забезпеченні плавного запуску та виведення в мережу компресорів. На боці нагнітання компресорів установлюється трубопровід із регулювальним клапаном (РК), через який скидається повітря в атмосферу. У початковий момент часу перед запуском дросельна заслінка (ДЗ) і запірний клапан (ЗК) закриті, а скидний РК повністю відкритий, тобто компресор повністю відсічений від пневмомережі та з'єднаний з атмосферою.

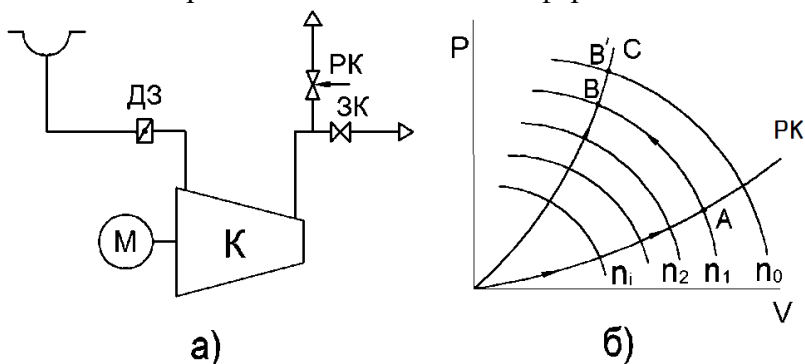


Рисунок 4.8 – Схема компресорної установки (а), процес пуску і переведення компресора на роботу в мережу (б):
 М – двигун; К – компресор; ДЗ – дросельна заслінка;
 РК – регулювальний клапан; ЗК – запірний кран;
 С – характеристика мережі

Привід компресора запускається та починає поступово набирати обертів, проходячи характеристики n_1 , n_2 і т. д. до, наприклад, n_i . Мережею компресора в цей період є ділянка трубопроводу з регулювальним клапаном РК, що має характеристику РК. У міру збільшення обертів робоча точка з початку координат переміститься в положення А. Для розпочинання компресором роботи в

мережі необхідно плавно відкривати клапани ДЗ і ЗК, одночасно прикриваючи байпасний клапан РК. Характеристика РК пересуватиметься вгору та вліво, але в міру відкриття ЗК усе більш впливатиме характеристика зовнішньої мережі, і після повного закриття РК робоча точка перейде на характеристику мережі С у положення В. Із виходом привода на номінальну частоту обертання робоча точка переміститься в положення В', яке й визначає робочий режим системи «компресор – мережа».

4.4.2. Стійкість роботи системи «турбокомпресор – мережа»

Існування рівноважних станів, визначуваних точками перетину характеристик компресора та мережі, як було показано вище, не означає постійності режиму роботи мережі за можливих випадкових відхилень параметрів. Ці відхилення в реальних системах мають місце практично завжди. Вони спричиняються зміною опору мережі внаслідок увімкнення або вимкнення окремих пневмоприймачів, зміни швидкості обертання ротора при коливаннях напруги в електромережі та ін. Ці відхилення постійно виводять систему «компресор – мережа» з рівноваги. Якщо після таких збурень система повертається до первинного стану, то режим називається *стійким*, якщо не повертається, то режим – *нестійкий*.

Стійкість системи визначається властивостями характеристик компресора та мережі. Сукупність точок, що визначають стійкі режими роботи системи, створює *область стійкої роботи*.

Для об'ємних компресорів, що характеризуються незалежністю продуктивності від тиску нагнітання, проблеми нестійкості роботи немає. Для компресорів динамічного стиснення вона, навпаки, істотна.

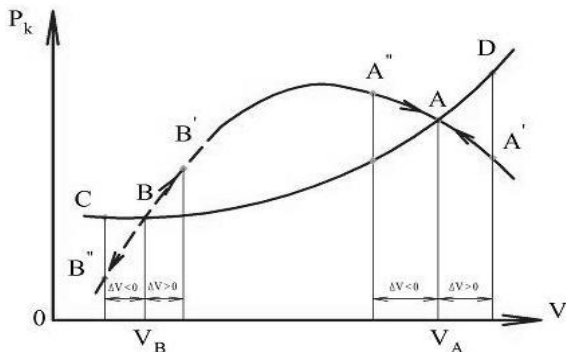


Рисунок 4.9 – До аналізу стійкості режиму роботи системи «турбокомпресор – мережа»: CD – характеристика мережі; AB – характеристика компресора

У загальному випадку напірні характеристики турбокомпресорів (тобто компресорів динамічного стиснення) мають дві гілки: ліву та праву, рахуючи від точки максимального напору (рис. 4.9). Залежно від того, на якій гілці в даний момент знаходиться робоча точка, система поводить по-різному. Для правої гілки випадкове збільшення витрати газу призводить до зменшення напору компресора, який не може здолати опору мережі, що збільшився, і система повертається до початкового стану – в точку A. На лівій гілці при зменшенні витрати опір мережі буде більшим від напору, що призведе до подальшого зниження витрати і в кінцевому підсумку – до помпажу компресора. Таким чином, робота на правій гілці характеристики є стійкою, а на лівій гілці – нестійкою.

4.5. Сумісна робота компресорів

Повітряні компресорні станції оснащені, як правило, декількома компресорами, що працюють

паралельно. При цьому вмикаються найчастіше однакові машини. Проте у ряді випадків виявляється доцільним умикання різних за параметрами компресорів одного типу, наприклад поршневих, а іноді й різних типів: відцентрових разом із поршневими, гвинтових сумісно з поршневими і т. п. Витрата й параметри стисненого повітря у вихідному колекторі компресорної станції є результатом сумісної роботи усіх компресорів. Ці параметри визначаються підсумовуванням характеристик компресорів, що виконується з урахуванням особливостей їх увімкнення в загальну мережу.

Нижче розглянуті основні випадки побудови сумарної характеристики групи нерегульованих компресорів, що сумісно працюють.

4.5.1. Однотипні компресори симетрично підключені до нагнітального колектора або повітрозбірника

При такому підключенні компресорів (рис. 4.10) у точці злиття потоків тиск є загальним, а продуктивності додаються. Якщо опори ділянок мережі до точки злиття малі, то сумарну характеристику одержують підсумовуванням абсцис (V) індивідуальних характеристик компресорів для значень ординат (p), що задаються. Як показано на рис. 4.10, увімкнення кожного додаткового компресора виконується досягнувши мінімального допустимого тиску в мережі через збільшення витрати повітря.

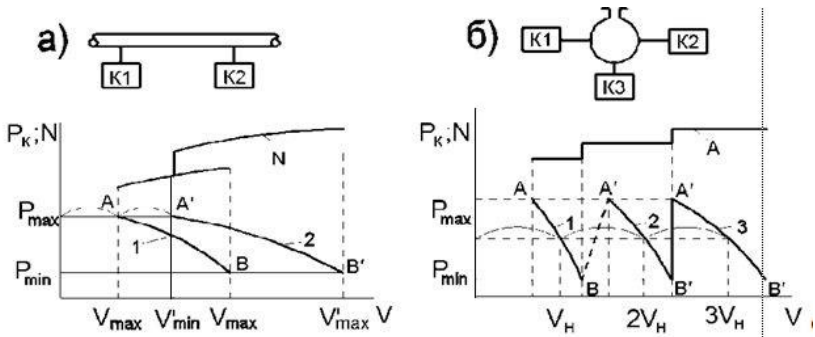


Рисунок 4.10 – Побудова сумарних характеристик однакових відцентрових (а) та об'ємних (б) компресорів, що сумісно працюють: 1, 2, 3 – характеристики одного, двох і трьох компресорів

Сумарна характеристика двох відцентрових компресорів $A'B'$ (рис. 4.10 а), що сумісно працюють, забезпечує у два рази більший діапазон продуктивності, але мінімальна продуктивність V_{\min}^1 також удвічі збільшується. Для забезпечення продуктивності $V < V_{\min}^1$, досягнувши режиму, що відповідає точці A^1 на сумарній характеристиці, необхідно вимкнути один із компресорів та перейти на характеристику одиничного компресора на ділянці A^1A . При цьому робочий тиск повинен бути в допустимих межах.

При сумісній роботі однакових поршневих (чи гвинтових) компресорів (рис. 4.10 б) сумарна продуктивність також збільшується пропорційно кількості ввімкнених машин.

Під час увімкнення кожної додаткової машини може виникнути необхідність у стравлюванні частини повітря (наприклад, на ділянці BA^1 на рис. 4.10 б). Аналогічну операцію необхідно виконувати і при зменшенні продуктивності аж до вимкнення машини у точці B .

Якщо паралельно вмикаються компресори з однаковою напірною характеристикою, але з різною продуктивністю, побудова сумарних характеристик виконується аналогічно вищевикладеному, тобто підсумовуванням продуктивностей на лініях $p = const$.

Потужність, споживана групою компресорів, що сумісно працюють, визначається графічним підсумовуванням потужностей окремих компресорів.

4.5.2. Відцентрові компресори з різними характеристиками

Їх сумісна робота можлива лише до тиску, що відповідає максимуму напору низьконапірної машини, оскільки при більшому тиску виникає зворотна течія газу через цей компресор, що спричиняє його помпаж.

Побудова спільних характеристик у цьому випадку здійснюється за загальними правилами (рис. 4.11). Сумісна робота машин можлива з характеристикою CD у межах від V_{min} до V_{max} . Якщо потрібна продуктивність менша від V_{min} , то в точці C здійснюється вимкнення першого компресора і перехід на характеристику другого компресора в точці C'. На інтервалі EF необхідне регулювання тиску другого компресора, наприклад дроселюванням на вході. При подальшому зменшенні витрати в точці F здійснюються ввімкнення першого компресора, вимкнення другого і перехід на характеристику АВ. Таким чином, досягається покриття навантаження в дуже широкому діапазоні – від V_{min}^I до V_{max} .

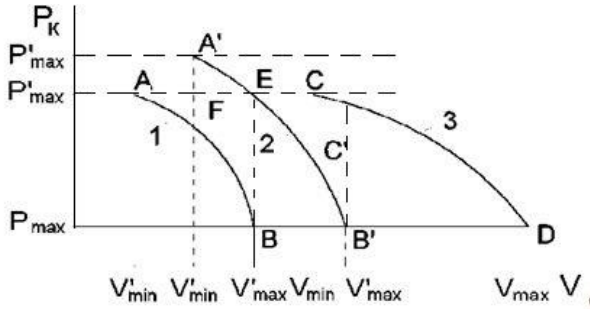


Рисунок 4.11 – Побудова сумарної характеристики (CD) двох відцентрових компресорів із різними характеристиками (AB і $A'B'$)

4.5.3 Компресори різних типів

Розглянемо спільну роботу відцентрового і поршневого компресорів. Якщо врахувати, що продуктивність об'ємних машин (поршневих, гвинтових) практично не змінюється в робочому діапазоні, то сумарну характеристику в цьому випадку можна легко одержати паралельним перенесенням характеристики відцентрового компресора AB уздовж осі V на величину продуктивності об'ємного компресора (одного або декількох). Часткові режими між характеристиками $A'B'$ та AB можна одержати скиданням частини повітря з колектора (ресивера).

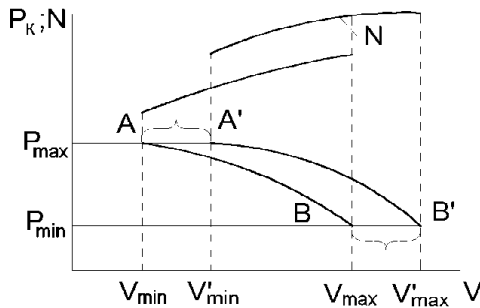


Рисунок 4.12 – Побудова сумісної характеристики відцентрового та поршневого компресорів

4.5.4. Однакові компресори, несиметрично ввімкнені в мережу

Схема такого ввімкнення показана на рис. 4.13. Особливістю таких схем є різні довжина та конфігурація нагнітальних трубопроводів, що з'єднують нагнітальні патрубки компресорів із станційним колектором або повітрязбірником. У цьому випадку необхідно враховувати, що ділянки мережі до точки злиття мають різні опори Δp_1 і Δp_2 . Відповідно режим роботи кожного компресора визначатиметься тиском у точці злиття потоків D та зазначеними втратами. Очевидно, що дійсний ступінь стиснення компресорів буде різним:

$$\varepsilon_1 = \frac{P_{\kappa 1}}{P_{\text{атм}}} = \frac{P_D}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\kappa 1}}{P_D} = \frac{P_D}{P_{\text{атм}}} \frac{1}{\lambda_1},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{P_{\kappa 2}}{P_{\text{атм}}} = \frac{P_D}{P_{\text{атм}}} \frac{P_{\kappa 2}}{P_D} = \frac{P_D}{P_{\text{атм}}} \frac{1}{\lambda_2},$$

де λ_1 та λ_2 характеризують втрати на ділянках мережі і залежать від геометричних розмірів та витрати повітря в них.

Сумарна продуктивність двох компресорів дорівнює $V = V_1 + V_2$, при цьому, як впливає з рис. 4.13, $V_1 < V_2$, тобто обидва компресори, нагнітаючи повітря в загальний колектор, працюють у різних робочих точках.

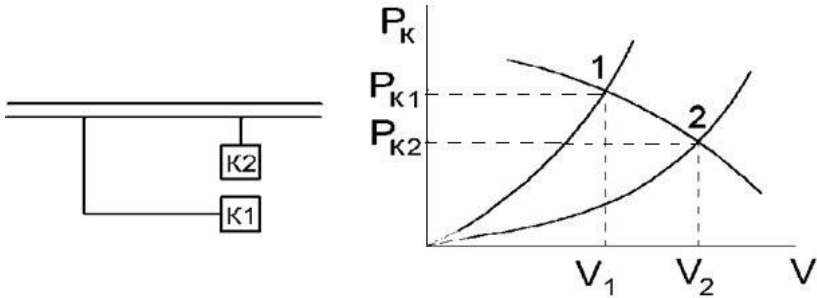


Рисунок 4.13 – До визначення характеристики двох несиметрично ввімкнених компресорів

У загальному випадку характеристика компресорної станції, по суті, є характеристикою групи компресорів, що працюють на одну мережу.

Якщо знехтувати втратами тиску в нагнітальних трубопроводах, що з'єднують компресори з ресивером або колектором, то в усіх вищерозглянутих випадках продуктивність КС дорівнюватиме сумарній продуктивності компресорів при відповідному тиску нагнітання в мережі. Якщо ж ці втрати значні, то для досягнення заданого тиску повітря в мережі компресорам необхідно здолати ці втрати, що в загальному випадку призводить до підвищення ступеня стиснення та зменшення продуктивності компресорів.

Наведені правила побудови характеристик компресорів, що сумісно працюють, застосовні й для побудови характеристик декількох компресорних станцій, які працюють на загальний колектор (магістраль) в одній системі.

У реальних умовах експлуатації на сумарні характеристики впливає низка додаткових чинників: атмосферні умови, зміна характеристик компресорів внаслідок зношення, недоохолодження повітря в

міжступінчастих і кінцевих охолоджувачах, різне положення робочих органів регулювальної арматури та ін.

4.6. Деякі особливості роботи групи компресорів на мережу

Вище були розглянуті способи побудови сумарних характеристик групи компресорів. При цьому виникають два завдання:

- 1) робота групи компресорів (КС) на мережу, спроектовану для таких умов;
- 2) робота заданої мережі при ввімкненні додаткового компресора або ввімкненні одного чи декількох компресорів.

Першому випадку присвячені пп. 4.3.1 і 4.3.2 цього розділу, другий випадок вимагає детальнішого розгляду.

Нехай є деяка задана мережа з її характеристикою $\Delta\delta = f(v)$. Характеристику мережі прийнято називати статичною або динамічною залежно від її виду: пологоа або крута (рис. 4.14). Під час роботи першого компресора робочі точки відповідають точкам А та В відповідно на динамічній і статичній характеристиках мережі.

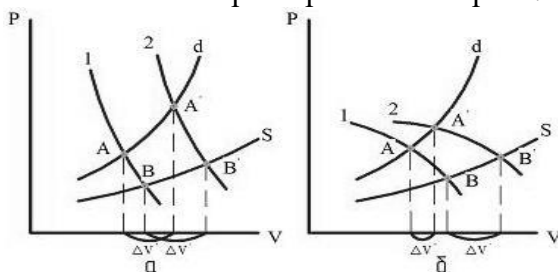


Рисунок 4.14 – Характеристики системи з поршневим (а) і відцентровим (б) компресорами: 1 – один компресор; 2 – два компресори; s – статична характеристика мережі; d – динамічна характеристика мережі

При ввімкненні другого компресора положення робочих точок сильно відрізняються (A' і B'). Прирощені продуктивності різні: якщо для поршневих компресорів цей приріст приблизно дорівнює продуктивності додаткового компресора незалежно від виду характеристики мережі (рис. 4.14 а), то для відцентрових компресорів цей приріст ΔV завжди менший від продуктивності компресора і залежить від виду характеристики мережі: для пологої характеристики він істотно вищий, ніж для крутої. Увімкнення кожного додаткового компресора дає все менший додаток до продуктивності станції, а для крутої характеристики цей додаток може бути й зовсім незначним. Зазначимо, що при цьому споживана потужність збільшується приблизно пропорційно кількості ввімкнених компресорів. Для станції з відцентровими компресорами ввімкнення додаткових компресорів при незмінній мережі може призвести до неприпустимого підвищення тиску й до помпажу. Очевидно, що у такому разі мережа «затиснена», необхідно змінити її характеристику у бік пологішої. Це може бути досягнуто збільшенням діаметра повітропроводів або улаштуванням паралельного повітропроводу.

Контрольні питання

1. Що таке мережа стисненого повітря промислового підприємства? З яких елементів вона складається? Основні характеристики мережі.
2. Що таке графік навантаження на КС, які бувають графіки навантаження та їх призначення?
3. Характеристики мережі: її вид та інтерпретація.
4. Поясніть суть пікових навантажень та способи їх покриття.

5. Виведіть зв'язок між часом покриття піка $\Delta\tau_n$ усередненого пікового навантаження \bar{V}_n і характеристиками мережі (об'ємом мережі Q і налаштуванням за тиском p_{max} та p_{min}).

6. Сформулюйте дві умови стійкості системи, що працює з піковими навантаженнями.

7. Наведіть і поясніть аналітичний вигляд характеристики мережі як функції $\Delta p(v)$.

8. Побудуйте характеристики мережі при паралельному та послідовному з'єднаннях елементів мережі.

9. Побудуйте і поясніть сумісні характеристики мережі та компресора (поршневого й відцентрового).

10. Назвіть способи узгодження виробництва стисненого повітря на КС і його споживання на підприємстві за різних базових навантажень.

11. Як здійснюється пуск компресорів? Яке призначення пускового контура?

12. Поясніть стійкі та нестійкі режими роботи системи «турбокомпресор – мережа».

13. Побудуйте характеристики однакових об'ємних компресорів, що сумісно працюють.

14. Побудуйте характеристики відцентрових компресорів, що сумісно працюють.

15. У чому особливість побудови характеристики відцентрових компресорів із різними характеристиками, що сумісно працюють?

16. У чому особливість побудови сумісної характеристики компресорів, несиметрично ввімкнених у мережу.

РОЗДІЛ 5 РЕГУЛЮВАННЯ КОМПРЕСОРІВ ПІД ЧАС РОБОТИ НА МЕРЕЖУ

5.1. Основи регулювання компресорів

У попередньому розділі було показано, що за зміни умов експлуатації характеристики мережі зміщуються, змінюється й режим роботи компресора. Установлюються нові значення параметрів повітря, що зазвичай не відповідають потрібним. При зменшенні або збільшенні витрати повітря відповідно збільшується чи зменшується тиск нагнітання компресора, значення якого можуть вийти за діапазон допустимих значень (p_{max} , p_{min}). Допустимі межі за тиском установлюються виходячи з вимог нормальної роботи споживачів і мережі, а також особливостей роботи компресора (наприклад, p_{max} для турбокомпресорів обмежується можливістю виникнення помпажу).

Витрата повітря в кожний заданий момент часу визначається потребою системи і її можна вважати умовно об'єктивною, невіддатливою коригуванню без збитку для споживачів. Отже, узгодження вироблюваної кількості повітря та його витрати необхідно здійснювати за рахунок зміни робочих параметрів компресора, тобто налаштування системи «компресор – мережа» здійснювати за рахунок дії на компресор.

У зв'язку з цим виникає необхідність одночасно зі зміною характеристики мережі змінювати й характеристику компресора. Останнє досягається його регулюванням. *Завданням регулювання є забезпечення потрібних за умовами експлуатації режимів компресора максимально економічним шляхом із дотриманням стійкості режиму, тобто необхідної незмінності його*

режиму при малих випадкових відхиленнях параметрів. Таким чином, регулювання компресора є належною зміною його характеристики. Системи зазвичай регулюються за двома параметрами: тиском і витратою повітря. Залежність регульованого параметра від часу називається *законом регулювання*. Якщо, наприклад, за умовами експлуатації мережі вимагається забезпечити постійність тиску за зміни режиму (рис. 5.1 – лінія I–II), то ця вимога може бути виконана таким чином.

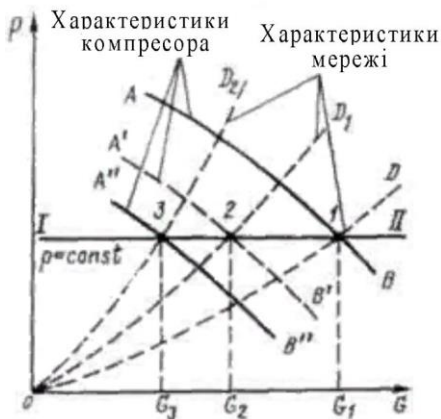


Рисунок 5.1 – Регулювання компресора за законом $p = \text{const}$ шляхом зміщення його характеристики

За початковий режим беремо точку 1, що знаходиться на перетині характеристик мережі та компресора – відповідно OD і AB . При зменшенні навантаження на компресор характеристика мережі зміщується в положення OD_1 , умова $p = \text{const}$ може бути виконана при переході компресора на нову характеристику $A'B'$. У разі подальшого зменшення характеристики мережі в положення OD_2 характеристика компресора повинна бути переведена в положення $A''B''$. Стійкість режиму визначається взаємним розміщенням характеристик компресора та мережі.

Звідси виникає питання про те, яким чином можна зміщувати або змінювати характеристики компресора? Для цього на об'єкт необхідно чинити організовану регульовальну дію. Цей процес і називається регулюванням компресора.

Існують різні методи та способи регулювання. Методи регулювання поділяють на два види: зміну внутрішніх характеристик компресора і зміну зовнішніх характеристик, тобто умов на всмоктуванні та нагнітанні. Класифікація способів регулювання наведена на рис. 5.2.



Рисунок 5.2 – Класифікація способів регулювання компресорів

Спосіб регулювання виражається залежно від прийнятого закону (умови) регулювання системи, вимог економічної ефективності для кожного типу компресора індивідуально. Необхідно виключити з розгляду байпасування (скидання) повітря як найнеекономішій спосіб.

За характером дії на компресор розрізняють такі види регулювання:

- 1) безперервне;
- 2) ступінчасте;
- 3) переривчасте.

При *безперервному регулюванні* дія на компресор

відбувається безперервно, але зі змінюваною інтенсивністю відповідно до зміни режиму мережі.

Ступінчасте регулювання означає дискретну зміну характеристик компресора внаслідок переналагодження органа керування, наприклад зміни частоти обертання вала за рахунок перемикання електроживлення обмоток електродвигуна. Між перемиканнями дія зберігає постійність.

Переривчасте регулювання означає періодичне вмикання дії на якийсь період, а потім її вимикання, наприклад вимикання компресора досягнувши максимального тиску до того часу, поки не з'явиться необхідність в його вмиканні.

Регулювання буває ручним, якщо необхідність дії на компресор виникає рідко, і найчастіше – автоматичним. У другому випадку застосовуються системи прямого і непрямого регулювання. Під час *прямого регулювання* дія на регулятор (наприклад, спрацьовування пневматичного сервопривода дросельної заслінки) відбувається за рахунок енергії повітря, що нагнітається. Якщо переміщення регульованого органа здійснюється за рахунок додаткового підведення енергії від зовнішнього джерела, то така система називається системою *непрямого регулювання*. Прикладом може бути система, в якій керування дросельним органом здійснюється електроприводом, що працює за імпульсом від електричного датчика тиску, встановленого в ресивері. При цьому електропривод під'єднаний до зовнішнього джерела живлення. Це – електрична система. Існують і гідравлічні системи регулювання, де сервоприводу дросельної заслінки надає руху масло, що подається маслонасосом.

5.2. Регулювання поршневих компресорів

Найбільш простим щодо реалізації та досить ефективним способом зміни подачі компресора є *дроселювання на всмоктуванні*. Якщо всмоктування повітря здійснюється з атмосфери, то за дросельним елементом виникає розрідження. Густина повітря знижується, і при тій самій об'ємній витраті масова продуктивність компресора зменшується. Очевидно, що таким чином продуктивність можна лише зменшувати. Цей спосіб має істотне обмеження – глибоке дроселювання недостатньо економічне, оскільки при зменшенні продуктивності до нуля споживана компресором потужність зменшується лише на 20–25 %, тобто не пропорційно продуктивності. Це відбувається тому, що за постійного тиску нагнітання ступінь стиснення дуже зростає, а разом із тим збільшуються внутрішні витікання, і питома потужність стиснення N/V зростає. Проте цей спосіб найбільш застосовний на практиці. Практична реалізація такого регулювання можлива з використанням автоматичних систем безперервного та переривчастого регулювання.

Розглянемо найпростішу систему прямого регулювання поршневого компресора, що працює на мережу (рис. 5.3 а).

Завдання регулювання – підтримання заданого тиску в ресивері при зміні витрати споживання. Такі системи називаються *системами стабілізації*. Принцип дії системи регулювання полягає в такому (рис. 5 а).

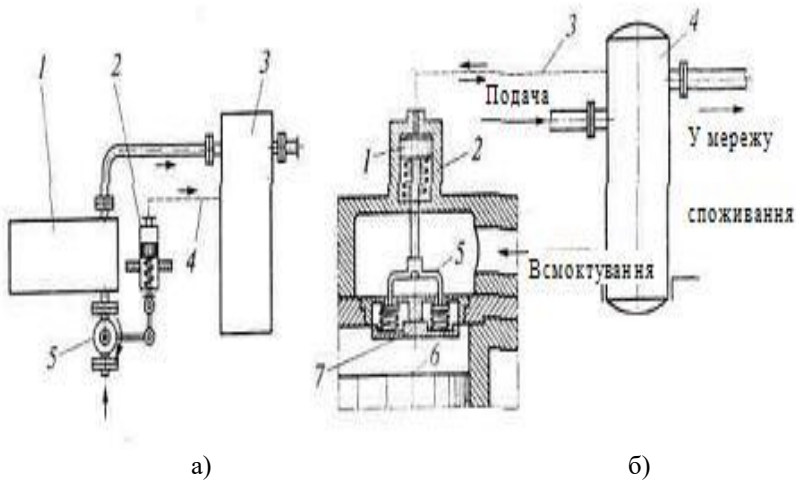


Рисунок 5.3 – Схеми регулювання подачі поршневого компресора: а) дроселюванням газу при всмоктуванні: 1 – компресор; 2 – поршневий механізм регулятора; 3 – ресивер; 4 – імпульсна трубка; 5 – дросельна заслінка; б) відтисненням пластини всмоктувального клапана: 1, 6 – поршні; 2 – поршневий механізм регулятора з пружиною; 3 – імпульсна трубка; 4 – ресивер (балон); 5 – вилка штока; 7 – всмоктувальний клапан

У разі зменшення витрати газу з ресивера 3 при граничній подачі компресора 1 зростаючий тиск у ресивері передається по імпульсній трубці 4 в порожнину поршневого механізму 2 регулятора і діє на поршень, який, стискаючи пружину регулятора, прикриває дросельну заслінку 5 на всмоктуванні. Подача компресора при цьому зменшується до величини витрати газу з ресивера (точка 3 на рис. 5.4).

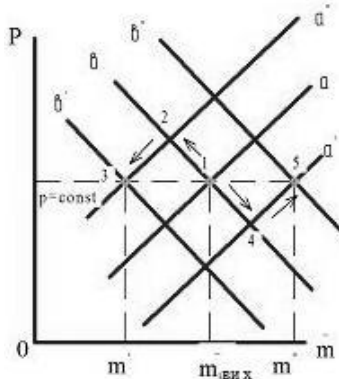


Рисунок 5.4 – Схема зміщення характеристик компресора за допомогою регулятора: a, a', a'' – характеристики мережі; v, v', v'' – характеристики компресора

У разі зниження тиску в ресивері, що свідчить про збільшення витрати повітря споживачами, дросельна заслінка відкривається, і система переходить у рівноважне положення, що відповідає точці 5.

Для регулювання продуктивності поршневих компресорів застосовуються способи і пристрої, що базуються на дії на робочі органи компресора шляхом зміни їх геометричних характеристик. Серед них найбільш поширені – дія на клапани циліндра і приєднання додаткових порожнин до циліндра.

За першим способом зміна продуктивності досягається частковим або повним поверненням повітря з робочої порожнини циліндра у всмоктувальний тракт. Це досягається за допомогою спеціального відтискного пристрою (рис. 5.3 б), який утримує пластини всмоктувального клапана в частково або повністю відкритому стані. При цьому у фазі нагнітання стиснене повітря перепускається через тріхи відкриті клапани на всмоктування, а на нагнітання надходить або частина

повітря або воно не надходить зовсім. Відтискання клапана здійснюється оператором ззовні відповідно до потреби мережі. Клапани удержуються у відкритому стані при зворотному ході поршня лише частково. Стиснення починається після того, як на деякій частині прямого ходу поршня всмоктувальні клапани закриваються. Змінюючи тривалість періоду затримки закриття клапанів, здійснюється плавне та економічне регулювання. Робота стиснення, що витрачається, зменшується пропорційно продуктивності.

Регулювання *приєднанням додаткових об'ємів* до циліндра ґрунтується на зміні шкідливого простору над поршнем шляхом штучної зміни його об'єму.

Як впливає з виразів (2.1) і (2.2), дійсна продуктивність компресора істотно зменшується зі збільшенням об'єму шкідливого простору і в теоретичній межі може дорівнювати нулю.

Пристрої для реалізації такого способу є додатково змонтованими порожнинами, які за допомогою спеціальних керованих клапанів з'єднуються зі шкідливим простором циліндрів. Об'єм додаткових порожнин зазвичай розраховують так, щоб підключення кожної з них зменшувало продуктивність на 25 %. Для звичайних поршневих компресорів при двох додаткових об'ємах можна одержати ступені регулювання продуктивності 75 і 50 % від номінальної.

Відомий спосіб регулювання *змінюю ходом поршня*, але внаслідок конструктивної складності він не застосовується.

Зміна *частоти обертання* вала компресора є найекономічнішим способом регулювання подачі в експлуатації, але вимагає застосування приводного двигуна зі змінною частотою обертання, яким можуть бути ДВЗ, парова або газова турбіна (у них зміна частоти

обертання вала здійснюється порівняно просто).

При електричному приводі компресорів змінювати частоту обертання вала досить складно. Якщо як привід використовується електродвигун змінного струму, то для плавного регулювання частоти необхідно застосовувати дорогі тиристорні перетворювачі частоти. Можливе застосування двигуна постійного струму з мотор-генераторною установкою. Це громіздке й дороге устаткування.

На практиці застосовують приводні синхронні електродвигуни, що дозволяють ступінчасто змінювати частоту обертання вала. Наприклад, потужні повітряні компресори, що випускаються Пензенським компресорним заводом (Росія), оснащені двигунами із ступінчастим перемиканням частоти обертання у бік зменшення.

Ураховуючи прямо пропорційну залежність продуктивності від частоти обертання вала (формула (2.1')), характеристики компресора одержують перенесенням вихідної характеристики еквідистантно вліво уздовж осі V до значення V' , визначуваного з виразу

$$\frac{V'}{V_o} = \frac{n'}{n_o},$$

де індексом «о» позначені параметри вихідного стану, а штрихом – параметри зміненого стану.

У деяких випадках використовують комбінації розглянутих вище способів – *комбіноване регулювання*.

5.3. Регулювання гвинтових компресорів

5.3.1. Способи регулювання

Ефективність роботи гвинтових компресорів у режимах змінного споживання повітря залежить від

економічності прийнятого способу регулювання.

Принципово можливі декілька способів регулювання продуктивності:

- 1) байпасування (перепускання) з нагнітання на всмоктування або скидання частини стисненого повітря;
- 2) зміна частоти обертання;
- 3) дроселювання на всмоктуванні;
- 4) зміна об'єму робочих порожнин за допомогою золотникових пристроїв;
- 5) переведення компресора на режим холостого ходу;
- 6) періодичний пуск і зупинення компресора.

Порівняльна економічність деяких способів за результатами випробувань маслозаповнених гвинтових компресорів (рис. 5.5).

Із способів, що забезпечують безперервний процес регулювання (1–4), байпасування необхідно відкинути як таке, що не призводить до зниження споживаної потужності, а зміна частоти обертання вимагає складних і дорогих пристроїв.

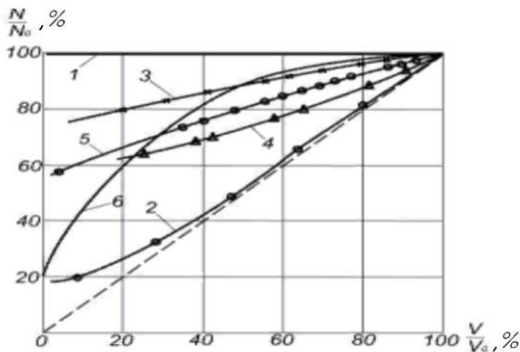


Рисунок 5.5 – Характеристики регулювання гвинтових компресорів різними способами: 1 – байпасування; 2 – зміна частоти обертання; 3 – дроселювання на всмоктуванні; 4 – зміна об'єму за допомогою золотникових пристроїв; 5 – дроселювання на всмоктуванні компресора (з малими зазорами); 6 – пуск – зупинення

Застосування *золотникових пристроїв* є способом впливу на робочі органи компресора. Суть його полягає в тому, що з боку всмоктування у простір між ведучим і веденим гвинтами всовується золотник (рис. 5.6), чим досягається відключення частини робочого об'єму, що призводить до зменшення подачі компресора.

Застосування золотникового пристрою ускладнює і здорожує конструкцію компресора, а економічність такого регулювання займає проміжне місце між найбільш ефективним способом – зміною частоти обертання – та іншими відомими способами.

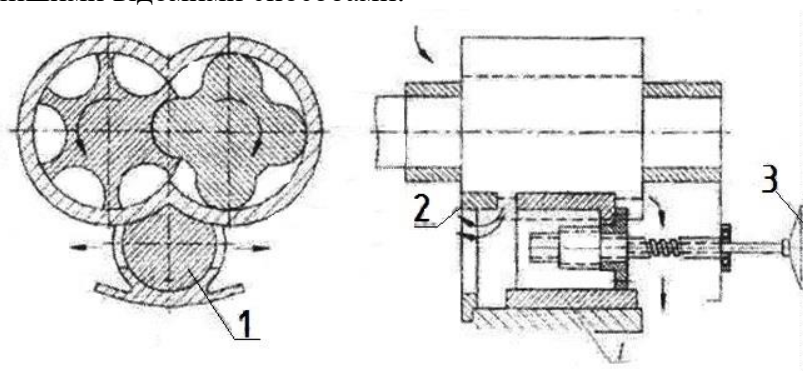


Рисунок 5.6 – Гвинтовий компресор із золотниковим регулюванням: 1 – золотник; 2 – стопор; 3 – механізм привода

Цілком прийнятним є регулювання дроселюванням на всмоктуванні. Проте глибоке регулювання таким способом недостатньо економічне, оскільки при зміні продуктивності до нуля потужність зменшується лише на 25–30 %. Це відбувається тому, що під час дроселювання на всмоктуванні у вхідній порожнині компресора утворюється розрідження, і ступінь стиснення зростає. У той самий час зростають внутрішні перетікання в радіальних і торцевих зазорах гвинтових пар, і питома

потужність стиснення підвищується.

Досконаліші профілі гвинтів із дуже малими зазорами (0,02–0,03 мм) дозволяють одержати зниження потужності при глибокому дроселюванні до 40–50 % (рис. 5.5, крива 5).

Схематично система регулювання гвинтового компресора шляхом дроселювання на вході має такий вигляд (рис. 2.13). На нагнітальному патрубку або ресивері встановлюється пневматичний або електричний датчик. При перевищенні тиску нагнітання над заданою максимальною величиною датчик дає імпульси на сервопривід дросельної засувки на всмоктуванні, який поступово прикриває засувку. При цьому досягаються зменшення продуктивності компресора та відповідно зменшення тиску нагнітання. Коли тиск зменшиться нижче від заданої мінімальної величини, датчик подає імпульси на відкриття засувки, продуктивність і тиск збільшуються. Процес набирає «коливального» характеру, тобто безперервне чергування відкриття та закриття засувки, що може спричинити вихід із ладу елементів сервопривода або засувки. Щоб цього уникнути, необхідно систему облаштувати пристроями зворотного зв'язку, які служать для забезпечення стійкості системи регулювання, стабілізації рухомих елементів у положенні, що відповідає даному на цей час режиму споживання повітря. Іншими словами, при кожному новому значенні споживання повітря дросельна засувка встановлюється і стабілізується в деякому проміжному положенні, забезпечуючи необхідну величину продуктивності компресора. Реалізація систем безперервного регулювання із зворотними зв'язками для гвинтових машин невеликої одиничної потужності вважається економічно не виправданою. Тому великого поширення набули системи ступінчастого і переривчастого регулювання: переведення на холостий хід і зупинення – пуск компресора.

5.3.2. Регулювання шляхом переведення компресора на холостий хід

Гвинтові компресори ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш» оснащені системою регулювання, що забезпечує зміну продуктивності компресора від 10 до 100 % шляхом автоматичного переведення компресора на холостий хід. Цей спосіб є ступінчастим регулюванням. Розглянемо детальніше процес регулювання, звернувшись до схематичного зображення процесів на рис. 5.7.

Якщо на даний момент часу дросельна засувка на всмоктуванні у компресор закрита (що відповідає режиму холостого ходу), то через деякий час тиск у мережі стисненого повітря знизиться до мінімально допустимого значення p_{min} , і регулятор продуктивності подасть імпульс на пневмопривод, який, у свою чергу, відкриє заслінку на всмоктуванні. Тиск у мережі почне зростати, оскільки продуктивність компресора дещо більша від споживання стисненого повітря. Це відповідає процесу 1–2 на рис. 5.7 а.

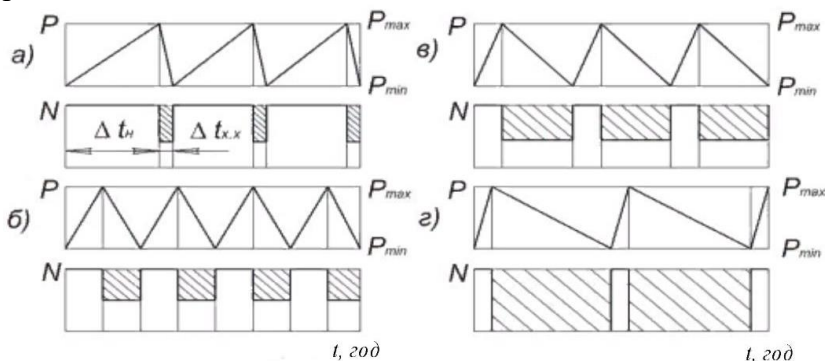


Рисунок 5.7 – Графіки роботи гвинтового компресора, регульованого переведенням на холостий хід за різних рівнів споживання стисненого повітря: режим, близький до номінального (а); режим середнього споживання (б); режим малого споживання (в); регулювання вимкненням компресора (г)

Через проміжок часу Δt_n настане момент, коли тиск нагнітання досягне максимально допустимої величини p_{max} , і регулятор продуктивності подасть імпульс на закриття дросельної засувки – перехід на режим холостого ходу (процес 2–3), який триває впродовж часу $\Delta t_{x.x}$. Унаслідок розбирання повітря споживачами тиск знижується до p_{min} , і далі ці процеси повторюються. Таким чином, робота гвинтового компресора – це чергування процесів нагнітання і холостого ходу. Тривалість цих процесів та їх частота залежать від співвідношень продуктивності компресора і витрати споживачами, а також від характеристики мережі (місткість, інерційність).

Тривалість роботи установки на холостому ходу обмежується допустимим нагріванням компресора внаслідок малої витрати повітря. Зазвичай беруть $\Delta t_{x.x} < 15$ хв.

Якщо мережа складається з ресиверів, колекторів і численних повітропроводів, то місткість та інерційність її великі, і процеси накачування та скидання тиску відбуваються повільно. Якщо місткість мережі мала, то при такому самому співвідношенні вироблення і споживання стисненого повітря процеси чергуватимуться з більшою частотою. У разі якщо споживач з'єднаний безпосередньо з компресором, то частота циклів буде найбільшою.

Нижче наведений приблизний теоретичний аналіз цього способу регулювання.

Розглянемо спрощену схему «компресор – мережа». Ця система є динамічним об'єктом, характеристики якого визначаються властивостями та параметрами мережі. Вважаємо заданими зведені до нормальних умов p_0 і t_0 , номінальну продуктивність компресора V_k і поточне споживання повітря V_c , місткість ресивера Q . У даному разі місткість ресивера – узагальнене поняття. Це

місткість, власне, ресивера, якщо такий є, і сумарна місткість повітряного нагнітального колектора, продувних місткостей, масловідділювачів, цехових повітропроводів та ін. Допустимий діапазон роботи за тиском у мережі від p_{min} до p_{max} . Визначимо часові інтервали роботи компресора в режимі нагнітання Δt_n і холостого ходу $\Delta t_{x.x}$. Очевидно, що завдання має сенс лише за дотримання умови $V_k > V_c$.

Нехай у деякий момент часу $t = t_0$ тиск у ресивері дорівнює мінімально допустимому $p_1 = p_{min}$, і компресор залучається до роботи на нагнітання. У цей момент у ресивері міститься масова кількість повітря, що дорівнює

$$M_1 = \rho_1 \cdot Q, \quad (5.1)$$

де $\rho_1 = \frac{p_1}{z \cdot R \cdot T_1}$ – густина повітря;

z – коефіцієнт стискальності.

Одночасно з нагнітанням повітря в ресивер відбувається його відбір до споживача. У зв'язку з умовою $V_k > V_c$ тиск у ресивері поступово підвищуватиметься, і в деякий момент часу $t = t_1 + \Delta t_n$ він досягне максимально допустимої величини $p_2 = p_{max}$. Масова кількість повітря в ресивері дорівнюватиме

$$M_2 = \rho_2 \cdot Q, \quad (5.2)$$

де $\rho_2 = \frac{p_2}{z \cdot R \cdot T_2}$.

Маса повітря в ресивері збільшиться на величину

$$\Delta M = M_2 - M_1 = (\rho_2 - \rho_1) \cdot Q. \quad (5.3)$$

Цей приріст відбувся за рахунок перевищення вироблення повітря над споживанням за період Δt_n :

$$\Delta M = (m_e - m_n) \cdot \Delta t_t, \quad (5.4)$$

де m_k і m_c – масові витрати через компресор і споживана витрата.

Для спрощення подальших викладень беремо температуру повітря в ресивері такою, що постійно дорівнює T_0 . Із рівнянь (5.3) і (5.4), виконавши необхідні підстановки і перетворення, одержимо тривалість роботи в режимі нагнітання:

$$\Delta t_n = \frac{Q}{z \cdot R \cdot T_0 \cdot \rho_o} \cdot \frac{p_2 - p_1}{V_k - V_n}, \quad (5.5)$$

яка, очевидно, тим більша, чим ближчі за величиною продуктивності V_k та V_c .

До моменту досягнення максимального тиску і перемикання компресора на холостий хід у ресивері накопичується $M_2 = \rho_2 \cdot Q$ повітря. Частина цього повітря ΔM буде витрачена в режимі споживання (без підкачування) за період часу, що дорівнює

$$\Delta t_{x.x} = \frac{Q}{z \cdot R \cdot T_0 \cdot \rho_o} \cdot \frac{p_2 - p_1}{V_n}. \quad (5.6)$$

Очевидно, що тривалість роботи в режимі холостого ходу тим більша, чим більший об'єм ресивера і менше споживання V_c .

Ураховуючи, що $z \cdot R \cdot T_0 \cdot \rho_o = p_o$, і позначивши $p_1/p_o = \varepsilon_1$, $p_2/p_o = \varepsilon_2$, $q_v = V_c/V_k$, (5.5) і (5.6) матимуть вигляд:

$$\Delta t_n = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{1 - q_v}, \quad (5.5')$$

$$\Delta t_{x.x} = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{q_v}. \quad (5.6')$$

У цих формулах $q_v = V_c/V_n$ є параметром відносного споживання повітря.

Тривалість одного циклу «нагнітання – холостий

хід» становить

$$\Delta t_{\text{ц}} = \Delta t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{x.x}} = \frac{Q}{V_k} \cdot \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{q_v(1 - q_v)}. \quad (5.7)$$

Комплекс $\frac{Q}{V_k} \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$ є постійним для кожного розглядуваного випадку регулювання. Розділивши на цей комплекс обидві частини рівностей (5.5'), (5.6') і (5.7), одержимо прості вирази:

$$\Delta \bar{t}_{\text{н}} = \frac{1}{1 - q_v}, \quad (5.8)$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{x.x}} = \frac{1}{q_v}, \quad (5.9)$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{ц}} = \frac{1}{q_v(1 - q_v)}. \quad (5.10)$$

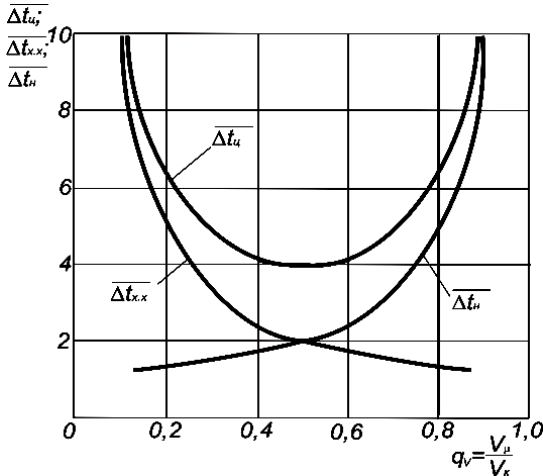


Рисунок 5.8 – Тривалості циклу, інтервалів нагнітання та холостого ходу, віднесені до величини $Q(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)/V_k$ залежно від навантаження q_v

Ці безрозмірні залежності є *універсальними характеристиками* розглядуваного способу регулювання

гвинтового компресора. Їх графічні зображення у відносних координатах, наведені на рис. 5.8, придатні для будь-яких поєднань продуктивності компресора та величини споживання, об'єму ресивера і діапазону допустимої зміни тиску в мережі нагнітання.

Усі ці криві симетричні відносно ординати $q_v = 0,5$. Тривалість циклу $\Delta t_{ц}$ мінімальна при $q_v = 0,5$, тобто коли $V_c = 0,5V_k$. При $q_v > 0,5$ час холостого ходу менший від часу нагнітання, а при $q_v < 0,5$ – навпаки. Практичне значення мають праві гілки характеристик при $q_v > 0,5$, для яких $\Delta t_n \geq 2$, $\Delta t_{x.x} \leq 2$ і $\Delta t_{ц} \geq 4$.

Розглядаючи графіки на рис. 5.8, необхідно мати на увазі, що через спрощення розрахункової моделі значення характеристик в околах точок $q = 0$ та 1 умовні: при $q \rightarrow 0$ $\Delta t_{x.x} \rightarrow \infty$, тобто компресор не працює на нагнітання, а при $q \rightarrow 1$ $\Delta t_n \rightarrow \infty$, тобто компресор постійно працює на номінальному режимі.

Приклад 1. Із графіків (рис. 5.8) випливає, що при продуктивності компресора $50 \text{ м}^3/\text{хв}$, об'ємі ресивера 50 м^3 , діапазоні зміни тиску в ресивері від 6 до 8 кгс/см^2 , при відносному споживанні $q_v = 0,8$ тривалість інтервалів роботи на холостому ходу становить $2,5 \text{ хв}$, інтервалів нагнітання – 10 хв , що відповідає приблизно п'яти перемиканням компресора за 1 годину. Зазначимо, що абсолютні величини інтервалів прямо пропорційні об'єму ресивера та обернено пропорційні продуктивності компресора.

За допомогою залежності (5.7) для визначення тривалості циклу «нагнітання – холостий хід» можна, знаючи характеристики мережі Q і $(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$, визначити частоту спрацьовування системи регулювання Z , цикл./хв, залежно від режиму споживання q_v :

$$Z = \frac{V_k}{Q} \cdot \frac{q_v(1 - q_v)}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}. \quad (5.11)$$

Ця величина прямо зв'язана з надійністю й ресурсом системи регулювання і, очевидно, повинна бути як можна меншою. Із цієї точки зору необхідно рекомендувати збільшення місткості системи за рахунок, наприклад, установлення ресиверів або колекторів великого діаметра. Непотрібно також надмірно звужувати допустимий діапазон зміни тиску на нагнітанні, тобто величину $(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$. На рисунку 5.9 наведений узагальнений графік для визначення частоти спрацьовування системи залежно від параметра споживання за різних характеристик мережі. Цей графік корисний під час проектування пневмомережі, при вирішенні питання про необхідність використання ресиверів.

При налаштуванні системи регулювання за мінімальний тиск беруть мінімально допустиму величину тиску, при якому можлива нормальна робота устаткування. Максимальний тиск беруть не вищим від величини, що допускається, за умовами міцності та герметичності мережі або таким, що дорівнює тиску нагнітання компресора. При виборі верхньої межі тиску необхідно враховувати два чинники: чим більший тиск, тим менша частота циклів регулювання, але більша споживана установкою потужність.

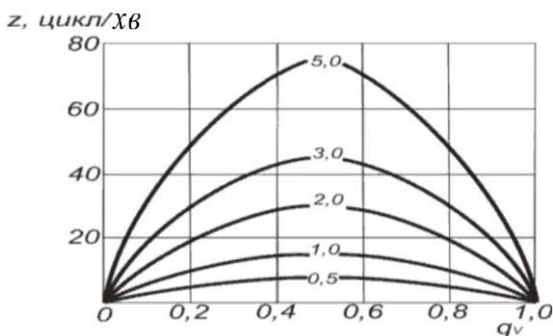


Рисунок 5.9 – Залежність частоти спрацьовування системи регулювання від параметра витрати для різних значень параметра

$$V_2 / Q(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \text{ хв}^{-1}$$

Із попереднього аналізу випливає, що необхідні умови для нормального функціонування системи регулювання задаються системою нерівностей

$$\left. \begin{aligned} q_v &\leq 1, \\ \varepsilon_{\min} &\leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\max}, \\ Z &\leq Z_{\max}. \end{aligned} \right\} \quad (5.12)$$

Графічна інтерпретація поля допустимих значень параметрів системи подана на рис. 5.10. Виходячи з конкретних умов, можуть бути накладені додаткові обмеження. Наприклад, із метою недопущення перегрівання компресорного блока на режимі холостого ходу необхідно взяти $q_v \geq q_{v \min}$.

Проведений теоретичний аналіз справедливий для стаціонарних або режимів, що повільно змінюються.

Не вдаючись до глибокого аналізу теорії автоматичного регулювання динамічних систем, обмежимося основними спрощеними положеннями.

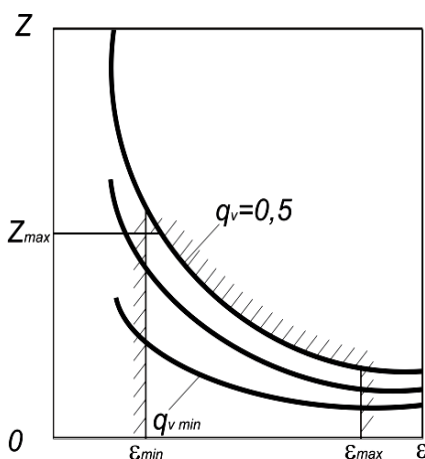


Рисунок 5.10 – Поле допустимих значень параметрів системи регулювання ε та Z

Реальна система регулювання гвинтового компресора (у цьому випадку пневматична) містить ряд пов'язаних між собою за допомогою імпульсних ліній елементів: пневмодатчика, пневморегулятора, пневмодвигуна, а також регулювальний орган – дросельну заслінку. Будь-яка механічна система, що складається із золотників, поршнів, дроселів, не може спрацьовувати миттєво, а має *інерційність*, що характеризується максимальною швидкістю спрацьовування системи w_{max} – мінімальним проміжком часу від початку імпульсу до переміщення заслінки в закритий стан. Крім того, величина приросту імпульсу (тобто величина зміни тиску в ресивері) повинна бути такою, щоб здолати сили інерції та тертя в елементах системи. Ця особливість характеризується порогом *чутливості* системи – в нашому випадку мінімальною величиною приросту параметра споживання $\pm \Delta q_v$.

На завершення необхідно відзначити, що згідно з розглянутою схемою навіть невеликі коливання тиску спричинятимуть спрацьовування системи регулювання. Проте така ситуація характерна лише за відсутності мережі, тобто коли споживач максимально наближений до компресора. На практиці між ними завжди є мережа з повітропроводами, ресиверами, дросельними елементами і т. ін., які демпфірують, згладжують коливання тиску, що сприятливо позначається на роботі системи регулювання.

Важливим підсумком цього підрозділу є доповнення основних статичних характеристик мережі Q і $(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$ параметрами, що визначають динамічну поведінку мережі при змінних режимах, а саме: порогом чутливості регулятора Δq_v і максимальною швидкістю зміни споживання w_{max} . У загальному випадку при змінних режимах роботи регулювальними характеристиками є функції:

$$\Delta t_n, \Delta t_{x. x}, \Delta t_u = F(V_k, Q, \varepsilon_2 - \varepsilon_1, q_v, \Delta q_v),$$

що мають фізичний сенс при $w < w_{max}$.

Таким чином, реальні системи регулювання згладжують і усереднюють у часі імпульси, що безперервно йдуть, не реагуючи на малі й швидкоплинні збурення.

Усе вищезазначене однаковою мірою належить до різних систем автоматичного регулювання компресорів будь-яких типів.

Застосування гвинтових компресорів, обладнаних системами переривчастого (циклічного) регулювання, шляхом перемикання на холостий хід накладає певні вимоги на характеристики мережі споживача.

Основною характеристикою мережі є її об'єм, що складається з об'ємів ресиверів, колекторів, повітропроводів, сепараторів, осушувачів. Як впливає з формули (5.10), тривалість циклів «нагнітання – холостий хід», а отже, й частота спрацьовування регулювальної пневмосистеми прямо пропорційно залежать від об'єму мережі. При великому об'ємі мережі наповнення її повітрям відбувається впродовж тривалого періоду, але частота циклів мала. При малому об'ємі мережі частота збільшується і негативно позначається на надійності пневмопристроїв системи. При дуже малому об'ємі мережі швидкість спрацьовування пневмопристроїв може виявитися нижчою від потрібної, і система буде непрацездатною. Мінімально допустимий об'єм системи визначається з формули (5.7):

$$Q_{min} = \frac{V_k q_v (1 - q_v)}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} \Delta t_{u \min}. \quad (5.13)$$

З універсальних регулювальних характеристик (рис. 5.10) випливає, що найгіршим режимом, коли Δt_u мінімальна, є режим споживання $q_v = 0,5$. Саме для цього

випадку необхідно обчислювати мінімально допустимий об'єм мережі.

Мінімальне значення $\Delta t_{y \min}$ визначається швидкістю спрацьовування пневмосистеми «регулятор продуктивності – пневмодвигун – дискова заслінка». Залежно від продуктивності компресора (відповідно від розмірів диска, ходу штока двигуна та ін.) ця величина дорівнюватиме 1,5–2,5 секунди. Рекомендований діапазон допустимої зміни тиску $(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = 0,2 - 2$. Вибір мінімального об'єму мережі може бути зроблений за номограмою на рис. 5.11 для заданого значення розмірного комплексу $\frac{\Delta t_{y \min}}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}$, що відіграє роль параметра системи регулювання.

Істотною характеристикою мережі є величина втрат повітря в мережі на ділянці між компресором і споживачем. Нормативна величина втрат повітря із системи (витікання) становить не більше 10 %, але на практиці витікання досягають 20–30 % і більше, тому необхідно враховувати їх вплив на характеристики системи «компресор – мережа». Прийнята в п. 5.3.2 розрахункова модель «компресор – мережа» дозволяє легко враховувати вплив витікань повітря із системи на характеристики компресора. Усі вищенаведені викладення залишаються незмінними. Але при заданні параметра q_v необхідно до витрати повітря споживачами додавати величину витікання, тобто

$$q'_v = \frac{V_n + V_{ym}}{V_n}. \quad (5.14)$$

Якщо виразити величину витікання в частках від споживання $V_{вум} = k_{вум} \cdot V_n$, де $k_{вум}$ – коефіцієнт витікання, то вираз (5.14) набере вигляду

$$q'_v = q_v (1 + k_{ym}). \quad (5.14')$$

Із виразів (5.11, 5.14') випливає, що зі збільшенням витікання частота циклів знижується, а витрачувана потужність циклу підвищується.

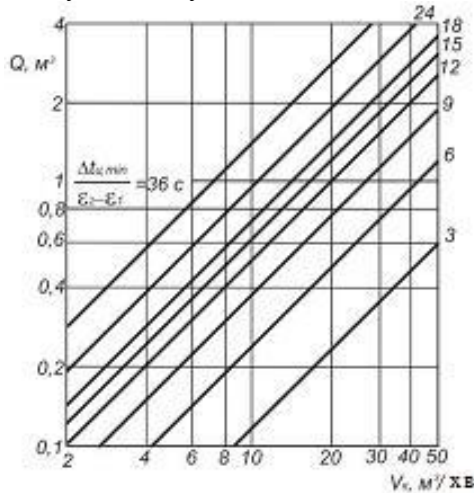


Рисунок 5.11 – Номограма для визначення мінімального об'єму мережі від продуктивності компресора за різних значень параметра регулювання

При різкому зниженні тиску в мережі, спричиненому обривом колектора або стравлюванням повітря в атмосферу, компресор не може розвинути необхідного тиску нагнітання, і завдання регулювання – підтримання тиску в системі у заданому діапазоні – втрачає сенс. Таку ситуацію необхідно розглядати як аварійну.

5.3.3. Ефективність регулювання переведенням на холостий хід

Як бачимо з графіків (рис. 5.7 а), при споживанні стисненого повітря, близькому до номінальної

продуктивності компресора (дещо меншому), перехід компресора на холостий хід (чи вимкнення двигуна) відбувається рідко й на короткий час. Економія електроенергії при цьому невелика, і на цьому режимі доцільніше, в принципі, скидати невеликі кількості повітря, ніж здійснювати перехід на холостий хід, виробляючи ресурс елементів системи регулювання.

При середніх навантаженнях (рис. 5.7 б) тривалість інтервалів роботи під навантаженням і на холостому ходу (чи зупиненні) сумірна, економія істотна і збільшується зі зниженням споживання до найменшого (рис. 5.7 в).

Досвід показує, що для гвинтових установок малої потужності (до 100 кВт) при незначному розбиранні повітря економічно доцільніше робити періодичні вимкнення компресора (рис. 5.7 г). При цьому кількість циклів «пуск – зупинення» лімітується ресурсом установки. Звичайно кількість циклів обмежують до 4–8 за 1 годину. Чим більша потужність приводного двигуна, тим менша допускається частота вмикань.

Визначимо економію електроенергії при регулюванні перемиканням на холостий хід порівняно, наприклад, із байпасуванням або скиданням зайвого повітря в атмосферу.

При байпасуванні споживана компресором потужність не змінюється, $N_n = const$. При переході на холостий хід потужність, споживана за один цикл «нагнітання + холостий хід», дорівнює

$$N_{\text{ц}} = \frac{1}{\Delta \bar{t}_{\text{ц}}} \cdot (N_n \cdot \Delta \bar{t}_n + N_{x.x} \cdot \Delta \bar{t}_{x.x}) \quad (5.15)$$

Як відзначалося вище, для сучасних гвинтових компресорів $N_{x.x} = k N_n$, де $k = 0,5–0,6$. З урахуванням виразів (5.8)–(5.10) відносну економію енергії можна записати у вигляді

$$\Delta \bar{N} = \frac{N_n - N_u}{N_n} = (1 - k) \cdot (1 - q_v). \quad (5.16)$$

Вище зазначалося, що споживана потужність у фазі нагнітання постійна і дорівнює номінальній. Насправді, при зростанні тиску в мережі від p_{min} до p_{max} потужність, що витрачається на стиснення повітря в компресорі, зростає пропорційно тиску від $N(p_{min})$ до $N(p_{max})$. Середня за інтервал Δt_n потужність дорівнює $N_{n, \text{сеп}} = 1/2[N(p_{min}) + N(p_{max})]$. Оскільки $N_{n, \text{сеп}} < N_n$, то має місце додаткова економія енергії. Подамо $N_{n, \text{сеп}} = m \cdot N_n$ ($m \leq 1$), тоді з виразу (5.16) для відносної економії енергії при використанні системи холостого ходу одержимо уточнений вираз

$$\Delta \bar{N} = 1 - mq_v - k(1 - q_v). \quad (5.16')$$

Коефіцієнт m можна визначити з умови пропорційності споживаної потужності тиску нагнітання:

$$m = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} \right). \quad (5.17)$$

Як впливає з виразу (5.16) за цикл «нагнітання – холостий хід» потужність дорівнює

$$N_u = N_n [q_v + k(1 - q_v)]. \quad (5.18)$$

Відзначимо, що усереднена споживана потужність циклу не залежить ні від місткості, ні від характеристики мережі, а залежить лише від рівня споживання повітря. Припустивши, що $k = 0,5$, одержимо остаточно

$$N_u = \frac{1}{2} \cdot N_n (1 - q_v). \quad (5.18')$$

Витрати потужності, кВт·год, визначаються множенням величини N_u на тривалість роботи в годинах.

Приклад 2. Визначити регульовальні характеристики і витрати потужності при стисненні повітря від 1 до 7 атм гвинтовим компресором номінальною потужністю 60 кВт, продуктивністю

10 м³/хв при місткості мережі $Q = 10 \text{ м}^3$ із графіком добового споживання повітря, наведеним на рис. 5.12. Компресор обладнаний системою холостого ходу з діапазоном налаштування 7–8 атм ($\varepsilon_2 - \varepsilon_1 = 1$).

Розрахунок виконується для кожної із шести ділянок графіка. Регулювальні характеристики визначаються за формулами (5.5'), (5.6') і (5.7). Частоти циклів – за формулою (5.11). Споживана потужність обчислюється за виразом (5.18'). Результати розрахунків занесені до таблиці 5.1.

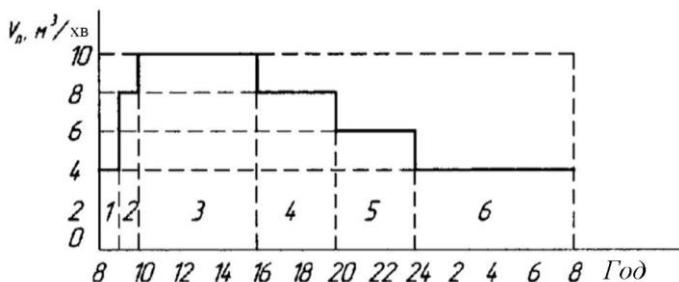


Рисунок 5.12 – Розрахунковий графік добового споживання стисненого повітря

Таблиця 5.1 – Розрахунок регулювальних характеристик гвинтового компресора ВВН-10/8

Розрахунковий параметр	Номер ділянки					
	1	2	3	4	5	6
q_v	0,4	0,8	1,0	0,8	0,6	0,4
$\Delta t_{н}, c$	100	300	21 600	300	150	100
$\Delta t_{х. х}, c$	150	75	–	75	100	150
$\Delta t_{ц}, c$	250	375	21 600	375	250	250
$Z, 1/год$	14	10	–	10	14	14
$N_{ц}, кВт$	42	54	60	54	48	42
$\Delta \tau, год$	1	1	6	4	4	8
$W_i, кВт \cdot год$	42	54	360	216	192	336

Добові витрати енергії визначаються підсумовуванням за ділянками добутоків $N_{u,i} \cdot \Delta t$, де Δt – тривалість ділянки за 1 годину:

$$W = \sum_{i=1}^6 N_{u,i} \cdot \Delta t_i = 1200 \text{ кВт}\cdot\text{год.}$$

Під час роботи компресора без регулювання витрати потужності дорівнюють $W' = N_n \cdot 24 = 1440 \text{ кВт}\cdot\text{год}$. Таким чином, економія від використання системи регулювання становить $1440 - 1200 = 240 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ за 1 добу, або 16,7%. При цьому загальна кількість циклів за 1 добу дорівнює

$$K = \sum_{i=1}^6 (\Delta t_i \cdot z_i) = 232.$$

Графіки споживання повітря видів, наведених на рис. 1.1, можуть бути апроксимовані лінійними ділянками з одержанням розрахункового графіка, подібного до зображеного на рис. 5.12.

5.4. Регулювання відцентрових компресорів

Регулювання відцентрових компресорів так само, як і об'ємних машин, здійснюється перенесенням характеристики, що досягається різними способами. При цьому необхідно враховувати неминучу зміну ККД компресора. Застосовується лише безперервне регулювання.

Найбільш економічний метод регулювання відцентрових компресорів, як і інших, – *це зміна частоти обертання ротора*. Метод особливо ефективний, якщо мережа має характеристику, подібну до квадратичної параболи.

Особливістю турбокомпресорних машин є прями залежності параметрів від частоти обертання, що виражаються формулами:

$$\frac{V'}{V_o} = \frac{n'}{n_o},$$

$$\frac{H'}{H_o} = \left(\frac{n}{n_o} \right)^2,$$

$$\frac{N'}{N_o} = \left(\frac{n}{n_o} \right)^3.$$
(5.19)

Якщо замість напору H потрібно визначити зміну ступеня стиснення, то залежність ускладнюється:

$$\pi' = \left[1 + \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \frac{T}{T'} \left(\sqrt[3]{\pi_o} - 1 \right) \right]^3.$$
(5.20)

Характеристики компресора зі зменшенням частоти обертання зміщуються у бік менших продуктивностей і напорів (рис. 5.13).

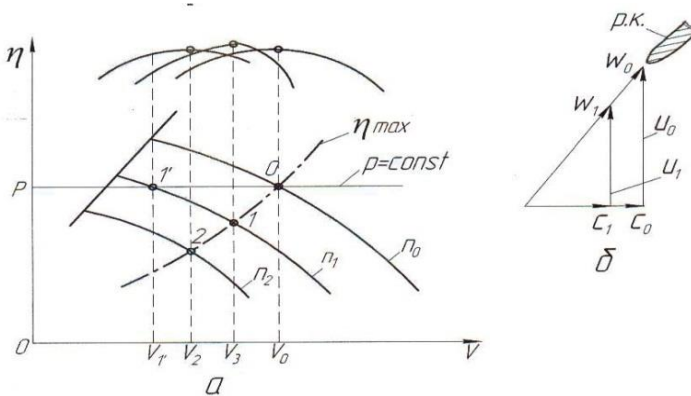


Рисунок 5.13 – Характеристики відцентрового компресора (а) і вхідний трикутник швидкостей (б) при регулюванні частотою обертання

Перевагою турбокомпресорів є практична постійність ККД із переходом на нові режими регулювання за частотою обертання. Оскільки витрата газу

на вході в робоче колесо дорівнює добутку торцевої площі вхідного патрубку на осьову швидкість $V = F \cdot c_a$, то зміна V , пропорційна частоті обертання, викликає таку саму зміну швидкості c_a . Відбувається подібне перетворення трикутника швидкостей на вході в робоче колесо, що забезпечує безударне натікання потоку на вхідні кромки робочих лопаток (рис. 5.13 б).

Режими, що відповідають максимальному ККД, при різних частотах обертання утворюють геометричне місце точок, що відповідає лінії $\eta = \eta_{max}$ на рис. 5.13 а, яка збігається з квадратичною характеристикою мережі або близька до неї. Цим і пояснюється висока економічність такого методу регулювання.

У застосуванні частотного регулювання для відцентрових компресорів, як і для інших типів компресорів, серйозним обмеженням є необхідність використання дорогих приводів: парових, газових турбін, електродвигунів постійного струму або електродвигунів змінного струму з тиристорними перетворювачами. Можливе також застосування редукторів-варіаторів, гідромурфт із ковзанням для передачі потужності від привода до компресора. При використанні таких пристроїв виникають додаткові втрати в системі привода. Навіть на великих промислових повітряних станціях регулювання компресорів за частотою обертання не застосовується.

Найбільш простими в реалізації є способи впливу на мережу – дроселювання на нагнітанні й на всмоктуванні, що потребує установалення регульовальної засувки на нагнітанні та дросельної заслінки – на всмоктуванні.

Під час *дроселювання на нагнітанні* характеристика компресора залишається незмінною, а зменшення продуктивності досягається за рахунок додаткового опору на дроселі (рис. 5.14 а). Дроселювання на нагнітанні призводить до зростання напору компресора та кінцевого тиску перед дроселем до величини p_2 , що призводить до безповоротних втрат енергії на дроселі, тиск за яким

дорівнює p_2' . Тому такий спосіб регулювання неекономічний.

Найбільш поширений спосіб регулювання стаціонарних відцентрових компресорів – дроселювання на вході (на всмоктуванні). У процесі дроселювання потоку газу перед входом у робоче колесо створюється розрідження, зменшується густина газу. За постійної частоти обертання об'ємна витрата $V_{вс}$ не змінюється. Залишається незмінним і відношення тисків компресора: $\pi = p_{\kappa} / p_{вс}$. Тиск на нагнітанні зменшується пропорційно $p_{вс}$, а масова витрата зменшується пропорційно густині на всмоктуванні.

Дросель є зовнішнім пристроєм щодо компресора, але його вплив позначається на характеристиці компресора, а також на параметрах газу у споживача. Тому втрати в дроселі пов'язані й з компресором.

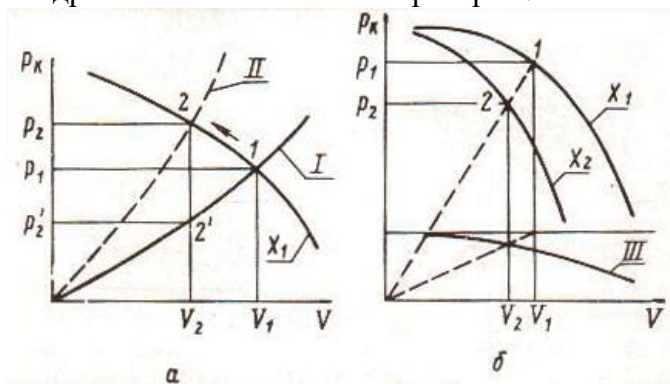


Рисунок 5.14 – Регулювання режиму роботи компресорних установок дроселюванням на нагнітанні (а), дроселюванням на всмоктуванні (б):

- I – характеристика мережі; II – характеристика мережі у процесі дроселювання на нагнітанні; III – характеристики дросельного пристрою; X₁ – початкова характеристика компресора; X₂ – характеристика компресора після регулювання; 1 – вихідна робоча точка компресора; 2 – робоча точка компресора після регулювання

Важливо відзначити, що зниження тиску на нагнітанні відбувається як за рахунок втрат у дроселі, так і за рахунок зниження ступеня стиснення π . Оскільки Δp_d – чиста втрата енергії потоку газу, то економічність такого способу незначна. До того ж діапазон регулювання за продуктивністю при заданому обмеженні за тиском, що мінімально допускається, дуже вузький.

Із способів регулювання шляхом дії на елементи проточної частини найбільш поширене регулювання за допомогою ВРА – *вхідного регулювального апарата* з поворотними лопатками (рис. 5.15). Суть способу полягає в тому, що при повороті лопаток апарата, розміщеного перед входом у робоче колесо, відбувається, з одного боку, зменшення прохідного перерізу, а отже, й витрати газу, з іншого – струмені газу попередньо закручуються, що згідно з рівнянням Ейлера

$$h = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 \quad (5.21)$$

призводить до збільшення ($c_{u1} < 0$) або зменшення ($c_{u1} > 0$) напору ступеня. Як і у разі регулювання за частотою обертання, трикутники швидкостей на вході в колесі змінюються подібно, хоча і меншою мірою. Тому ККД ступеня зберігається досить високим при не занадто великих кутах повороту лопатей ВРА.

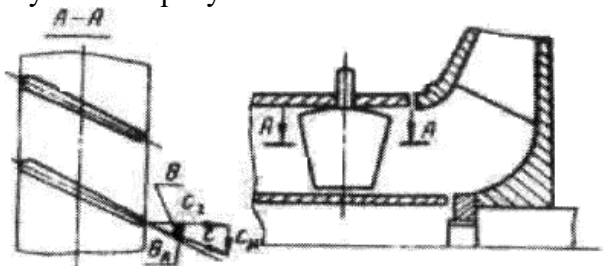


Рисунок 5.15 – Конструктивна схема вхідного регулювального апарата осьового типу

Такий спосіб застосовний лише до одноступінчастих компресорів, оскільки не є можливим установлювати регульовальні апарати перед кожним колесом багатоступінчастого компресора та узгоджувати їх роботу. Вхідні регульовальні апарати застосовують для регулювання перших ступенів багатоступінчастих компресорів типу «ЦЕНТАК» (рис. 2.8). Хороші результати досягнуті комбінуванням цього способу з такими способами, як дроселювання на всмоктуванні, поворот лопаток дифузора і зміна ширини безлопаткового дифузора. Поєднання переваг цих способів дозволяє одержати широкий діапазон економічно ефективного регулювання.

Якщо за умовами експлуатації необхідно додержуватися вимоги $p = \text{const}$, то при значному зниженні продуктивності можливе настання режиму помпажу. У цьому випадку спрацьовує спеціальна система антипомпажного регулювання.

Причиною виникнення помпажу є випадкове зниження витрати газу через компресор, що викликає неприпустиме підвищення тиску в проточній частині. Очевидно, що метод боротьби з цим явищем полягає у штучному збільшенні витрати шляхом відведення газу з нагнітання на всмоктування через байпасну лінію або для повітряних компресорів – скидання повітря в атмосферу. Із цією метою на нагнітанні встановлюється датчик-регулятор витрати повітря P , що формує імпульси для керування сервоприводом C антипомпажного випускного клапана K (рис. 5.16). При малій витраті у мережі m_c робоча точка зміщується вправо – до допустимого мінімального режиму \bar{m}_{min} на величину $\Delta\bar{m}$, що дорівнює витраті повітря, яке скидається.

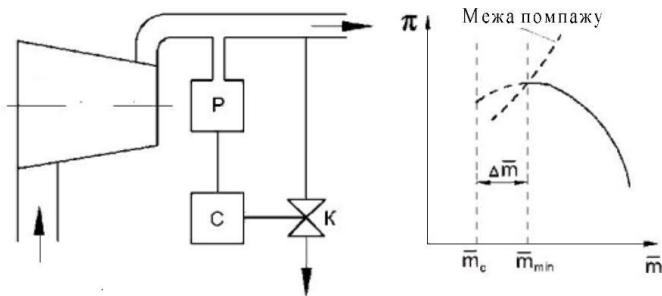


Рисунок 5.16 – Принципова схема антипомпажного регулювання

5.5. Переривчасте регулювання компресорів

Переривчасте регулювання компресорів шляхом пусків і зупинень, що чергуються, може бути застосоване лише до мобільних компресорів невеликої потужності. Це обмеження викликане двома основними вимогами, що висуваються до компресорів: швидкістю процедур пуску і зупинення та допустимістю електричного навантаження.

Великі поршневі компресори та всі турбокомпресори мають довготривалі процедури запуску і зупинення. Це пов'язано з необхідністю розігрівання масла, стабілізацією режиму за параметрами, перемиканням відповідної регульовальної і запірної арматури та ін. Пускові режими характеризуються плавним завантаженням компресорів із використанням байпасних контурів або скидання і потім, після досягнення необхідних параметрів, плавним перемиканням компресора на роботу в мережу. У зворотному порядку здійснюється зупинення компресорів. Особливо тривалі такі процедури для відцентрових компресорів. Тут розглядаються процедури так званих нормальних пусків і зупинень. У разі аварійних ситуацій зупинення

здійснюється за скороченою процедурою.

Як приводи компресорів зазвичай використовують асинхронні електродвигуни. При пуску таких двигунів споживаний із мережі струм зростає у декілька разів порівняно зі споживанням на робочому режимі. Збільшуються навантаження на пускові пристрої, кабелі, електропідстанцію. Необхідно забезпечувати запас для всього електроустаткування. Зростають капітальні витрати. Крім того, кожний черговий пуск двигуна можливий лише після охолодження його обмоток, що відбувається упродовж тривалого часу.

З урахуванням усього зазначеного стає очевидним, що переривчасте регулювання застосовне лише до поршневих і гвинтових компресорів невеликої потужності, як правило, до 100–250 кВт.

Спосіб визначення характеристик переривчастого регулювання аналогічний в основному ступінчастому регулюванню, розглянутому вище у п. 5.3.2. Відмінність полягає лише в тому, що замість фази холостого ходу Δt_{xx} вводиться тривалість вимкнення двигуна $\Delta t_{ост}$. Відповідно замість потужності холостого ходу необхідно брати нульову потужність. Регульовальні характеристики, як розмірні, так і безрозмірні, матимуть вигляд, аналогічний формулам (5.5)–(5.11), а також рис. 5.8, необхідно лише Δt_{xx} замінити на $\Delta t_{ост}$.

Потужність, споживана електроприводом за один цикл, із (5.15) дорівнює

$$N_y = N_H \cdot \frac{\Delta t_H}{\Delta t_y} = N_H \Delta \bar{t}_H. \quad (5.22)$$

У цьому разі має місце значна економія потужності порівняно з регулюванням переходом на холостий хід за однакових значень тривалості фази нагнітання Δt_H .

(порівняти з формулою (5.15)).

Очевидно, що умовою, за якої допустиме й доцільне регулювання шляхом зупинення і подальшого пуску двигуна, буде нерівність

$$\Delta t_{ост} \geq \frac{60}{i}, \quad (5.23)$$

де i – допустима кількість вмикань за 1 год (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Допустима кількість вмикань асинхронних електродвигунів за 1 год

Потужність, кВт	285	180	162	80	60	36
i , зуп./год	4	6	6	8	10	20
$\Delta t_{ост}$, хв	15	10	10	7,5	6	3

Із виразів (5.6') і (5.23) можна визначити, при якому відносному споживанні повітря доцільно застосовувати регулювання вмиканням – вимиканням:

$$q_v \leq \frac{Q}{60V_k} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot i. \quad (5.24)$$

Економія потужності при цьому визначається з виразів (5.15) і (5.16), вважаючи, що

$$\Delta \bar{N} = N_H (1 - q), \quad (5.25)$$

тобто у $1/(1 - q)$ разів більше, ніж при переведенні на холостий хід.

Приклад 3. Для умов прикладу 2 визначити витрати потужності при регулюванні способом «пуск – зупинення».

Потужність за цикл «пуск – зупинення» з формули (5.18) при $k = 0$ дорівнює

$$N_{\dot{\sigma}} = q_{vi} N_i.$$

Скориставшись даними табл. 5.1, визначимо добові витрати енергії:

$$W = \sum_{i=1}^6 N_{\delta} \Delta \tau_i = 960 \text{ кВт}\cdot\text{год},$$

що на 20 % нижче, ніж при регулюванні холостим ходом.

Найбільш економічний спосіб регулювання режиму роботи компресора є комбінованим, тобто складається з поєднання повторно-короткочасного режиму «вмикання – вимикання» та умовно-безперервного режиму з переведенням на холостий хід і назад. Очевидно, що необхідно уникати як надмірно довгих фаз холостого ходу, так і занадто коротких зупинень. Зупинити компресор чи перевести на холостий хід – залежить від тривалості цих фаз. Для оцінювання можливої тривалості фаз і прийняття рішення є певний алгоритм, запрограмований у блоці мікропроцесорної системи керування компресором. Алгоритм здійснює обробку вхідних сигналів від штатних датчиків, виконує обчислювальні та логічні операції і формує командні процедури на керування установкою. Такими системами оснащені компресори провідних фірм.

Контрольні питання

1. У чому полягають необхідність регулювання компресорів і суть завдання регулювання?
2. Наведіть класифікацію способів регулювання.
3. Як здійснюється регулювання поршневих компресорів?
4. Які існують способи регулювання гвинтових компресорів?
5. У чому полягає суть переривчастого регулювання компресорів?
6. У чому полягає суть регулювання гвинтового компресора переведенням на холостий хід? Наведіть схему.

7. Що таке універсальні регулювальні характеристики переривчастого регулювання? Яке їх графічне зображення та в чому полягає суть?

8. Особливість роботи привода при переривчастому регулюванні.

9. Які є способи регулювання відцентрових компресорів?

10. Як залежать основні характеристики машин динамічного стиснення від частоти обертання?

11. Антипомпажне регулювання: схема і суть.

12. Як здійснюються регулювання компресорної станції, режими регулювання?

РОЗДІЛ 6 ПІДГОТОВКА СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ. ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ

6.1. Характеристики стисненого повітря

6.1.1. Склад повітря

«Сировиною» для виробництва стисненого технічного повітря є повітря, що забирається з довкілля. Це так зване атмосферне повітря, яке, по суті, в різних географічних зонах має неоднакові характеристики: хімічний склад, тиск, температуру, вологість, наявність домішок у вигляді пари і суспензій різних рідин, запиленість. Звичайний склад атмосферного повітря: 78 % азоту, 21 % кисню та 1 % інших газів, в основному інертних. В індустріальних зонах, у великих містах, поблизу підприємств металургійної та хімічної промисловостей склад повітря може містити вуглекислий газ та інші газоподібні викиди, агресивні домішки, наприклад пари кислот, механічні домішки, що спричиняють корозію деталей компресорів і апаратів.

Практично завжди повітря тією чи іншою мірою містить вологу у вигляді рівномірно розподілених за об'ємом частинок рідини різних розмірів. Рідини можуть бути різними залежно від наявності контакту з ними стисненого повітря. Найчастіше це вода або машинне масло. Наприклад, частинки води потрапляють у компресор зі всмоктуваним повітрям з атмосфери або внаслідок прямого контакту в компресорах з уприскуванням води. Масло проникає в стиснений газ через масляні ущільнення поршнів або внаслідок уприскування масла у гвинтові маслозаповнені компресори.

Вміст рідин у повітрі характеризується як *вологівмістом* – масою рідини, що міститься в одиниці об'єму повітря, так і *фракційним* складом, тобто розмірами частинок рідини. Залежно від розмірів частинок вміст рідини в газах може бути у вигляді краплинної вологи, аерозолу, туману, пари, великих молекул (рис. 6.1).

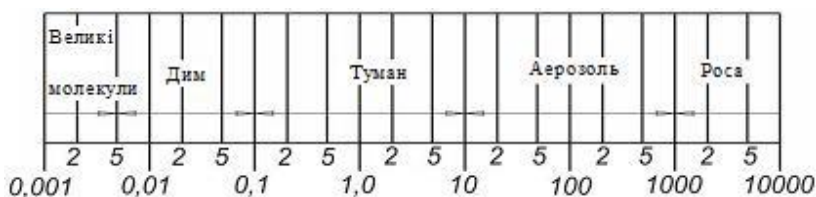


Рисунок 6.1 – Класифікація вологовмісту в газах залежно від розмірів частинок рідини, мкм

У загальному випадку повітря містить і тверді частинки різних матеріалів, що потрапляють у стиснене повітря двома шляхами: разом зі всмоктуваним атмосферним повітрям і в процесі проходження повітря через робочі частини та порожнини машин, апаратів, арматури, трубопроводи і т. п.

Разом з атмосферним повітрям усмоктовуються продукти ерозії ґрунту, виробничий пил, частинки органічного і синтетичного походження. Залежно від характеру підприємства у повітря можуть потрапляти шкідливі гази, пари кислот і лугів.

Під час проходження через компресорну установку і систему трубопроводів у стиснене повітря можуть потрапляти металеві частинки та продукти зношення, іржа, жужелиця, частинки ущільнювальних і прокладних матеріалів, лаки й фарби, смоли і нагари та ін.

Вміст у повітрі твердих частинок характеризується їх концентрацією – масою частинок в одиниці об'єму повітря та розміром частинок.

Здебільшого пневматичні пристрої, інструменти і прилади допускають обмежену кількість води, масла й твердих частинок у стисненому повітрі. Але в деяких випадках вимоги до чистоти повітря дуже жорсткі. Для відділення води та масла із стисненого повітря існують спеціальні апарати – вологомасловіддільники, їх часто називають сепараторами, а для відділення твердих частинок застосовують фільтри.

6.1.2. Характеристики вологого повітря

У техніці мають справу із вологим повітрям – сумішшю атмосферного повітря з парами рідин (вода, масло), що хімічно не взаємодіють. Вологість повітря на місцевості пов'язана з температурою повітря, опадами, умовами випаровування води.

Кількість води, наявної у повітрі, характеризується такими величинами:

- вологовмістом – масою води в грамах, що припадає на 1 кг сухого повітря: $d = m_{в. н} / m_{с. н}$, г/кг;
- абсолютною вологою $\varphi_{абс}$ – масою водяної пари, що міститься в 1 м³ вологого повітря, г/м³;
- відносною вологістю φ – відношенням дійсної кількості води в повітрі до максимально можливої за даних параметрів (тиску, температури), вираженим у відсотках.

У кожен момент часу за даної температури в повітрі міститься певна кількість води. Надлишок води випадає з повітря у вигляді роси незалежно від величини тиску повітря. Значення абсолютної вологості насиченого атмосферного повітря $\varphi_{абс s}$ для різних температур наведені в табл. 6.1. Наприклад, якщо температура всмоктуваного повітря 30 °С за відносної вологості $\varphi = 80 \%$, то абсолютна волога повітря дорівнює

$$\varphi_{abc} = \varphi_{abc s} \cdot \varphi = 30,0 \cdot 0,8 = 24 \text{ г/м}^3.$$

Вологовміст повітря визначається з урахуванням густини повітря:

$$d = \frac{\varphi_{a\ddot{a}n}}{\rho} = \frac{24}{1,127} = 21,29 \text{ г/кг.}$$

Параметри стисненого вологого повітря – вологовміст та об'єм – визначають залежно від температури й тиску за психометричними таблицями, графіками або вимірюють спеціальними приладами.

Таблиця 6.1 – Абсолютна вологість насиченого атмосферного повітря при $\varphi = 100\%$ (для визначення температури точки роси)

$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{abc s}, \text{г/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{abc s}, \text{г/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{abc s}, \text{г/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{abc s}, \text{г/м}^3$
-45	0,105	-5	3,479	35	39,0	75	242
-40	0,177	0	4,903	40	51	80	293
-35	0,292	5	7,020	45	65	85	353
-30	0,473	10	9,731	50	83	90	423
-25	0,699	15	13,252	55	104	95	504
-20	1,114	20	17,3	60	130	100	597
-15	1,597	25	23,0	65	161	–	–
-10	2,391	30	30,0	70	198	–	–

При стисненні повітря відбувається зменшення його об'єму, і вологість повітря підвищується. На рисунку 6.2 наведена діаграма для визначення вологовмісту стисненого повітря в стані насичення ($\varphi = 100\%$) за різних тисків. Якщо, наприклад, гвинтовий компресор усмоктує атмосферне повітря при $\varphi = 80\%$ і стискає його до 8 кгс/см^2 та 80°C , то вологовміст насиченого стисненого повітря з діаграми на рис. 6.2 дорівнює $d_s = 50 \text{ г/кг}$, а дійсний вологовміст його дорівнює $d = d_s \cdot \varphi = 50 \cdot 0,8 = 40 \text{ г/кг}$.

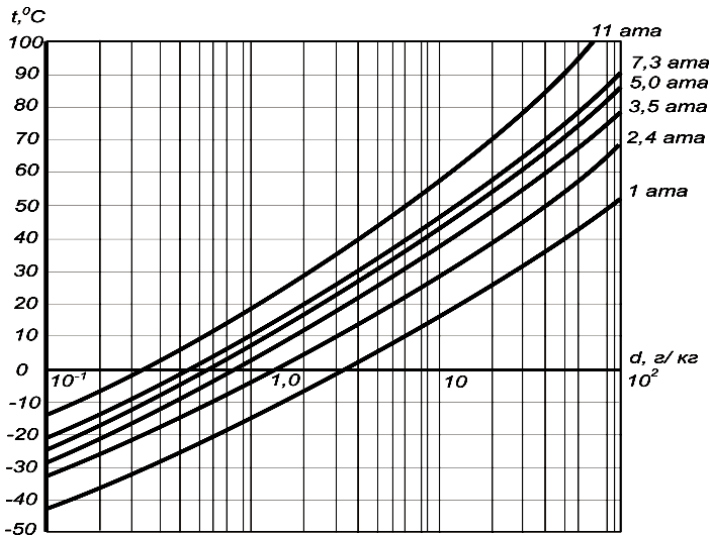


Рисунок 6.2 – Залежність вологовмісту стисненого повітря від температури й тиску при $\varphi = 100\%$

При стискуванні вологого повітря в компресорах повітря нагрівається до температури близько $100\text{--}150\text{ }^\circ\text{C}$. При цьому з нього не випадає волога, оскільки вона перебуває в стані перегрітої пари. Охолоджуючи перегріте повітря, можна привести його до стану насичення. При подальшому охолодженні відбуваються конденсація та випадання вологи (конденсату) з повітря. Цей стан характеризується температурою точки роси. *Точка роси* – це температура, при якій повітря досягає стану насичення водяною парою, і починається процес конденсації вологи з повітря. Практичне значення точки роси полягає в тому, що вона показує, яка мінімальна кількість вологи може міститися в повітрі за зазначеної температури. Знаючи значення точки роси, можна стверджувати, що кількість вологи в заданому об’ємі повітря не перевищить певного значення. Ці значення визначаються за психометричною

таблицею 6.1. Якщо тепер продовжувати охолодження повітря до нижчих температур, то з повітря виділятиметься все більше й більше вологи. Теоретично, якщо повітря охолодити до «абсолютного нуля» (-273 K), то з нього випадає уся волога, і повітря стане абсолютно сухим. На практиці це недосяжно, та й не потрібно. Залежно від конкретних умов допускається наявність у стисненому повітрі тієї чи іншої кількості вологи, яка й визначається температурою точки роси. Таким чином, якщо в технічному паспорті на компресорну установку зазначена точка роси стисненого повітря (наприклад, $+4$; 0 ; -15 ; $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$), то їй відповідає певна допустима кількість вологи в повітрі, що нагнітається. Ця кількість визначається за психометричними таблицями або графіками залежно від температури, тиску та відносної вологості всмоктуваного повітря. Ця волога сконденсується, якщо температура повітря дорівнюватиме температурі точки роси. Таким чином, температура точки роси є непрямою мірою вологовмісту повітря. Точка роси призначається виходячи з умов роботи пневмережі, і зазвичай за точку роси береться мінімально можлива температура доквілля (атмосфери або всередині приміщення). При цьому потрібно враховувати, що точка роси стисненого повітря за тиском вища, ніж температура точки роси, зведена до нормальних (чи атмосферних) умов. Наприклад, якщо стиснене до 7 кгс/см^2 повітря очищене до точки роси $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$, то це відповідає точці роси $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ при атмосферному тиску. Це необхідно розуміти так, що кількість вологи, яка випала в обох цих випадках, однакова, залишковий вологовміст повітря також однаковий.

Може виникнути питання: про яку точку роси йде мова, якщо вона виражається від'ємною температурою, коли вода замерзає? За від'ємних температур вимірюють не точку утворення конденсату, а точку утворення інею.

Приклад 1. Температура атмосферного повітря $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$, відносна вологість – 65% . Скільки вологи міститься в 1 м^3 повітря?

Скориставшись таблицею 6.2, визначаємо максимальний вміст вологи, що дорівнює 24 г/м^3 . Шукана кількість води при $\varphi = 65\%$ дорівнює $24 \cdot 0,65 = 15,6\text{ г/м}^3$.

При стисненні повітря його здатність утримувати вологу у вигляді пари залежить від ступеня зменшення об'єму. Отже, якщо температура залишається постійною або істотно не зростає, водяна пара почне конденсуватися.

Приклад 2. Скільки залишиться вологи при стисненні 10 м^3 повітря в компресорі від 1 до 7 бар? Атмосферні умови: $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $\varphi = 65\%$.

Із таблиці 6.2 знаходимо для $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ максимальний вологовміст $13,04\text{ г/м}^3$, а в 10 м^3 відповідно $13,04 \cdot 10 = 130,4\text{ г}$, а фактичний вологовміст $13,04 \cdot 0,65 = 84,8\text{ г}$ вологи.

При стисненні повітря об'єм зменшується згідно із законом Бойля – Маріотта:

$$V_2 = (V_1 \cdot p_1) / p_2 = (1,013 \cdot 10) / 7 = 1,44\text{ м}^3.$$

Цей об'єм при $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ може утримувати максимально $13,04 \cdot 1,44 = 18,8\text{ г/м}^3$ вологи. Кількість конденсату, що випав, буде дорівнювати $84,8 - 18,8 = 66\text{ г}$.

6.1.3. Підготовка стисненого повітря

Підготовка стисненого повітря – це очищення його від механічних домішок, вологи та масел. Ступінь очищення характеризується класом чистоти повітря. Клас чистоти визначається призначенням повітря (технічне, медичне та ін.) і типом пневмоінструментів і пневмопристроїв. Норми механічних домішок і вологи для кожного класу чистоти повітря призначаються відповідно до стандартів.

Підготовка повітря здійснюється декількома

етапами. Спочатку за допомогою різних фільтрів очищають усмоктуване повітря від механічних частинок (пилу, органічних речовин). Потім у міру стиснення повітря в компресорі видаляють вологу, що випала в проміжних холодильниках-сепараторах. Далі залежно від вимог замовника до чистоти повітря здійснюють, власне, підготовку стисненого повітря. У загальному випадку підготовка стисненого повітря передбачає такі процеси: кінцеве охолодження, вологовідділювання, осушування та фільтрацію. Для цих цілей застосовують ряд технічних пристроїв. Наприклад, для найпростішої поршневої КС принципова схема устаткування має такий вигляд (без осушування повітря) (рис. 6.3).

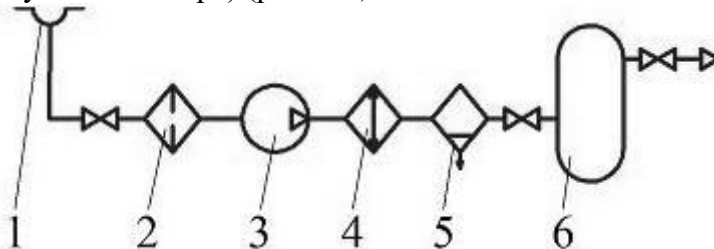


Рисунок 6.3 – Принципова схема компресорної станції: 1 – збірник атмосферного повітря; 2 – фільтр-камера; 3 – компресор; 4 – кінцевий повітроохолоджувач; 5 – вологомасловіддільник; 6 – ресивер

Іноді ті чи інші елементи можуть бути відсутніми або поєднуватися (збірник із фільтром – безпосередньо на вході в компресор; охолоджувач із сепаратором).

Якщо використовується схема станції без кінцевого охолоджувача, то гаряче сухе повітря спрямовується прямо до споживача. Проте якщо довжина пневмопроводу велика, повітря в ньому охолоджується, і в трубах випадає певна кількість вологи, яку потрібно відвести, щоб запобігти утворенню гідравлічних пробок, корозії труб та устаткування.

У разі якщо застосовується кінцевий

повітроохолоджувач, то повітря в ньому охолоджується до 40–60 °С, і в сепараторі осідає та видаляється волога. Під час подальшого руху по трубах повітря продовжуватиме охолоджуватися, і з нього додатково виділятиметься волога. Якщо кількість цієї вологи неприпустимо велика, то встановлюються додаткові апарати, тип яких визначається заданою точкою роси. У цьому разі говорять про осушування повітря до заданої точки роси.

Для осушування повітря застосовують спеціальні апарати: адсорбери, холодильні й теплообмінні осушувачі.

Приклад 3. Визначити вологовміст стисненого повітря на прийманні у кінцевого споживача за таких умов: атмосферне повітря при 20 °С, $\phi = 100\%$ стискається у компресорі до 8 кгс/см² і 80 °С. Продуктивність компресора – 50 м³/хв. У кінцевому охолоджувачі повітря охолоджується до 40 °С, при цьому втрата тиску становить 0,5 кгс/см². Далі повітря подається до споживача по зовнішній трубі. Гідралічний опір трубопроводу – 0,75 кгс/см², охолоджується повітря в ньому на 13 °С.

Для наочності побудуємо графіки зміни параметрів, визначаючи вологовміст у кожній характерній точці за діаграмою на рис. 6.4.

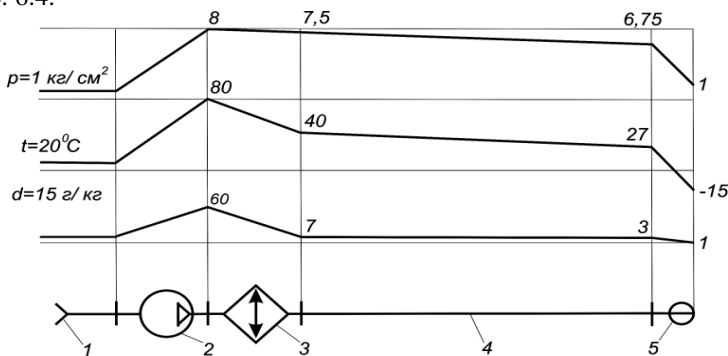


Рисунок 6.4 – Зміна параметрів вологого повітря у пневмережі:

- 1 – забір повітря; 2 – компресор; 3 – повітроохолоджувач;
- 4 – повітропровід; 5 – споживач

Кількість вологи D , г/с, що перейшла з пароподібного стану в

рідкий, на кожній ділянці визначається за формулою

$$D = m(d' - d''),$$

де m – масова витрата повітря, кг/с; d' і d'' – вологовміст на початку і в кінці ділянки, г/кг.

Під час охолодження стисненого повітря в кінцевому охолоджувачі випадає волога в кількості

$$D_3 = m(d' - d'') = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (60 - 7) = 57,1 \text{ г/с},$$

що становить 205,6 л/год. Ця волога повинна бути відведена вологовіддільником, що встановлюється за охолоджувачем або влаштуваним із ним в одному корпусі.

Кількість води, що випала на ділянці трубопроводу, дорівнює

$$D_4 = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (7 - 3) = 4,31 \text{ г/с},$$

чи 15,5 л/год. Ця волога повинна бути видалена перед поданням повітря до споживача, у протилежному разі рідина потрапить до робочих органів пневмопристрою, де може спричинити корозію, гідравлічні пробки, нерівномірність його роботи. Якщо в пневмопристрої здійснюється глибоке дроселювання повітря, то температура його може значно знизитися, випаде додаткова кількість води або станеться обмерзання.

У цьому прикладі додаткове випадання води може становити величину близько

$$D_4 = \frac{50 \cdot 1,293}{60} (3 - 1) = 2,15 \text{ г/с},$$

або 7,76 л/год. Очевидно, що для нормальної роботи пневмопристроїв потрібне осушування повітря.

Користуючись діаграмою на рис. 6.2, можна задати вимоги щодо глибини осушування повітря. Наприклад, якщо у стисненому до 7 кгс/см² повітрі допускається вологовміст не більше 0,8 г/кг, то осушування здійснюється до точки роси, яка дорівнює +3 °С, що відповідає точці роси –21 °С за атмосферного тиску.

На завершення зазначимо, що обидва процеси – вологовідділення та осушування – це видалення води з

повітря. Проте принципова їх відмінність полягає в тому, що вологовідділення – це видалення рідини, яка вже сконденсувалася, а осушування – це видалення вологи, яка може сконденсуватися в подальшому.

6.2. Вологомасловідділення

6.2.1. Принцип дії вологомасловіддільників

Способи відділення частинок рідини з газів і конструктивне облаштування апаратів для їх реалізації прямо пов'язані з розмірами частинок. Чим більший розмір частинок, тим легше їх виділити з газу, оскільки гравітаційні сили та сили інерції, що діють на частинки рідини, на декілька порядків вищі, ніж для газів. Дрібні частинки відділяти надзвичайно складно. Тому звичайні технічні пристрої дозволяють відділяти частинки рідини з розміром не менше 0,1–0,5 мкм. Більш тонке очищення може бути виконане на спеціальних і лабораторних установках.

Існує три способи відділення краплинної вологи з повітряного потоку: відділення під дією сили тяжіння частинок розміром 30–100 мкм, інерційне осадження частинок розміром 25–30 мкм і відцентрове відділення частинок розміром до 5 мкм.

Якщо змусити потік різко змінити напрям, то важчі частинки рідини, що мають більший момент кількості руху, ніж легші, відсепаруються (рис. 6.5 а) і вздовж стінки посудини стечуть у піддон. Це *інерційний спосіб* відділення вологи.

Найбільш поширеним є *гравітаційний спосіб* осадження частинок вологи (рис. 6.5 б). Потік повітря із завислими частинками спрямовується знизу вгору в місткість, де потік розширюється, і швидкість його стає

малою. Важкі частинки вологи виділяються з повітря і починають падати вниз, прискорюючись до швидкості, при якій устанавлюється рівновага сил, що діють на частинку: сили тяжіння, сили виштовхування (архімедова сила) і сили опору руху частинки:

$$m_{жс} \cdot g = m \cdot g + c_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{жс}^2 \cdot F, \quad (6.1)$$

де m_p – маса частинки рідини; m – маса витісненого об'єму повітря; g – прискорення вільного падіння; c_f – коефіцієнт лобового опору; ρ – густина повітря; v_p – швидкість частинки рідини; F – площа поперечного перерізу частинки.

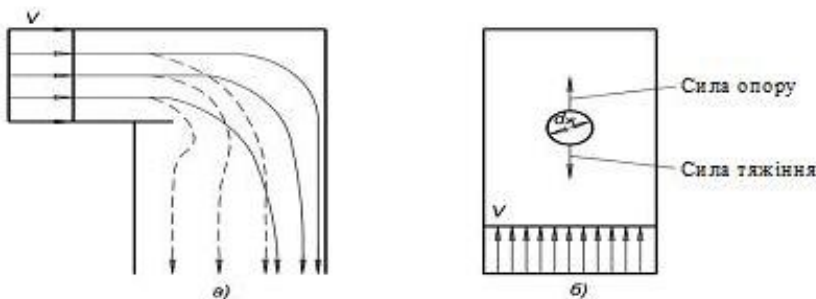


Рисунок 6.5 – Схеми виділення вологи з потоку газу:

а) при раптовій зміні напрямку потоку (— — траєкторії частинок рідини; - - - - лінії течії газу);

б) гравітаційне осадження в зустрічному потоці

Зазвичай вважають форму частинки рідини сферичною з діаметром d , тоді

$$m_{жс} = \frac{\pi}{6} d^3 \cdot \rho_{жс}; \quad m = \frac{\pi}{6} d^3 \cdot \rho; \quad F = \frac{\pi}{4} d^2. \quad (6.2)$$

Після підставлення цих виразів у (6.1) і розв'язання рівняння одержимо формулу для визначення швидкості рідких частинок:

$$v_{жс} = 1,15 \sqrt{\frac{d}{c_f} \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho} - 1 \right) \cdot g} . \quad (6.3)$$

Коефіцієнт опору c_f визначається за довідниками для гідравлічних опорів при обтіканні сфери залежно від числа Рейнольдса

$$Re = v_{жс} \cdot d \cdot \rho / \mu ,$$

де μ – динамічна в'язкість повітря.

Для відносно великих частинок (1 000 мкм і більше) із числом Re близько 1 000 коефіцієнт опору може бути взятий таким, що дорівнює $c_f = 0,44$. Отже, швидкість осадження рідини в зустрічному потоці дорівнює

$$v_{жс} = 1,74 \sqrt{d \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho_e} - 1 \right) \cdot g} . \quad (6.4)$$

Наприклад, для випадку відділення води з повітря за нормальних умов швидкість падіння частинок вологи розміром $d_p = 0,001$ м дорівнює

$$v_{жс} = 1,74 \sqrt{0,001 \left(\frac{1000}{1,293} - 1 \right) \cdot 9,81} = 4,79 \text{ м/с} .$$

Вищенаведені співвідношення справедливі для турбулентного режиму течії ($103 < Re < 105$). Для ламінарного режиму $Re < 1$ рівняння (6.3) перетвориться до вигляду

$$v_{жс} = d^2 \rho_{жс} g / 18 \mu . \quad (6.5)$$

Для перехідної області ($1 < Re < 10^3$):

$$v_{жс} = 0,15 \left(\frac{g}{\mu} \right)^{0,42} \frac{d^{1,14}}{\rho^{0,3}} (\rho_{жс} - \rho)^{0,72} . \quad (6.6)$$

Для того щоб із повітря випадали частинки вологи розміром не меншим від заданого ($d_p \geq 0,001$ Н), швидкість потоку повітря повинна бути не більшою за швидкість падіння частинок, тобто $v < v_p$.

Якщо розміри місткості невеликі, а швидкість зустрічного потоку повітря значна, то виникає додаткова сила, спрямована проти руху частинок вологи. Очевидно, що в цьому випадку маса відокремлюваних частинок m_p (чи їх діаметр d) збільшується, тобто ефективність процесу вологовідділення знижується. Тому необхідно забезпечувати як можна меншу швидкість потоку повітря.

Застосовуються апарати, в яких потік повітря примусово закручується, і осадження крапель відбувається під дією *відцентрових сил*, що долають сили опору. Для розрахунків застосовують рівняння (6.2–6.5) із заміною прискорення вільного падіння на відцентрове прискорення $\omega^2 R$, де ω – кутова швидкість; R – радіус траєкторії руху частинок. Наприклад, середня швидкість осадження для турбулентного режиму визначається аналогічно рівнянню (6.2):

$$v_{жс} = 1,15 \sqrt{\frac{d_{жс}}{c_f} \left(\frac{\rho_{жс}}{\rho_z} - 1 \right) \cdot \omega^2 \cdot R}. \quad (6.7)$$

У сучасних апаратах лінійна швидкість закручування потоку досягає 10–20 м/с. Відцентрова сила, що виникає при цьому й діє на частинку, в декілька десятків разів більша, ніж сила тяжіння. З потоку повітря виносяться частинки розміром, на порядок нижчим, ніж в апаратах без закручування. Тому відцентровий спосіб вологовідділення найбільш ефективний.

На практиці застосовують апарати комбінованого способу дії, конструкція яких дозволяє послідовно реалізувати усі вищерозглянуті способи: інерційний, відцентровий і гравітаційний.

Усі наведені в цьому розділі залежності справедливі для розрахунку відділення з повітря будь-яких рідин, зокрема води й масла. Залежно від завдання вони можуть бути використані для визначення швидкості осадження

частинок заданого діаметра або діаметра частинок за відомою швидкістю осадження.

6.2.2. Конструктивні схеми сепараторів

Вологомасловіддільники, або, скорочено, сепаратори, бувають вертикальні й горизонтальні. Принципова відмінність їх полягає у взаємному напрямі руху потоку газу, що містить вологу, і напрямі дії сил гравітації, оскільки від цього залежать процес вологовідділення і довжина робочої порожнини апарата.

Незалежно від форми сепаратор вміщує чотири основні секції та необхідні засоби контролю. Ці секції показані на рис. 6.6.

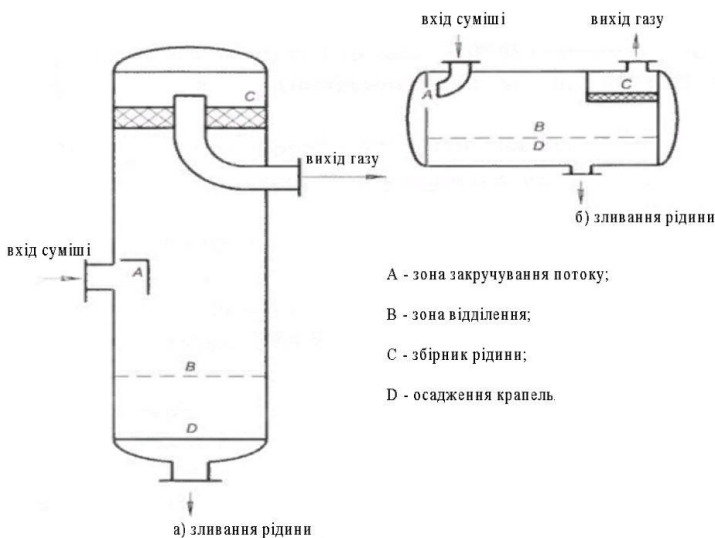


Рисунок 6.6 – Типи сепараторів:
а) вертикальний; б) горизонтальний

Перша секція *A* служить для відділення основної кількості рідини, що знаходиться у вхідному газі у

вільному стані. Вона вміщує патрубок, який може бути тангенціальним, для закручування потоку з використанням інерційного ефекту дії відцентрових сил на частинки рідини, або відбивач для раптової зміни напрямку потоку, щоб відокремити рідину з газового потоку інерційним способом.

Друга секція *B* розрахована на використання сил гравітації для осадження краплинної вологи. Потік із умістом краплинної вологи, рухаючись усередині місткості великих розмірів, має низьку швидкість із малою турбулентністю, завдяки чому й відбувається випадання краплинної вологи. У деяких конструкціях використовують спеціальні вирівнювальні пристрої для зниження турбулентності потоку.

У секції *C* встановлюється так званий тумановіддільник – дрібнопористі тканинні або металеві сітки чи циклони. Під час контакту з поверхнею сіток осаджуються найдрібніші частинки вологи, що ще містяться в газі, які злипаються у більші краплі, що стікають у відстійник. Це завершальна стадія очищення газу від вологи.

Секція *D* є збірником рідини, відокремлюваної в усіх трьох попередніх секціях, з якого безперервно або періодично зливається рідина.

Вертикальний сепаратор (рис. 6.6 а) зазвичай застосовують у випадках, коли вміст рідини в газі великий або коли загальна витрата газу мала. У вертикальному сепараторі частинки вологи при вході в порожнину ударяються об відбивач, який ініціює первинне відділення рідини. Під час руху газу вгору з нього під дією сил гравітації відбувається подальше відділення краплинної вологи. Здатність рідини до осадження визначається її густиною та розміром частинок. Пройшовши через густу сітку – тумановіддільник, газ, уже «сухий», виходить з апарата. Рівень рідини в посудині може змінюватися в деяких межах, не впливаючи на ефективність роботи

апарата. Розміри тумановіддільника визначають необхідний діаметр вертикального сепаратора.

Переваги вертикального сепаратора:

- немає необхідності в підтриманні рівня рідини;
- рівень рідини швидко реагує на зміст рідини в газі на вході, що може бути сигналом для автоматичного скидання або зливання рідини;
- сепаратор займає невелику площу.

Основні розміри вертикального сепаратора можуть бути взяті з рис. 6.7.

Горизонтальні сепаратори ефективні, коли загальна витрата газу велика і значна кількість розчиненої в ньому рідини. Велика поверхня рідини (дзеркало) в такому сепараторі сприяє створенню оптимальних умов для вловлювання рідини.

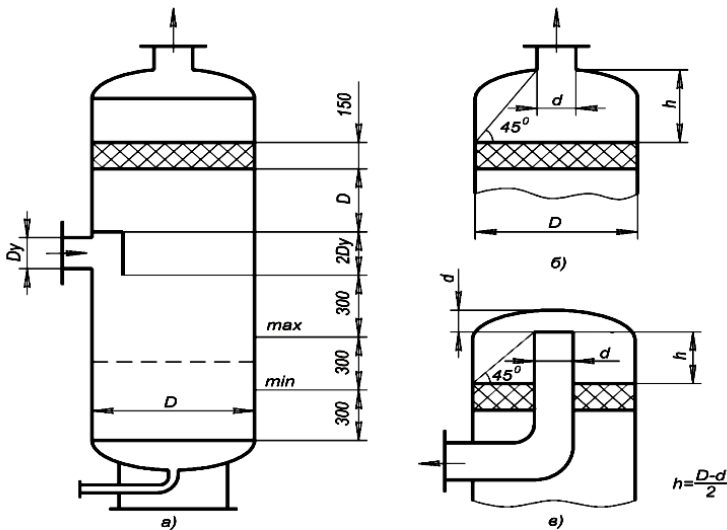


Рисунок 6.7 – Основні розміри вертикального сепаратора (а) і варіанти виконання (б) (цифрові значення лінійних розмірів, мінімально рекомендовані)

У горизонтальному сепараторі (рис. 6.6 б) рідина, що виділяється з газу, рухається вздовж поверхні дна у напрямку до зливного патрубку, поступово осідаючи в піддон. Газ і рідина розміщуються шарами, поперечний переріз яких пропорційний витратам газу та рідини.

Переваги горизонтального сепаратора:

- допускаються відносно великі коливання об'єму рідини впродовж тривалого часу;
- велика поверхня дзеркала рідини сприяє кращій дегазації рідини;
- горизонтальна конфігурація апарата сприяє зменшенню спінювання рідини;
- рівень рідини повільно реагує на зміну кількості рідини.

Тумановіддільники

Для вловлювання туману в сепараторах зазвичай використовують дротяні сітки. Сітки є «ініціатором» осадження дрібних крапель вологи, що не випали під дією сил тяжіння. У сітках можливе уловлювання частинок рідини розміром 10 мкм та менше. Сітки завжди встановлюють горизонтально, а потік газу спрямовують через них знизу вгору. Їх ефективність різко погіршується при нахилі сіток на 30° та більше до горизонту. Дротяні сітки ефективні лише тоді, коли швидкість газового потоку така, що рідина встигає осісти на дроти й коагулюватися, тобто утворювати краплі, які падають униз через зустрічний потік. Іншими словами, потік газу не повинен здувати вологу з поверхні сіток та виносити її. Щоб ці умови виконувалися, необхідно встановлювати сітки відповідно до рис. 6.7 (б, в).

Потрібне забезпечення міцності сіткового набивання, щоб воно не було видавлене газовим потоком. Здебільшого використовується набивання завтовшки 100–

150 мм з об'ємною щільністю 150–200 кг/м³. Гідравлічні втрати потоку під час проходження через сіткове набивання зазвичай не великі, не більше 25 мм вод. ст., і здебільшого застосування цілком допустимі.

Для апаратів великої продуктивності з високим рівнем швидкостей замість дротяного набивання використовують багатоканальні ґрати, утворені рифленими зигзагоподібними стінками. Під час руху через такі вузькі канали потік газу стикається з великою поверхнею стінок і багаторазово змінює напрям, за рахунок чого й відбувається випадання рідини з газу.

Існує безліч конструктивних виконань сепараторів, проте дія всіх ґрунтується на вищевикладених принципах.

У вертикальних сепараторах іноді для досягнення такого самого ефекту застосовують тарілчасту конструкцію у вигляді безлічі розміщених одна над одною круглих тарілок, установлених із невеликими зазорами. Під час руху вологого газу через ці зазори відбуваються осадження рідини і стикання її до периферії тарілок, а потім – зливання у піддон-накопичувач.

6.2.3. Розрахунок сепараторів

Для розрахунку сепараторів необхідно знати тиск, температуру, витрату та фізичні властивості потоку. Повинні бути задані також тип і кількість рідини, що міститься в потоці газу, а також зазначений її стан – туман, краплинна рідина або згустки та розміри частинок.

Механізми осадження крапель рідини в горизонтальних і вертикальних гравітаційних сепараторах мають свою специфіку, тому методики їх розрахунку дещо відмінні.

Горизонтальні сепаратори – це найпростіші пристрої у вигляді горизонтально розміщених місткостей.

Їх розрахунок зводиться до визначення довжини активної зони осадження. Довжина цієї зони визначається з умови, що час, за який потік повітря проходить від вхідного перерізу до вихідного, повинен дорівнювати часу падіння частинок із верхньої частини посудини в піддон:

$$\frac{L}{v} = \frac{D}{v_{ж}}, \quad (6.8)$$

де L – довжина активної зони; D – діаметр посудини (задається); v – швидкість потоку газу в посудині, $v = 4V/\pi D^2$; v_p – швидкість падіння крапель рідини (6.2).

Довжина активної зони сепаратора діаметром D залежно від об'ємної витрати та швидкості осадження крапель може бути розрахована за формулою

$$L = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot v_{ж} \cdot D}. \quad (6.9)$$

Рекомендоване співвідношення розмірів сепаратора $L/D = 2-3$.

Якщо сепаратор використовується і як збірник рідини, то розмір L повинен бути перерахований з урахуванням зменшення площі потоку за рахунок шару рідини.

Пропускна здатність горизонтального сепаратора заданих розмірів $V_{z.c}$, м³/хв, дорівнює

$$V_{z.c} = 47,124 \cdot D^2 \cdot v_z \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{p \cdot T_o}{p_o \cdot T \cdot z}, \quad (6.10)$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора, м; v_z – допустима швидкість газу, береться такою, що дорівнює v_p , м/с; p_o – атмосферний тиск, МПа; T_o – нормальна температура, К; p – робочий тиск у сепараторі, МПа; T – робоча температура, К; z – коефіцієнт стисливості.

Приклад 4. Розрахувати розмір горизонтального масловіддільника для повітряного гвинтового маслозаповненого

компресора продуктивністю $V_k = 30 \text{ м}^3/\text{хв}$, із тиском нагнітання $p_k = 8 \text{ кгс/см}^2$. Повітряно-масляна суміш надходить із компресора в місткість масловіддільника за температури $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Потрібно відокремити масляну фракцію з розмірами частинок 150 мкм .

Масова витрата повітря через сепаратор

$$m = V_k \cdot \rho_o \frac{30}{60} = 1,293 = 0,647 \text{ кг/с.}$$

Густина повітря за нормальних умов $\rho_o = 1,293 \text{ кг/м}^3$, за умов у сепараторі $\rho = 7,74 \text{ кг/м}^3$. Густина масла за температури в сепараторі $t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює $\rho_p = 800 \text{ кг/м}^3$. Швидкість осадження крапель масла (див. (6.4)) дорівнює

$$v_a = 1,74 \sqrt{0,00015 \cdot \left(\frac{800}{7,74} - 1 \right)} \cdot 9,81 = 0,675 \text{ м/с.}$$

Задаємо внутрішній діаметр посудини $D = 0,3 \text{ м}$.

Довжину активної ділянки посудини знаходимо з формули (6.9):

$$L = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot v_a \cdot D \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 0,647}{3,14 \cdot 0,675 \cdot 0,3 \cdot 7,74} = 0,52 \text{ м.}$$

Відношення $L/D = 0,8 : 0,3 = 2,7$ знаходиться у межах рекомендованих значень.

Пропускна здатність сепаратора за (6.10)

$$V_{a\bar{n}} = 47,124 \cdot 0,3^2 \cdot 0,675 \frac{0,52}{0,3} \cdot \frac{7,74}{1,293} = 29,7 \text{ м}^3/\text{хв}$$

узгоджується з продуктивністю компресора.

Вертикальний сепаратор вимагає розрахункового визначення лише мінімального внутрішнього діаметра посудини. Пропускна здатність вертикальних гравітаційних сепараторів $V_{в.с}$, м^3 , розраховується за формулою

$$V_{в.с} = 47,124 \cdot D^2 \cdot v_z \frac{p \cdot T_o}{p_o \cdot T \cdot z}. \quad (6.11)$$

Приклад 5. Визначити розмір вертикального сепаратора з тумановіддільником за умовами попереднього прикладу.

Площа поперечного перерізу сепаратора дорівнює

$$F = \frac{m_a}{\rho_a \cdot v} = \frac{0,647}{7,74 \cdot 0,675} = 0,124 \text{ м}^2.$$

Звідси одержуємо мінімальний діаметр апарата

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,124}{3,14}} = 0,4 \text{ м}^2.$$

Розрахунок сепараторів має наближений характер через низку причин. Зазвичай ніколи не відомий фракційний склад вологи в повітрі, тобто відсотковий розподіл маси вологи для різних розмірів крапель. Тому вибір діаметра крапель досить довільний і ґрунтується на досвіді. Вважається, що основна кількість вологи (до 90 % і більше) міститься у вигляді частинок у стані аерозолі, тобто з розмірами $10 \text{ мкм} < d < 1000 \text{ мкм}$. Більші частинки порівняно легко випадають із потоку повітря, що входить до сепаратора. Відділення дрібніших частинок потребує застосування закручування потоку, а дуже дрібні частинки вловлюються у тумановіддільниках.

У розрахунках передбачається форма частинок сферичною, а коефіцієнт опору c_f береться за результатами, одержаними при обтіканні твердих сфер. Це також призводить до похибки в розрахунках.

Існує безліч конструкцій вологомасловіддільників для різних випадків використання.

6.2.4. Конструкції вологомасловіддільників поршневого компресора

Вологомасловіддільники розміщують між ступенями стиснення в компресорі безпосередньо після холодильників. За необхідності ретельнішого очищення повітря на виході з компресора після останнього ступеня стиснення встановлюють додатковий волого-

масловіддільник.

На компресорних станціях застосовують в основному вологомасловіддільники інерційного типу, в яких відділення вологи й масла може відбуватися трьома способами (рис. 6.8): відбиттям потоку газу від стінки, петлеподібним поворотом потоку газу від стінки і відцентровою дією. Ці способи застосовують як окремо, так і в різних комбінаціях. Так, у масловіддільнику, показаному на рис. 6.8 б, відділення вологи й масла здійснюється петлеподібним поворотом потоку газу та відбиттям потоку газу від вертикальної стінки.

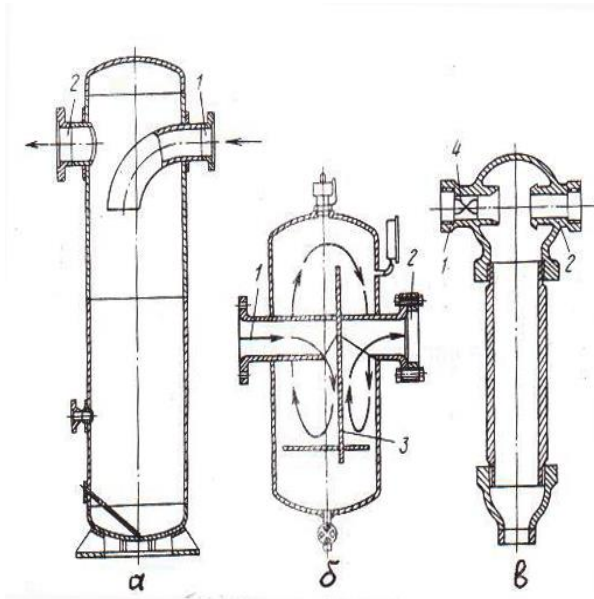


Рисунок 6.8 – Конструкції вологомасловіддільників: а – з петлеподібним поворотом газу; б – із відбиттям потоку газу від стінки; в – відцентрової дії

У вологомасловіддільнику першого типу (див. рис. 6.8 а) повітря, що надходить через зігнутий вхідний патрубок 1, здійснює петлеподібний поворот із низхідного напрямку на висхідний та виходить через вихідний патрубок 2. Відділення вологи й масла відбувається в результаті різкого зменшення швидкості низхідного потоку та подальшого його повороту. У вологомасловіддільниках другого типу (див. рис. 6.8 б) при ударі потоку об стінку 3 та відбитті від неї також відбуваються різке зниження швидкості потоку та випадання вологи й масла.

У вологомасловіддільниках відцентрового типу (див. рис. 6.8 в) газ проходить через крильчатку 4, нерухомо закріплену на вхідному патрубку 1, та набуває гвинтового руху. Випадання вологи й масла відбувається під дією відцентрових сил, що виникають при цьому.

Через малу місткість вологозбірника такі вологомасловіддільники застосовують у компресорних установках продуктивністю до $10 \text{ м}^3/\text{хв}$ і повітропроводах у місцях споживання стисненого повітря. Для компресорних установок продуктивністю більше $10 \text{ м}^3/\text{хв}$ бажано застосовувати вологомасловіддільники, що працюють за принципом динамічного удару та сепарації повітря (рис. 6.9).

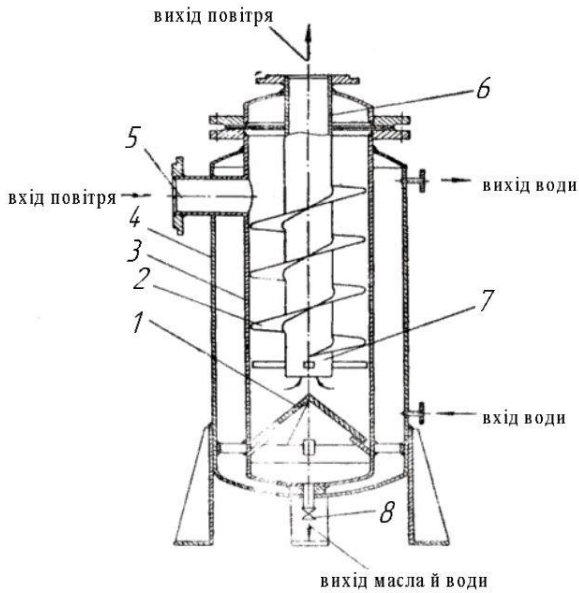


Рисунок 6.9 – Вологомасловіддільник з охолодженням повітря водою:
 1 – відбійна стінка; 2 – напрямні лопаті; 3 – внутрішня посудина;
 4 – зовнішня посудина; 5 – патрубок входу повітря; 6 – патрубок
 виходу повітря; 7 – труба; 8 – вентиль

Стиснене повітря через патрубок 5 входить усередину посудини 3, в якій є лопаті 2 і відбійна стінка 1, здійснює рух по спіралі зверху вниз, входить у трубу 7 і виходить через патрубок 6. Під дією відцентрової сили, що виникає, частинки масла й води, ударяючись об стінки посудини та лопаті 2, осідають на дні посудини. Для видалення масла та води, що накопичилися, передбачений патрубок із вентилям 8, який періодично відкривають у разі продувань вологомасловіддільника. Конструкція описаного вологомасловіддільника зручна тим, що повітря, проходячи через нього, одночасно охолоджується водою,

яка циркулює в сорочці 4. Об'єм робочої порожнини вологомасловіддільника V , м³, рекомендується визначати за формулою

$$V = L\sqrt{10V_o}, \quad (6.12)$$

де V_o – об'єм повітря, всмоктаного останнім ступенем компресора, що передує вологомасловіддільнику, м³/хв; L – коефіцієнт, що дорівнює 0,025–0,05.

Під час експлуатації з вологомасловіддільника видаляють масло й воду через спускний вентиль. Продувати вологомасловіддільник необхідно не менше одного разу за 1 добу, випускаючи вологу та масло у спеціальні баки дренажної системи компресорних станцій.

Зазначені вологомасловіддільники зазвичай встановлюють усередині приміщень за кінцевим охолоджувачем. При великій місткості вологомасловіддільника (більше 100 л) та відсутності небезпеки замерзання в ньому вологи апарат необхідно встановлювати зовні.

Вологомасловіддільники потрібно встановлювати поблизу повітрозбірників, обладнаних запобіжними клапанами та манометрами. Між апаратом і повітрозбірником не дозволяється встановлювати запірну арматуру, якщо до запірного органа немає запобіжного клапана. При установленні за вологомасловіддільником зворотного клапана запобіжний клапан повинен бути встановлений на апараті.

6.2.5. Конструкції масловіддільників гвинтових компресорних установок

У попередньому підрозділі були описані типові конструкції вологомасловіддільників, зокрема й

використовувані у системах забезпечення стисненим повітрям, на компресорних станціях із поршневыми та відцентровими компресорами, де волога й масло є шкідливими домішками у стисненому повітрі. Гвинтові маслозаповнені повітряні компресорні установки принципово відрізняються тим, що масловіддільники є складовою частиною агрегата, без них робота гвинтового компресора не уявляється, оскільки маслоповітряна суміш є робочим тілом. Конструювання таких апаратів має свої особливості, які полягають у тому, що апарати є комбінованими – поєднують функції масляного бака для всієї установки, масловіддільника й фільтрувального апарата, а іноді й несучої рами. Крім того, до них ставлять вимоги компактності та малої ваги. Нижче розглянуті конструкції масловіддільників розроблення ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш» (м. Суми). На рисунку 6.10 показаний горизонтальний масловіддільник гвинтових компресорних установок середньої продуктивності. Він є зварною циліндричною місткістю. Приварні лапи у верхній частині служать для встановлення компресорного блока та приводного електродвигуна.

Відділення масла від стисненого повітря відбувається декількома етапами. Спочатку відділяється основна кількість масла за рахунок різкої зміни швидкості і напрямку потоку (інерційне відділення), а потім, унаслідок руху потоку вздовж циліндричного корпусу, випадають частинки під дією гравітації. Дрібніші частинки осідають на сітках при виході потоку з посудини. Нарешті, потік спрямовується в зовнішній повітряно-масляний фільтр (тумановіддільник), де здійснюється тонке очищення повітря до величини $0,005 \text{ г/м}^3$. Масло, що осіло на фільтрувальному елементі, із зовнішнього боку стікає на дно корпусу фільтра і видаляється через кран, а з внутрішнього боку – у піддон фільтра, звідти

відсмоктується по дренажній трубці, з'єднаній із робочою порожниною компресора.

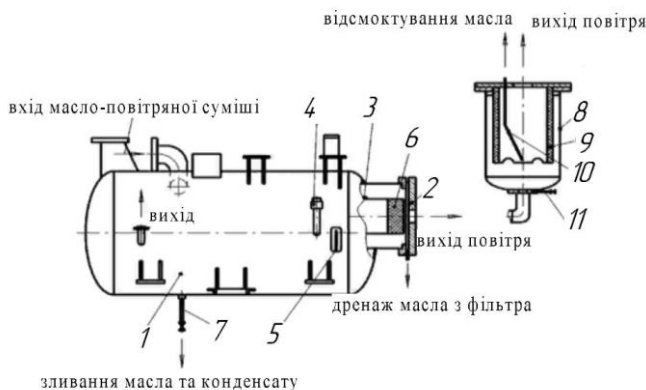


Рисунок 6.10 – Масловіддільник із додатковим фільтром установок ВВ-25/8 У2 і ВВ-32/8 У2: 1 – корпус-рама; 2 – кришка; 3 – фільтр-патрон; 4 – заливна горловина; 5 – показчик рівня масла; 6 – пакет сіток; 7 – патрубок зливний; 8 – корпус фільтра; 9 – фільтр повітряно-масляний; 10 – дренажна трубка; 11 – дренаж масла

Масловіддільник забезпечений патрубками для відведення масла в систему впрыскування, зливання масла і конденсату; заливною горловиною і показником рівня масла.

На рисунку 6.11 показаний горизонтальний масловіддільник, з'єднаний із фільтром тонкого очищення. Апарат є циліндричною посудиною діаметром 700 мм, довжиною 2 100 мм.

Біля днища, протилежного до входу маслогазової суміші, приварений вертикальний корпус фільтра діаметром 500 мм. Принцип вологовідділення аналогічний описаному вище. Оскільки апарат одночасно використовується як маслбак, у його нижній частині передбачене місце для встановлення електронагрівача

масла. Нагрівання потрібне для полегшення пуску установки в холодну пору року.

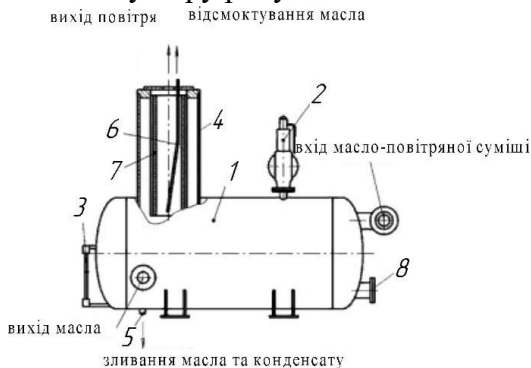


Рисунок 6.11 – Комбінований масловіддільник гвинтової установки ВВ-50/8 УЗ: 1 – корпус масловіддільника; 2 – клапан запобіжний; 3 – показчик рівня; 4 – корпус фільтра; 5 – кран муфтовий; 6 – нагрівач; 7 – фільтр повітряно-масляний; 8 – трубопровід дренажу масла

Переваги вертикальних масловіддільників: компактність, мала займана площа (у плані), важливі для блоково-контейнерних установок. Вертикальний апарат, виконаний сумісно з фільтром, показаний на рис. 6.12.

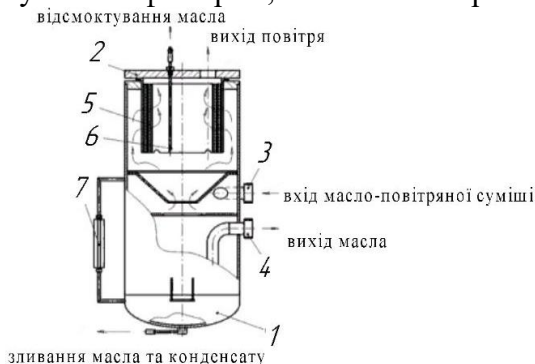


Рисунок 6.12 – Вертикальний комбінований масловіддільник установки НВЕ-10/0,7М УЗ: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – штуцер підведення суміші; 4 – штуцер підведення масла; 5 – фільтр повітряно-масляний; 6 – дренажна трубка; 7 – показчик рівня

Маслоповітряна суміш подається по тангенціально розміщеному патрубку і закручується, завдяки чому відбувається інтенсивне відділення крапель. Під дією відцентрових сил частинки рідини відкидаються до бічних стінок і стікають на дно посудини. Потік суміші проходить далі через центральний отвір у тарілці та рухається по широкому перерізу вгору до бічної поверхні фільтра, одночасно виділяючи вологу під дією гравітації. Остаточо відділюється масло на набивці фільтра, що має розвинену активну поверхню.

6.3. Очищення повітря від твердих домішок (фільтрація)

6.3.1. Показники запиленості атмосферного повітря

Вміст твердих домішок в атмосферному повітрі залежить від місця встановлення, пори року, метеоумов, а також від викидів промислових підприємств, будівництва, транспорту та ін. Потрапляння забрудненого повітря в робочі органи компресорів неприпустиме, оскільки викликає підвищене зношення поверхонь тертя, нагароутворення, тверді відкладення, зниження герметичності клапанів та ін., що призводить до зменшення ККД та ресурсу компресорів.

Пил має органічне і неорганічне походження.

Умовно пил класифікують:

- за розміром порошинок: дрібні (до 100 мк), середні (до 200 мк), великі (більше 200 мк);
- за характером порошинок: сухий пил (пісок, кварц, ґрунт), вологий (сажа), волокнистий (текстиль, азбест, пір'я);

– за ваговою кількістю: малий пиловміст (до 5 мг/м^3), середній (до 100 мг/м^3), високий – понад 100 мг/м^3 .

У звичайних умовах кількість пилу в повітрі становить $0,5\text{--}4 \text{ г/м}^3$. Пил містить до $50\text{--}80\%$ діоксиду кремнію (SiO_2), кристали якого тверді, з гострими кромками – небезпечні для зношення деталей.

6.3.2. Способи та якість очищення повітря

Ступінь очищення повітря характеризується трьома рівнями:

- грубе – уловлюються великий пил і частинки;
- середнє – уловлюються частинки пилу $10\text{--}100 \text{ мк}$;
- тонке – уловлюється дрібний пил менше 10 мк .

Застосовується ряд способів та схем для очищення повітря (рис. 6.13).



Рисунок 6.13 – Класифікація способів очищення повітря від твердих домішок

Для грубої фільтрації всмоктуваного безпосередньо з атмосфери повітря застосовують інерційне очищення. Для середнього очищення використовують контактно-пористі фільтри з металевим або синтетичним набиванням.

При низьких продуктивностях такі фільтри застосовують уже на першому рівні фільтрації. Тонке очищення повітря проводять на нагнітанні – другий ступінь фільтрації за допомогою поверхневих фільтрів.

Якість очищення характеризують коефіцієнтом очищення, % :

$$\varepsilon_{оч} = \frac{\Delta\varphi}{\varphi_1} 100\% , \quad (6.13)$$

де $\Delta\varphi$ – затриманий пил ; φ_1 – запиленість повітря на вході, мг/м³.

Коефіцієнт пропускання пилу фільтром дорівнює, %:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} 100\% , \quad (6.14)$$

де $\varphi_2 = \varphi_1 - \Delta\varphi$ – запиленість на виході з фільтра.

Як правило, $\varepsilon_{оч} = 98-99\%$, а $\varepsilon_{пр} = 0,1-0,2\%$.

6.3.3. Пристрої для очищення (фільтрації) повітря

Як індивідуальні всмоктувальні фільтри для компресорів застосовують *повітроприймачі*. Найчастіше це розтруб, з'єднаний із приймальним або всмоктувальним трубопроводом, обладнаний на всмоктуванні з атмосфери сіткою або жалюзі для попереднього очищення, зі схилом від дощу та снігу (рис. 6.14). Забірна частина розміщується зовні приміщення КС, у затінених місцях, де повітря чистіше, на висоті не менше 4 м від землі.

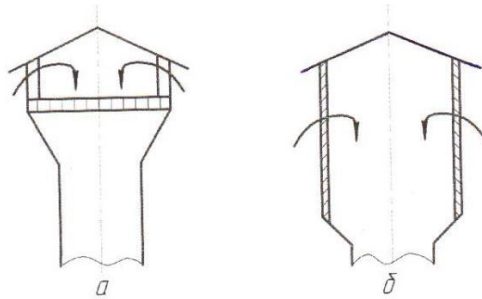


Рисунок 6.14 – Повітрязабірні пристрої із сіткою (а)
і жалюзі (б)

Пристрій повинен розміщуватися від всмоктувального патрубку компресора не далі ніж на 10–12 м, щоб втрати на опір були незначними. Для сильнозапиленої зони допускаються великі відстані.

Такі пристрої слугують для запобігання потраплянню у всмоктувальний патрубок об'ємних частинок та предметів, що можуть бути підняті вітром: клаптів паперу, тканини, деревних стружок, сухого листя, пір'я птахів і т. п., а також атмосферних опадів: дощу, граду, снігу.

Пилоосаджувальні камери – це прості пристрої, що працюють за принципом гравітаційного осадження пилу. Застосовуються в місцях значного запиленого атмосферного повітря для попереднього очищення. Камерою є ємність із вхідним та вихідним патрубками (рис. 6.15).

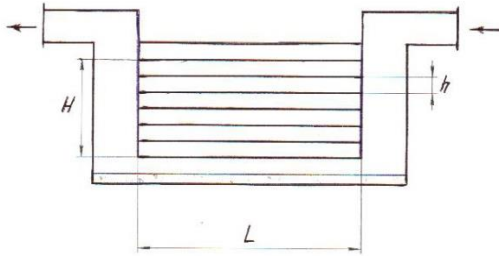


Рисунок 6.15 – Схема пилоосаджувальної камери

Нехай об'єм запиленого повітря, що надходить, дорівнює V , $\text{м}^3/\text{с}$. Для того щоб завислі в потоці повітря частинки діаметром d за час проходження через апарат встигли осісти і не були віднесені потоком повітря, швидкість потоку, $\text{м}/\text{с}$, повинна відповідати умові, аналогічній для вологовідділення (6.3):

$$w_{\max} \leq 3,6 \sqrt{\frac{d(\rho_1 - \rho_2)}{\rho_2}}, \quad (6.15)$$

де d – діаметр або поперечний розмір частинок, м ;
 ρ_1 і ρ_2 – густина речовини твердих частинок та повітря.

Для кращого осадження реальну швидкість, $\text{м}/\text{с}$, беруть значно меншою за розрахункову:

$$w = (0,2 - 0,3) w_{\max}.$$

Задавши довжину камери L , можна визначити час, с , перебування в ній повітря:

$$\tau = L/w. \quad (6.16)$$

Необхідна поверхня, м^2 , осадження камери

$$F = V/w. \quad (6.17)$$

Тоді ширина камери, м , буде дорівнювати

$$B = F/L, \quad (6.18)$$

а висота камери, м :

$$H = w\tau . \quad (6.19)$$

Якщо камера має поличний вигляд, то заздалегідь задавши її ширину, можна визначити необхідну кількість полиць:

$$n = F/B'L \quad (6.20)$$

і відстань, м, між полицями:

$$h = w\tau . \quad (6.21)$$

Загальна висота, м, камери буде дорівнювати

$$H = n(h + h_n), \quad (6.22)$$

де h_n – товщина однієї полиці.

Приклад 6. Розрахувати розміри пилоосаджувальної камери для $m = 3 \text{ г/м}^3$ від частинок пилу розміром до $d \leq 200 \text{ мк}$. Продуктивність компресорної станції щодо всмоктування $250 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Максимально допустима швидкість повітря в камері, м/с, за (6.15)

$$w_{\max} = 3,6 \sqrt{\frac{0,0002(3000-1,3)}{1,3}} = 3,46 .$$

Беремо розрахункову швидкість $w = (0,2-0,3) w_{\max} \approx 1 \approx \text{м/с}$ і задаємо довжину камери $L = 1,5 \text{ м}$.

Час перебування повітря в камері становить $\tau = L/w = 1,5/1 = 1,5 \text{ с}$.

Поверхня осадження камери, м^2 :

$$F = \frac{V}{w} = \frac{250}{60 \cdot 1} = 4,16 .$$

Ширина камери, м:

$$B = \frac{F}{L} = \frac{4,16}{1,5} = 2,77 ,$$

а висота $H = w \cdot \tau = 1 \cdot 1,5 = 1,5 \text{ м}$.

Якщо за фракційним складом пил містить до 90 % за масою частинок розміром 200 мк і більше, то коефіцієнт очищення повітря, %, за (6.13) дорівнює

$$\varepsilon_{a \div} = \frac{0,9 \cdot 3}{3} \cdot 100\% = 90\% .$$

Упродовж кожної години в камері буде накопичуватися пил у кількості

$$\dot{\lambda} = \frac{60 \cdot V \cdot m \cdot \varepsilon_{i \pm}}{1000} = 60 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 0,9 = 40,5 \text{ } \acute{e}\acute{a} / \acute{z}\acute{a}\acute{n}.$$

Для компресорних станцій із компресорами великої продуктивності як забірні пристрої використовують *фільтр-камери* (рис. 6.16).

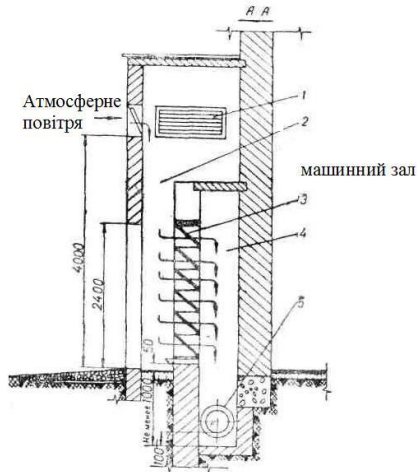


Рисунок 6.16 – Фільтр-камера:

- 1 – вікно-жалюзі; 2 – осаджувальна камера; 3 – фільтр-елементи;
- 4 – всмоктувальний патрубок

Тут реалізуються три етапи очищення: грубе очищення в жалюзі, осадження в пилоосаджувальній камері та очищення в змащованому фільтрі.

Фільтр-камери встановлюють у місцях підвищеної запиленості (промислової або природної).

Для компресорів великої продуктивності доцільно мати окремі фільтр-камери для кожного агрегата.

Після очищення від великих частинок у жалюзійних вікнах всмоктуване атмосферне повітря надходить у пилоосаджувальну камеру великого об'єму, де швидкість повітря знижується майже до нуля, і з цієї камери під дією

гравітації випадає пил. Після цього повітря проходить через фільтри в камеру всмоктування і далі – у всмоктувальний патрубок компресора.

Розмір перерізу вікон жалюзі повинен бути не меншим від прохідного перерізу фільтра. Фільтри дозволяють виконати середнє й тонке очищення повітря.

В основному застосовують сталеві фільтри, рідко – тканинні.

Якщо проходячи через тканинні фільтри як через тонке сито повітря залишає в них пил, вологу, якісь частинки, то металеві фільтри працюють інакше. Вони складаються з металевого кожуха або рамки, в які кладуться сітки або інша пориста маса (металеві або керамічні кільця), змочені спеціальним вісциновим маслом. Вісцинове масло сприяє утворенню тонкої в'язкої плівки, що довго не висихає і не загусає при температурі -65°C . При проходженні повітря через сітки або пористу масу частки пилу і вологи прилипають до їх поверхні.

Основні вимоги до фільтрів:

- 1) коефіцієнт очищення 95–99 %;
- 2) швидкість повітря 0,5–0,9 м/с;
- 3) гідравлічний опір не більше 20–25 мм вод. ст.: кожні 10 мм вод. ст. збільшення опору знижують продуктивність компресора на 0,1 %, а питома витрата енергії підвищується на 0,05 %;
- 4) зручність обслуговування, безпека;
- 5) фільтр повинен відокремлювати вологу в краплинному стані.

Ці вимоги найкраще задовольняють масляні металеві фільтри, що складаються з металевого корпусу, в якому встановлені комірки з насадкою із кілець Рашига або із сітками конструкції С. В. Рекк.

На рисунку 6.17 показана комірка масляного металевого фільтра з насадкою із кілець Рашига,

призначеного для тонкого очищення зовнішнього повітря при його початковій запиленості не більше 20 мг/м^3 . Як фільтрувальну насадку у комірках фільтра застосовують кільця-обрізки трубок діаметром $7\text{--}12 \text{ мм}$, що мають таку саму довжину. Кількість комірок залежить від їх поверхні та продуктивності. Як правило, поверхню беруть такою, що дорівнює $0,25\text{--}1 \text{ м}^2$ на кожних $1\,000 \text{ м}^3$ повітря за 1 годину, а для відцентрових компресорів – $4\,000 \text{ м}^3/\text{год}$.

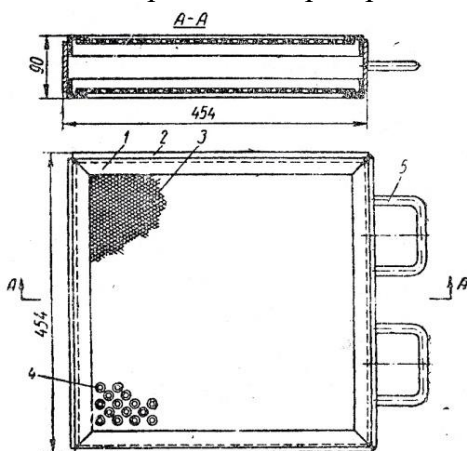


Рисунок 6.17 – Чарунка масляного металевих фільтра з насадкою із кільця Рашига: 1 – рамка; 2 – лист сталевий; 3 – сітка; 4 – кільця Рашига; 5 – ручка

Загальна площа прохідного перерізу фільтра F_ϕ , м^2 , визначається за формулою

$$F_\phi = \frac{V_\kappa}{U_\phi},$$

де V_κ – продуктивність компресора, $\text{м}^3/\text{хв}$;

U_ϕ – питоме навантаження фільтра, яке береться таким, що дорівнює 20 і $40 \text{ (м}^3/\text{хв)/м}^2$ для поршневих компресорів відповідно простої та подвійної дії та $70 \text{ (м}^3/\text{хв)/м}^2$ для відцентрових компресорів.

Кількість комірок визначається діленням:

$$n_{я} = \frac{F_{\phi}}{f_{я}},$$

де $f_{я}$ – площа прохідного перерізу однієї комірки.

Для компактності комірки встановлюють у декілька рядів у каркасі, виконаному у вигляді етажерки. Напрямок потоку повітря через комірки знизу вгору.

Для очищення всмоктуваного повітря з фільтрацією до 1,5–2 мк застосовуються металеві коміркові масляні фільтри системи Рекк (рис. 6.18). Такі фільтри характеризуються найбільшим коефіцієнтом очищення, найменшим гідравлічним опором та низькою вагою. Кожна комірка складається з металеві рамки-коробки, в яку рядами укладаються гофровані металеві сітки із перпендикулярним напрямом гофрів. Розмір отворів у сітках, а відповідно і площа перерізу сіток зменшуються у напрямку руху потоку повітря, що очищається.

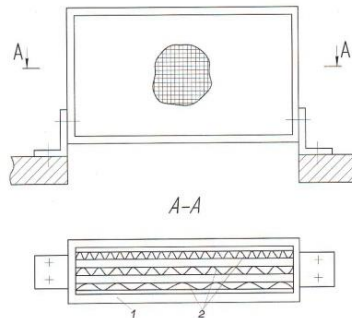


Рисунок 6.18 – Металеві коміркові масляні фільтри системи Рекк:
1 – рамка; 2 – гофровані сітки

У міру залипання пилом елементів насадки металевих фільтрів збільшується їх гідравлічний опір і, отже, знижується продуктивність компресорів. Допустимий опір не повинен перевищувати 24 мм вод. ст.

Забруднені комірки піддають регенерації шляхом промивання у ванні із гарячим содовим розчином.

Приклад 7. Підбрати панель із комірок фільтра системи Рекк для встановлення її у фільтр-камері компресорної установки продуктивністю $250 \text{ м}^3/\text{хв}$ і визначити період часу між черговими промиваннями фільтра. Пил – ливарний, концентрація $6 \text{ мг}/\text{м}^3$; допустимий опір фільтра 20 мм вод. ст. ; режим роботи компресорної установки – двозмінний; розмір установлювальної рамки фільтра $520 \times 520 \times 70$.

Незапилений фільтр системи Рекк має опір 10 мм вод. ст. , що відповідає продуктивності комірки $40 \text{ м}^3/\text{хв}$. Необхідна кількість комірок

$$n = \frac{250}{40} = 6,25.$$

Беремо 6 комірок, що встановлюються в панель фільтра. Розміри панелі $(520 \times 3) \times (520 \times 2) \text{ мм}$.

Пиломісткість однієї комірки при коефіцієнті очищення $0,97$ становить 600 г . Звідси визначимо період часу, *год*, між промиваннями:

$$t = \frac{600}{0,006 \cdot 40 \cdot 0,97} \approx 43.$$

У деяких випадках застосовують *тканинні фільтри*, в яких як фільтрувальний елемент використовують натуральні тканини із просоченням (брезент) або синтетичні.

Такі фільтри також бувають змочуваними або сухими (рис. 6.19). Дія мокрого фільтра наведена на рис. 6.19 а. Важливим щодо дії мокрого фільтра є те, що промита тканинна стрічка подається на другий за ходом повітря ступінь для тонкого очищення повітря, попередньо очищеного на першому ступені. Такі фільтри застосовуються при невеликих затратах повітря (до $10 \text{ м}^3/\text{хв}$).

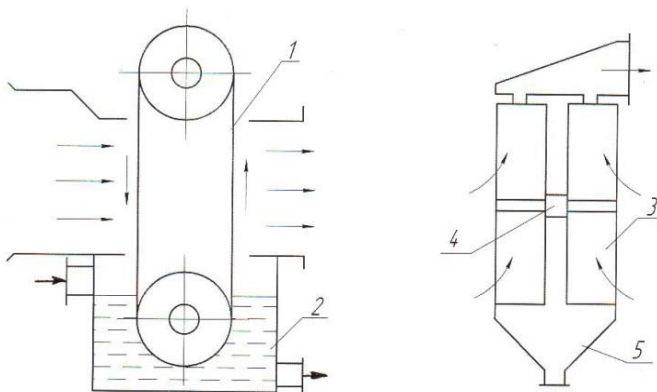


Рисунок 6.19 – Тканинні фільтри: (а) із промиванням і (б) сухий із струшуванням: 1 – фільтрувальна стрічка; 2 – ванна з рідиною; 3 – тканинний рукав; 4 – струшувальний механізм; 5 – бункер

Сухі фільтри виконують у вигляді патронів або рукавів, виготовлених із тканин із просоченням або із спеціального целюлозного паперу. Оскільки запилене повітря, проходячи через фільтрувальний елемент, залишає пил на його поверхні, то для уникнення засмічення передбачені механізми струшування (рис. 6.19 б). Механізми струшування є двох видів: механічної та пневматичної дії. Струшуваний пил осідає в бункері або на піддоні, звідки видаляється. Недоліком таких фільтрів є чутливість до вологості повітря та опадів, а також істотне підвищення споживаної потужності і зниження продуктивності при забрудненні фільтроелементів.

До цього часу ми розглядали фільтри, що встановлювалися на всмоктуванні повітря для забезпечення нормальної роботи компресорів. У ряді випадків для споживачів стисненого повітря необхідне глибоке очищення повітря, що виробляється на боці нагнітання.

Уловлювання твердих частинок відбувається за допомогою фільтрів різної конструкції із сітковими,

тканинними або паперовими фільтроелементами. Під час використання адсорбера за ним додатково встановлюється фільтр для уловлювання пилу адсорбенту. Якість фільтрації залежить від класу забрудненості стисненого повітря та від вимог споживача.

Найбільш ефективними є фільтри типу «ZANDER». Фільтрувальний елемент тут виконаний із чотиришарового матеріалу: попереднього шару грубого очищення, подвійного шару скловолокна і тонкофільтрувального шару (рис. 6.20).



Рисунок 6.20 – Повітряний фільтр із змінним картриджем

Фільтроелемент виконаний у вигляді циліндра з гофрованою поверхнею, що підвищує його стійкість при підвищенні навантаження (якщо фільтр частково засмітився) та збільшує поверхню для затримання забруднень. Випускаються фільтри трьох типів (за відокремлюваними розмірами частинок): тип Z – від 1 мкм і більше; тип Y – від 0,1 мкм і більше; тип X – від 0,01 мкм і більше. Ступінь очищення в усіх фільтрах 99,99 %, тобто крізь фільтр проникає лише 0,01 % частинки з розмірами, більшими від номінальних.

6.4. Охолодження стисненого повітря

Питанням розрахунку та конструювання апаратів охолодження газів присвячено досить велику кількість технічної літератури. Вони вивчаються в обсязі спеціальних дисциплін різних галузей техніки. Далі будуть розглянуті деякі питання, пов'язані з вибором, конструкцією, основними експлуатаційними характеристиками теплообмінників, застосовуваних у повітряних компресорних установках.

6.4.1. Загальні відомості, що стосуються охолоджувачів

У компресорних установках застосовуються повітряні й масляні охолоджувачі різних типів. При стисненні повітря їх температура значно підвищується унаслідок термодинамічного нагрівання і невідновного переходу втрат у тепло (дисипативне нагрівання). Для здійснення ефективного процесу стискування це тепло необхідно відводити. Для цього застосовують проміжні повітроохолоджувачі, які в поршневих компресорах називають *міжступінчастими*, а у відцентрових – *міжсекційними* (секція – це, як правило, 2, 3 або 4 ступені). Така відмінність пояснюється тим, що ступінь підвищення тиску в одному ступені поршневого компресора дорівнює $\pi_k = 2-3$, а у відцентровому $\pi_k = 1,2-1,4$, що для компресорів загального призначення (кінцевий тиск до 0,9 МПа) визначає будову для поршневих компресорів – 1–2 ступені, а для відцентрових – 6–8 ступенів.

Проміжні охолоджувачі, як правило, є складовою частиною компресора.

Власне, до систем підготовки стисненого повітря належать так звані *кінцеві* охолоджувачі. Незважаючи на міжступеневе охолодження, температура стисненого

повітря при виході з компресора досягає 140–170 °С. Пари вологи і масла виносяться в повітрязбірник і далі в мережу, що призводить до:

1) підвищеної небезпеки для обслуговуючого персоналу;

2) накопичення парів масла в повітрязбірнику й утворення вибухонебезпечної суміші;

3) винесення дорогих масел;

4) зменшення перерізу трубопроводів через нагароутворення;

5) скупчення сконденсованої вологи на низьких ділянках трубопроводів, що створює небезпеку гідравлічного удару;

6) заморожування труб і арматури мережі в зимовий час;

7) наявність вологи негативно позначається на роботі споживачів.

Щоб уникнути перелічених негативних проявів, стиснене повітря необхідно охолоджувати, оскільки при цьому у ньому значно зменшується вміст вологи (води та масла).

6.4.2. Типи й характеристики кінцевих повітроохолоджувачів

Охолодження повітря здійснюється за допомогою атмосферного повітря, води (прісної або морської), іноді антифризом. Відповідно охолоджувачі бувають таких типів: повітря-повітря і повітря-вода.

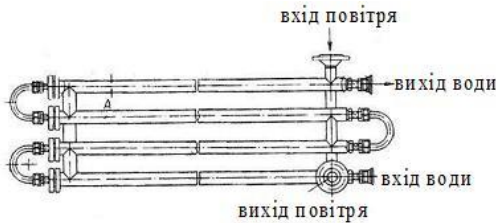
Основні типи повітроохолоджувачів (рис. 6.21):

– «труба в трубі»;

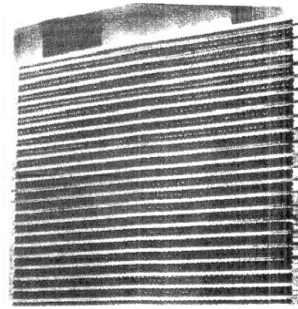
– кожухотрубні;

– пластинчасто-ребристі (ПРТ);

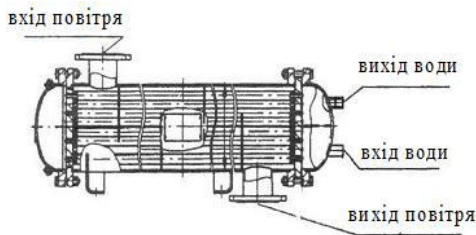
– трубчасті (радіаторні).



а)



в)



б)

Рисунок 6.21 – Схеми повітроохолоджувачів: а) «труба в трубі»; б) кожухотрубний; в) пластинчато-ребристий

Перші два типи повітроохолоджувачів вимагають водяного охолодження. Охолоджувачі типу «труба в трубі», як правило, застосовуються для міжступінчастого охолодження поршневих компресорів. Кожухотрубний тип найбільш поширений і використовується для охолодження повітря як поршневих, так і відцентрових компресорів. Для такого охолоджувача дуже важлива організація потоків повітря й води. Найкращим рішенням є протитечії, оскільки при цьому теплообмін відбувається більш ефективно.

В охолоджувачах типу ПРТ для охолодження стисненого повітря може використовуватися як вода, так і

атмосферне повітря. Такі охолоджувачі широко використовуються і для охолодження масел. У ПРТ застосовують насадки у вигляді штампованих гофрованих пластин прямокутного, трапецієподібного і трикутного профілів.

Трубчасті повітроохолоджувачі, які іноді називають радіаторами, охолоджуються лише атмосферним повітрям, що продувається через трубну решітку вентилятором. Застосовуються для поршневих компресорів низької потужності.

Для інтенсифікації теплообміну застосовуються різні форми теплопередавальних поверхонь трубок апаратів, так звані насадки (рис. 6.22). Зовні трубок насаджують або виштамповують круглі пластини-шайби із теплопередавального матеріалу (мідь, алюміній), або по спіралі накручують на трубки стрічкову насадку. Всередину трубок для турбулізації потоку іноді вставляють дротяну спіраль.

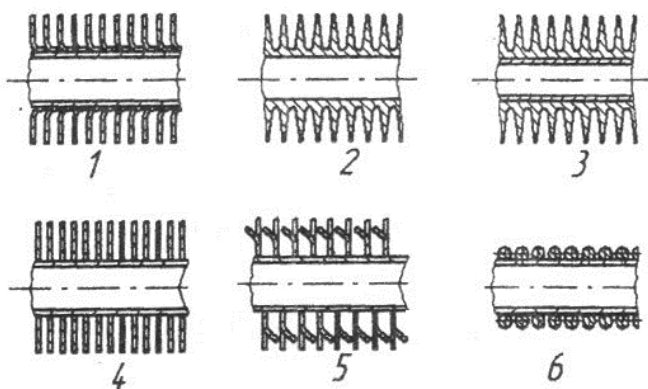


Рисунок 6.22 – Ребристі насадки трубчастих теплообмінників

Важливою характеристикою охолоджувачів є *недоохолодження* – різниця між температурою

оохолодженого повітря і холодної води (або атмосферного повітря):

$$\Delta t = t_{\text{охол. пов}} - t_{\text{охол. води.}}$$

Чим менша Δt , тим ефективніший оохолоджувач.

Як маслоохолоджувачі використовують кожухотрубні, пластинчасто-ребристі, а також трубчасті апарати.

Експлуатаційні характеристики оохолоджувачів:

- оохолоджувальне середовище;
- теплопередавальна поверхня;
- маса оохолоджувача;
- габарити.

6.4.3. Про вибір повітроохолоджувача

Підбір повітроохолоджувача полягає у визначенні необхідної поверхні, m^2 , теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}, \quad (6.23)$$

де Q – кількість тепла, що відводиться, ккал/год;

k – коефіцієнт теплопередачі, ккал/ m^2 год · град, що залежить від типу оохолоджувача, схеми, діаметрів і товщини труб, порядку їх розміщення, форми й матеріалу насадки та ін.;

Δt_{cp} – середня різниця температур між повітрям та водою,

$$\Delta d_{cp} = \frac{1}{4} \left[\left(t_1 + t_2 \right) + \left(t'_1 + t'_2 \right) \right]$$

$$Q = \rho V (t_1 - t_2) c_p, \quad (6.24)$$

де ρ – густина повітря, кг/ m^3 ;

V – продуктивність компресора, m^3 /год;

t_1 і t_2 – температури гарячого і охолодженого повітря, °С;

$c_p = 0,24$ ккал/кг · град – теплоємність повітря.

За обчисленою поверхнею F підбирається відповідний охолоджувач із тих, що випускаються промисловістю.

Недолік – необхідність системи водоохолодження.

ПРТ мають переваги щодо компактності й малої ваги. Вони добре підходять для схем охолодження «повітря-повітря», тобто стиснене гаряче повітря охолоджується відносно холодним атмосферним повітрям. Відмова від громіздких систем водоохолодження дуже важлива для регіонів, де існують проблеми із водопостачанням. Для здійснення теплообміну необхідне примусове прокачування атмосферного повітря через охолоджувач за допомогою одного вентилятора (або декількох).

Апаратами ПРТ оснащуються поршневі компресори малої та середньої потужності (економія масогабаритних показників 25 %) й усі гвинтові компресорні установки.

6.5.осушення повітря

6.5.1. Основні поняття й методи осушення

Повітря завжди містить вологу, абсолютно сухим воно може бути лише за температури – 273 °С. Стиснене повітря вважається сухим, якщо в необхідному діапазоні зміни його параметрів відносна вологість $\varphi = 100$ %, тобто стан вищий від лінії насичення.

У процесі використання стисненого повітря можуть виникати умови, за яких його стан зміниться до насичення, і почне конденсуватися й випадати краплинна волога. Ця волога може викликати погіршення

працездатності пневмомеханізмів та приладів. Для запобігання шкідливим явищам повітря необхідно осушувати.

Процеси осушення повітря спрямовані на зниження вологовмісту повітря шляхом видалення зайвої вологи. Якщо ступенем вологості повітря є вологовміст, то ступенем осушування повітря є температура точки роси, тобто температура, при якій відбувається конденсація парів вологи. Наприклад, якщо осушення повітря проведене до температури точки роси $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, це означає, що використання стисненого осушеного повітря можливе без випадання вологи аж до температури, що дорівнює точці роси. З іншого боку, вимоги, що висуваються щодо осушення повітря, повинні виходити з величини мінімально можливої температури робочого процесу. Так, для стисненого повітря, використовуваного в технічних системах в умовах Крайньої Півночі, повинне застосовуватися осушення до точки роси $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$, в умовах помірного клімату – до $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. У разі використання повітря для механізмів усередині опалювальних приміщень температура точки роси береться такою, що дорівнює $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$. У деяких випадках потрібне дуже високе осушення – до $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Існує багато способів видалення води з вологого повітря. Осушення буває неглибоким і глибоким. Відповідно використовують різні способи та пристрої. Дія деяких із них ґрунтуються на охолодженні повітря до необхідної точки роси. Це може бути холодильний апарат (рис. 6.23 а), в якому повітря стикається з охолодженою твердою поверхнею і волога конденсується. Існують апарати, де у висхідний із невеликою швидкістю потік вологого повітря вприскується холодна вода (рис. 6.23 б). Поверхні холодних краплинок води є конденсатором і поглиначем вологи з повітря. Ці способи енерговитратні і

не можуть використовуватися для глибокого осушення повітря.

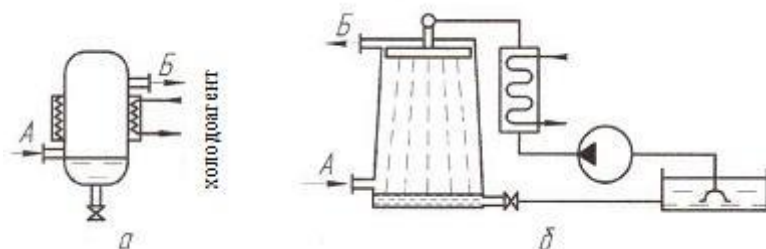


Рисунок 6.23 – Схеми апаратів для неглибокого осушення вологого повітря методом охолодження (а) та методом уприскування холодної води (б); А – вологе повітря, Б – осушене повітря

У промислових системах підготовки стисненого повітря найбільш широкое застосування одержали два методи осушення повітря:

- адсорбція води;
- виморожування води.

Адсорбція – це властивість деяких матеріалів вбирати вологу, що міститься в повітрі, при контактi з ним, не вступаючи в хiмiчну взаємодiю. Такi матерiали називаються *адсорбентами*. Адсорбенти бувають поверхневої дiї, в яких волога осiдає на поверхнi гранул у виглядi плiвки, i об'ємної дiї, де волога заповнює пори частинок адсорбенту.

Адсорбенти характеризуються рiзною поглинальною здатнiстю – кiлькiстю увiбраної вологи в одиницi об'єму. Найбiльш поширеними адсорбентами є силікагель та цеолiт. Силікагель – це речовина (гель), яку одержують при обробленнi силікату натрiю (рiдкогo скла) мiнеральними кислотами. Цеолiт – штучно одержуваний алюмосилікат, що має високу поглинальну здатнiсть.

Поглиналина здатність адсорбентів не безмежна. Існує межа насичення їх вологою, що характеризується вологомісткістю адсорбенту:

$$a = \frac{\text{максимальное количество поглощенной влаги}}{\text{масса адсорбента}} \cdot 100\% .$$

Для силікагелю: $a = 12\text{--}14\%$, для цеоліту $a = 18\text{--}21\%$. Адсорбент масою G може поглинути максимальну кількість вологи, що дорівнює $G_{\text{води}} = aG$. При цьому можна досягнути глибокого осушення.

Видалення вологи з адсорбентів – *десорбція* – відбувається шляхом підвищення температури, наприклад прокачуванням через адсорбент гарячого повітря або пари. Процес відновлення поглинальних властивостей адсорбенту називається *регенерацією*.

Застосовуються також *абсорбційні осушувачі*, в яких відбувається хімічний процес поглинання парів вологи агентом (деякими солями, гліколем, гліцерином і т. п.). Середнє досягне значення точки роси на $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ менше, ніж температура повітря, що надходить, тобто такі апарати менш ефективні, ніж адсорбери, а експлуатація їх більш складна.

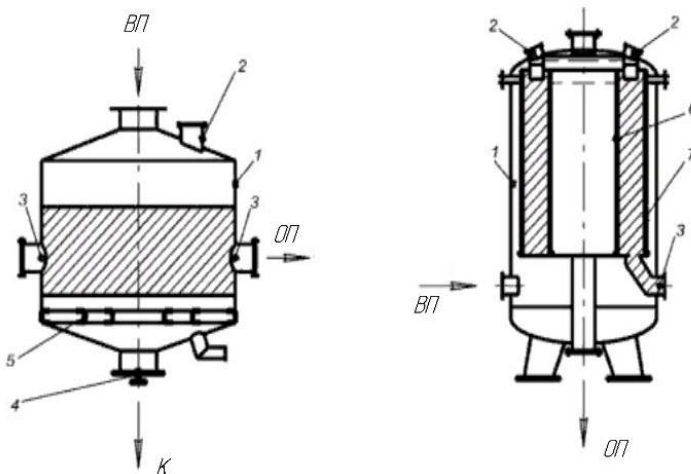
Метод виморожування ґрунтується на відведенні теплоти від осушуваного повітря при його охолодженні. При цьому відбувається випадання вологи у вигляді краплин або снігу. Охолодження повітря відбувається в теплообмінних апаратах із використанням холодоагентів – аміаку або фреону.

Для реалізації зазначених методів осушення використовуються спеціальні апарати-осушувачі.

6.5.2. Будова та принцип дії адсорберів

Адсорбери застосовуються для глибокого осушення вологого повітря, аж до точки роси – 50–80 °С.

Ці апарати є металевими циліндричними посудинами з конічними або еліптичними кришками (рис. 6.24), всередину яких завантажуються адсорбент. Адсорбент утримується за допомогою колових або циліндричних ґраток, створюючи порожнини підведення й відведення повітря. Адсорбер обладнаний патрубками і штуцерами для підведення й відведення повітря, для відведення конденсату, люками – для завантаження і вивантаження адсорбенту. Залежно від розташування адсорбери бувають з вертикальним, горизонтальним та кільцевим шаром.



а)

б)

Рисунок 6.24 – Адсорбери із вертикальним (а) та кільцевим (б) шаром адсорбенту: 1 – корпус; 2 – люки для завантаження адсорбенту; 3 – люки для вивантаження адсорбенту; 4 – штуцер для відведення конденсату; 5, 6, 7 – ґратки; ВП – вологе повітря; ОП – осушене повітря; К – конденсат

Осушення повітря відбувається шляхом прокачування вологого повітря, як правило, зверху вниз через шар адсорбенту, де з повітря добувається волога. Через певний період часу настає насичення адсорбенту вологою, адсорбер повинен бути відключений на регенерацію. Добування вологи відбувається шляхом нагрівання адсорбенту і зниження тиску в апараті. Нагрівання відбувається гарячим повітрям, потім відбувається охолодження й осушення адсорбенту. Конденсат, що утворився при регенерації, відводять. Після цього апарат може експлуатуватися.

Таким чином, адсорбер, за своєю суттю, є апаратом періодичної дії. Його дія відбувається в чотири стадії:

- поглинання адсорбентом вологи з повітря;
- видалення вологи з адсорбенту при його нагріванні;
- сушіння адсорбенту гарячим повітрям;
- охолодження адсорбенту холодним повітрям.

Тому адсорбційні осушувальні установки виробляються з двома адсорберами, один з яких працює в режимі адсорбції, а інший – у режимі регенерації. Почергове перемикання режимів відбувається автоматично за допомогою спеціальних електромагнітних або пневматичних вентилів. Схема такої установки наведена на рис. 6.25.

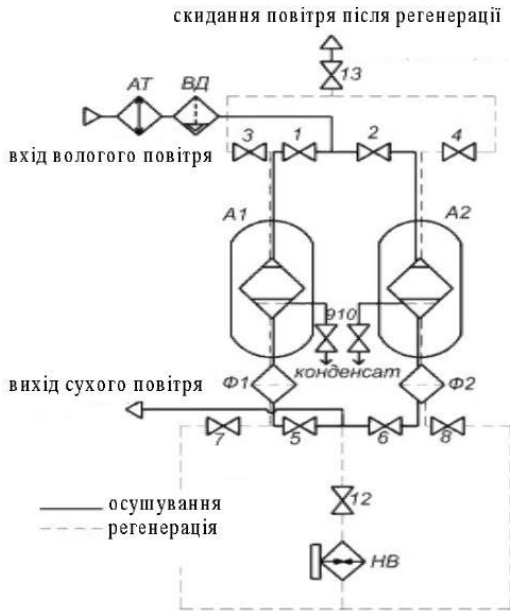


Рисунок 6.25 – Функціональна схема адсорбційної осушувальної установки: АТ – повітроохолоджувач; ВД – вологовіддільник; А1, А2 – адсорбери; НП – нагрівач повітря; Ф1, Ф2 – фільтри; 1, 2, ..., 13 – вентилі

Установка працює так. Вологе стиснене повітря від компресора охолоджується в охолоджувачі, потім у вологомасловіддільнику відбувається відділення конденсату. Періодично відбувається продування вологомасловіддільника для видалення конденсату. Охолоджене й очищене повітря надходить на осушення через вентиль 1 в адсорбер А1. Вентиль 2 закритий, оскільки адсорбер А2 працює в режимі регенерації. Пройшовши через шар адсорбенту, повітря віддає йому свою вологу й осушується. Захоплені потоком повітря

частинки адсорбенту затримуються фільтром, який також періодично продувається. Після фільтра відбувається відбирання повітря у вимірник вологості. Через вентиль 5 сухе повітря спрямовується до споживача.

Частина повітря (до 20 %) після адсорбера А1 через вентиль 12 надходить в електропідігрівач НП і нагрівається там до температури 350–400 °С. Гаряче повітря, що ввібрало у себе вологу із адсорбера А2, спрямовується через регулювальний вентиль 4, дроселюється і через вентиль 13 викидається в атмосферу. Регулювальний вентиль налаштований так, щоб повітря, проходячи через підігрівач, нагрівалося до температури 350–400 °С. Контроль за цією температурою проводиться візуально за ртутними термометрами, встановленими між підігрівачем та адсорбером.

Досягши температури регенеруючого повітря 120 °С на виході з адсорбера А2, підігрівач НП вимикається.

Тепер уже холодне повітря продувається через адсорбер і охолоджує його. Ємність з адсорбентом охолоджується і при досягненні температури повітря продувки на виході 60 °С продування повітря припиняється, і перемиканням відповідних вентилів адсорбер з режиму регенерації переводиться в режим готовності до роботи на осушування. Тривалість циклів перемикання в середньому становить до 5 годин. Перемикання відбувається автоматично.

Адсорбційна установка обладнана щитом контролю і управління. За величиною виміряного вологовмісту, користуючись таблицею 6.2, визначають ступінь осушення повітря, що виражається в температурі точки роси. Загальний вигляд адсорбційної установки показаний на рис. 6.26.

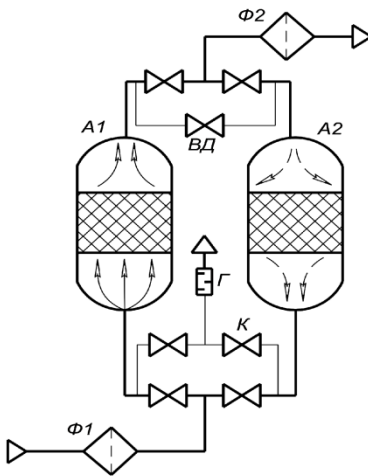


Рисунок 6.26 – Схема та загальний вигляд адсорбційної установки:
 A1, A2 – адсорбери; Φ1, Φ2 – фільтри; Г – глушник;
 ВД – вентиль дроселювальний; К – клапан скидання

У сучасних конструкціях адсорбційних установок деяких закордонних фірм нагрівання повітря, що подається на регенерацію, не застосовується. Для цього використовується частина стисненого осушеного повітря, що дроселюється до атмосферного тиску і спрямовується зверху вниз для просушування адсорбенту, як показано на рис. 6.26 (адсорбер A2).

Розширення повітря дозволяє відібрати вологу з адсорбера. Після цього повітря викидається в атмосферу через випускний клапан та глушник. У такій схемі виключаються додаткові витрати енергії на нагрівання повітря.

Іншою особливістю цієї схеми є застосування вхідного й вихідного повітряних фільтрів. Вхідний фільтр призначений для очищення стисненого повітря від твердих

та рідких домішок розміром більше 0,01 мкм. Вихідний фільтр застосовується для уловлювання пилу адсорбенту, який може утворюватися при декомпресії, тобто різкому зниженні тиску при переході на режим регенерації.

Існують схеми адсорбційного осушення із використанням тепла стисненого повітря після компресора. У цьому випадку кінцевий повітроохолоджувач не встановлюють. Гаряче повітря спрямовують у перший адсорбер, що перебуває на регенерації, потім, додатково охолодивши в теплообміннику, спрямовують на осушення в другий адсорбер.

6.5.3. Приблизний розрахунок адсорбера

Нехай необхідно осушити повітря в кількості V , м³/год. Параметри повітря, що надходить, p_1 , t_1 . Потрібно осушити повітря до точки роси t_s при тому самому тиску p_1 і заданій температурі повітря t_a . Відносну вологість повітря φ вважаємо такою, що дорівнює 100 %.

Вологовміст повітря d_1 , г/кг, що надходить у блок осушення, визначаємо за t - d -діаграмою вологого повітря. Задана точка роси t_s за діаграмою визначає вміст вологи в повітрі – d_2 , г/кг, на виході з адсорбера.

Необхідне зменшення вологовмісту дорівнює, г/кг:

$$d = d_1 - d_2.$$

Маса адсорбенту G , кг, може осушувати задану витрату вологого повітря V , м³/год, лише упродовж певного часу τ , год. Ці величини пов'язані співвідношенням

$$G = V \rho d \tau / \dot{a}, \quad (6.25)$$

де V – об'ємна витрата повітря, м³/год;

ρ – густина повітря, $\rho = P/RT$ кг/м³;

τ – тривалість циклу осушення, годин;

a – коефіцієнт поглинальної здатності

адсорбенту, кг/кг.

Основними характеристиками адсорбенту є поглинальна здатність a кг/кг і час до насичування τ_n .

Залежність поглинальної здатності адсорбенту від часу наведена на рис. 6.27.

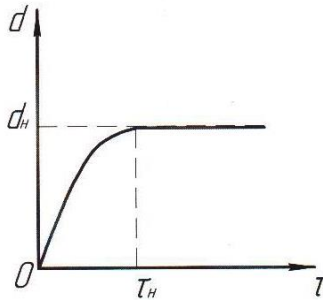


Рисунок 6.27 – Графік насичування адсорбенту

Час τ_n , як правило, задають таким (5–6 годин).

Кількість вологи, що може поглинути адсорбент, знаходять із співвідношення

$$G_d = G_a. \quad (6.26)$$

Якщо густина адсорбенту ρ_u , то необхідний розрахунковий завантажувальний об'єм, м³, ємності

$$V_p = \frac{G}{\rho_u} i. \quad (6.27)$$

Реально береться деякий запас щодо ємності

$$V_0 = (1,2-1,3) V_p.$$

Після насичування адсорбера через час τ_n необхідно проводити регенерацію, тобто видалення вологи з адсорбера (його сушіння). Осушування адсорбера

проводиться гарячим повітрям, що продувається через шар адсорбенту. Кількість тепла, ккал/год, що надходить у балон осушування з гарячим повітрям, дорівнює

$$Q_p = V_p \rho c_p (T_2 - T_{вих}), \quad (6.28)$$

де V_p – витрата регенеруючого гарячого повітря;

T_2 – його температура (350–400);

$T_{вих}$ – температура регенерованого повітря на виході з адсорбера (120 °C).

Загальна кількість теплоти, необхідна, щоб нагріти балони та адсорбент, провести випарювання і поглинання вологи, покрити втрати в доквіллія, дорівнює $Q = \Sigma Q_i$, ккал.

Час, необхідний для проведення регенерації,

$$\tau_p = \frac{Q}{Q_p}. \quad (6.29)$$

При цьому необхідно додержуватися умови $\tau_p < \tau_n$.

Приклад 6. Необхідно осушити повітря до точки роси $t_s = -15$ °C після поршневої компресорної установки продуктивністю 10 м³/хв із тиском нагнітання 0,8 МПа і температурою 60 °C. Відносна вологість всмоктуваного атмосферного повітря $\varphi = 60$ %.

За діаграмою для вологого повітря визначаємо вологовміст повітря при параметрах нагнітання ($p_1 = 0,8$ МПа, $t_1 = 60$ °C):

$$d_1 = \varphi d' = 0,6 \cdot 20 = 12 \text{ г/кг}$$

і для точки роси на виході з адсорбера ($p_2 = p_1 - \Delta p_c = 0,72$ МПа; $t_s = -15$ °C):

$$d_2 = \varphi d'' = 0,6 \cdot 0,17 = 1 \text{ г/кг.}$$

Зменшення вологовмісту повітря в адсорбері

$$d = d_1 - d_2 = 12 - 1 = 11 \text{ г/кг.}$$

Для одержання заданої точки роси необхідно застосувати адсорбер із наповненням селікогелем ($\rho = 600$ г/л, $a = 110$ г/л). Кількість відібраної вологи при циклі насичення $\tau = 5$ год дорівнює

$$G_{\text{дв}} = V \rho d \tau = 10 \cdot 60 \cdot 1,293 \cdot 0,011 \cdot 5 = 42,7 \text{ кг.}$$

Необхідна маса силікагелю

$$G = \frac{G_{\text{дв}}}{a/\rho} = \frac{42,7}{110/600} = 232,9 \text{ кг.}$$

Розрахунковий завантажувальний об'єм силікагелю

$$V_p = \frac{G}{\rho} = \frac{232,9}{0,6} \approx 388,2 \text{ л.}$$

Визначення часу регенерації вимагає проведення досить складних теплових розрахунків.

6.5.4. Холодильні осушувачі

Останніми роками широкого промислового застосування набувають холодильні осушувачі, так звані рефрижераторні осушувачі. Ці осушувачі і за принципом дії, і за будовою, і навіть за зовнішнім виглядом нагадують звичайні холодильні шафи. Принцип їх дії базується на перенесенні тепла від стисненого повітря до холодоагенту. З охолодженого повітря виділяється краплинна волога, за рахунок чого і відбувається осушування повітря.

Робота апарата показана на рис. 6.28. Головний елемент – це комбінований теплообмінник, що складається з двох секцій: спочатку гаряче повітря, що надходить, охолоджується холодним повітрям, що виходить, а потім віддає тепло холодоагенту, що циркулює холодильним циклом. У сепараторі відбуваються відділення і скидання конденсату. Скидання конденсату відбувається автоматично.

Охолоджувач оснащений системою керування, що дозволяє встановити й автоматично підтримувати точку роси незалежно від коливань витрати повітря та його тиску. У разі зупинення компресора, що нагнітає повітря, осушувач автоматично вимикається. Ці установки надійні,

мають підвищений термін служби і менші експлуатаційні витрати порівняно з адсорберами. Такі апарати здійснюють неглибоке осушення до точки роси не нижче $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто застосовуються в основному для внутрішньоцехових систем усередині приміщень.

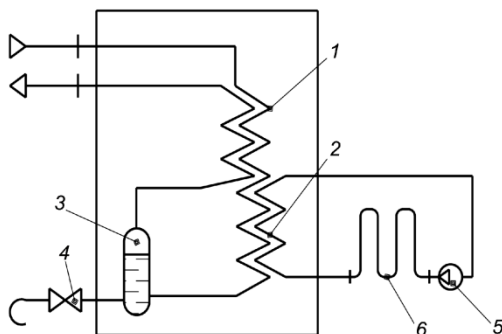


Рисунок 6.28 – Схема холодильного осушувача:

- 1 – теплообмінник «повітря-повітря»; 2 – теплообмінник «повітря-холодоагент»; 3 – сепаратор конденсату; 4 – конденсаторовідвідник;
5 – холодильний компресор; 6 – конденсатор

6.5.5. Теплообмінний триходовий осушувач

Цей новий тип осушувача призначений для малих, середніх та великих компресорних станцій практично будь-яких галузей промисловості, де потрібна підготовка повітря із неглибоким осушенням.

Принципова відмінність конструкції осушувача полягає в тому, що охолодження й осушення гарячого вологого повітря відбувається за рахунок тепла самого повітря і вимушеного охолодження атмосферним повітрям від вентилятора.

Конструкція осушувача (рис. 6.29) є трипотоквим теплообмінником, виконаним за схемою «труба в трубі».

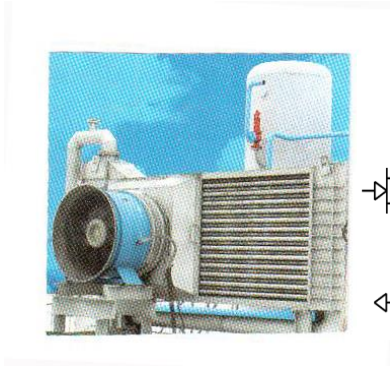


Рисунок 6.29 – Загальний вигляд та схема теплообмінного осушувача ОСП: 1 – теплообмінник «труба в трубі»; 2 – вентилятор; 3 – перевідне коліно; 4 – конденсатовідвідник; 5 – вихідний патрубок

На вхід осушувача подається стиснене повітря, заздалегідь очищене і з температурою не більше $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Проходячи від вхідного колектора до вихідного по трубах малого діаметра, повітря охолоджується омиваючим зустрічним холодним потоком, а далі за ходом – атмосферним повітрям, що продувається вентилятором. Із охолодженого повітря випадає краплинна волога, що накопичується в нижній частині вихідного колектора і відводиться через автоматичний конденсатовідвідник. Охолоджене й осушене таким чином повітря перевідним коліном спрямовується у внутрішній простір труб більшого діаметра назустріч гарячому повітрю, що підводиться, яке нагріває осушене повітря, тим самим підвищуючи його запас за точкою роси при подальшому його охолодженні під час використання в мережі. Підігрівання повітря перед споживачами об'ємної дії збільшує його працездатність, оскільки об'ємна витрата повітря збільшується.

Осушувачі такого типу призначені для підготовки повітря продуктивністю від 10 до 1 000 м³/хв та більше. Температура точки роси осушеного повітря знаходиться в межах від -23,5 °С до +5 °С (залежно від температури атмосферного повітря). Забезпечувана якість стисненого повітря достатня для більшості загальнопромислових споживачів. Осушувачі, як правило, встановлюються на відкритому майданчику поблизу компресорної станції. У холодну пору року вентилятор вимикається. При великих довжинах пневмомагістралей залежно від вимог перед групою споживачів рекомендується встановлювати додаткові технічні пристрої – вологовіддільники, конденсатовідвідники, фільтри, місцеві осушувачі з більш глибоким осушенням.

Основні переваги розглянутого типу осушувачів: низьке енергоспоживання; мінімальні експлуатаційні витрати, екологічно чистий процес, відсутність жорстких вимог до якості повітря на вході в осушувач, запобігання активній корозії пневмоприводів та пневмообладнання.

6.5.6. Мембранні осушувачі

Останніми роками у промисловості здебільшого застосовується мембранна технологія осушення. Ця технологія базується на використанні так званого «молекулярного сита», принцип дії якого полягає в селективному відділенні молекул водяної пари від потоку повітря. Мембрани роблять зі спеціальних полімерних матеріалів у вигляді порожнистих волокон (трубок) із проникаючими стінками. При продуванні стисненого повітря через пучки волокон молекули водяної пари проникають крізь мембрани в простір, обмежений стінками посудини, звідки видаляються назовні. Такі осушувачі дозволяють одержати зниження температури

точки роси на величину від 20 до 55 °С. Проте при глибокому осушенні до точки роси –40 °С потрібніша додаткова витрата осушеного повітря в кількості 10–15 % для створення протитечії в міжмембранному просторі, тобто енергоспоживання підвищується.

Мембранні осушувачі мають ряд істотних переваг:

- компактність;
- відсутність рухомих частин;
- екологічна чистота;
- немає виділення вологи у процесі осушення.

6.6. Норми забрудненості стисненого повітря

Стисненим повітрям є, власне, повітря із розподіленими в ньому парами і частинками твердих та рідких речовин. Усі ці компоненти називаються забрудненнями. Залежно від концентрації вологи і твердих частинок ГОСТ 17433–80 передбачає 14 класів забрудненості (табл. 6.2).

При визначенні точки роси як мінімальна робоча температура застосовується найменша з мінімальних температур стисненого повітря або навколишнього середовища.

Для класу 0 і непарних класів наявність рідкої вологи у стисненому повітрі не допускається, а її вміст у пароподібному стані визначається точкою роси. Для забезпечення цих вимог необхідне осушування або підігрівання стисненого повітря.

Для парних класів стандартом допускається вміст вологи в рідкому стані, а вміст водяної пари не регламентується. Для цих класів осушування не потрібне.

У міжнародних стандартах прийнята інша система класифікації повітря (табл. 6.3).

Таблиця 6.2 – Класи забрудненості стисненого повітря за ГОСТ 17433–80

Клас забрудн.	Розмір твердих частинок, мкм, не більше	Вміст сторонніх домішок, мг/м ³ , не більше (зведено до 20 °С і 760 мм рт. ст.)		
		тверді частинки	волога (у рідкому стані)	масло (у рідкому стані)
1	2	3	4	5
0	0,5	0,001	Не допускається	
1	5	1	Не допускається	
2			500	Не допускається
3	10	2	Не допускається	
4			800	16
5	25	2	Не допускається	
6			800	16
7	40	4	Не допускається	
8			800	16
9	80	4	Не допускається	
10			800	16
11	Не регламентується	12,5	Не допускається	
12			3200	25
13		25	Не допускається	
14			10 000	100
<p>Точка роси повинна бути:</p> <ul style="list-style-type: none"> – для класів 0 і 1 – нижче мінімальної робочої температури не менше ніж на 10 °С, але не вище мінус 10 °С; – для класів 3, 5, 7, 9, 11 і 13 – нижче мінімальної робочої температури, але не менше ніж на 10 °С; – для класів 2, 4, 6, 8, 10, 12 і 14 температура точки роси не регламентується 				

Таблиця 6.3 – Класифікація повітря згідно з ISO-8573-1

Клас	Кінцевий залишок масла, мг/м ³	Тонкість фільтрації, мкм	Кінцевий залишок пилу, мг/м ³	Точка роси, °С	Кінцевий залишок вологи, мг/м ³
1	0,01	0,1	0,1	-70	0,003
2	0,1	1	1	-40	0,11
3	1	5	5	-20	0,88
4	5	15	8	+3	6,0
5	25	40	10	+7	7,8
6	—	—	—	+10	9,4

Вибір необхідного класу забрудненості повітря для живлення пневматичних приладів, інструментів, устаткування можна провести за табл. 6.4.

Таблиця 6.4 – Рекомендовані класи забрудненості стисненого повітря для живлення різних пристроїв та систем, для технологічних операцій за РД РТМ 26-12-39-80

Назва пневматичних пристроїв та систем або технологічних операцій, виконуваних стисненим повітрям	Клас забрудненості стисненого повітря за ГОСТ 17433-80
1	2
Пневматичні вимірювальні пристрої	0
Пневматичні прилади та пристрої: 1) дросельні; 2) бездросельні	0, 1, 3 і 5 від 2 до 12
Пневматичні системи зі струминними елементами	0, 2, 3, 5 і 7
Повітряне змащування підшипників	0, 1, 2 і 3
Охолодження та змащування високошвидкісних підшипників	1, 2, 3 і 5

Продовження таблиці 6.4

1	2
Пневмодвигун, розподільна та контрольна апаратура	від 5 до 10
Пневмоінструмент	від 7 до 10
Пневмодвигуни шестеренного, кулачкового і гвинтового типів	від 5 до 12
Пневмодвигуни мембранного, сифонного, шлангового типів	від 9 до 12
Міжцехові повітроводи	від 7 до 14
Цехові повітроводи	від 7 до 12
Стиснене повітря для технологічних операцій:	
1) перемішування електроліта;	1, 2, 3 і 5
2) розпилення лаків;	1, 2, 3 і 5
3) розпилення фарб;	1, 2, 3 і 5
4) очищення та продування деталей під час збирання;	від 5 до 12
5) розпилення фарб для фарбувальних робіт;	7 і 9 11 і 13
6) піскоструминне очищення;	
7) дуття в нагрівальній і термічній печі;	від 9 до 12
8) охолодження інструменту й оброблювальної деталі	від 5 до 12

Приклад 7. Потрібно підібрати устаткування для очищення стисненого повітря, що подається від компресора по трубопроводу, що проходить у приміщенні з мінімальною температурою оточуючого повітря +15 °С, до пневматичних інструментів. За табл. 6.4 визначаємо, що для роботи інструменту потрібне стиснене повітря 7-го класу забрудненості. Допустимий вміст домішок за табл. 6.2:

- твердих частинок – до 4 мг/м³;
- вологи – не допускається;
- масел – не допускається.

Точка роси $t_s = t_{min} - 10 = 15 - 10 = 5$ °С.

Виходячи з цих даних, беремо такі очисні пристрої: фільтр із тонкістю фільтрації до 40 мкм, холодильний осушувач із точкою роси +3 °С.

Приклад 8. Компресор продуктивністю $10 \text{ м}^3/\text{хв}$ подає стиснене повітря на ділянку піскоструминного очищення деталей при тиску нагнітання $7,5 \text{ кгс/см}^2$ і температурі після кінцевого повітроохолоджувача $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Повітря подається трубопроводом D_{y50} довжиною 150 м , що проходить у приміщенні з температурою не нижче $+15 \text{ }^\circ\text{C}$. Визначити допустимість повітря для живлення пристроїв.

За таблицею 6.4 беремо 12-й клас забрудненості із допустимим вмістом за таблицею 6.3:

- твердих частинок – до $12,5 \text{ мг/м}^3$;
- вологи – до 3200 мг/м^3 ;
- масел – до 25 мг/м^3 .

Вологовміст стисненого повітря на початку трубопроводу ($p = 7,5 \text{ кгс/см}^2$, $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$) за діаграмою на рис. 6.2 дорівнює $d_1 = 7 \text{ г/кг}$.

Охолодження повітря в трубопроводі (див. рис. 9.2) $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Гідравлічні втрати (за довідниковими даними) $\Delta p_2 = 0,5 \text{ кгс/см}^2$. Вологовміст у кінці ділянки при $p = 7 \text{ кгс/см}^2$, $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює $d_2 = 2,4 \text{ г/кг}$. Зміна вологовмісту $d_1 - d_2 = 7 - 2,4 = 4,6 \text{ г/кг}$.

Кількість вологи, г/с , що має бути видалена:

$$D = m(d_1 - d_2) \frac{10}{60} = 1,293 \cdot 4,6 = 0,99,$$

що становить $3,564 \text{ л/год}$, або $28,5 \text{ л}$ за 1 зміну.

Вологість повітря, що надходить на ділянку піскоструминної обробки, визначена вищою і дорівнює $2,4 \text{ г/кг}$, або $d_2/p_2 = 2,4/1,16 = 2,07 \text{ г/м}^3 = 2070 \text{ мг/м}^3$, що задовольняє 12-й клас забрудненості.

Таким чином, у цьому прикладі необхідно в кінці ділянки трубопроводу встановити вологовіддільник продуктивністю близько 5 л/год для збирання і відведення конденсату. Що стосується фільтрації твердих частинок, то згідно з табл. 6.2 їх розмір не регламентується, лімітується лише їх ваговий вміст. У цьому випадку вважається достатнім очищення всмоктуваного повітря на вході в компресор.

Контрольні питання

1. Який склад та властивості атмосферного повітря?
2. Чим характеризується вологість повітря?
3. Що таке точка роси вологого повітря і як вона залежить від параметрів повітря?

4. Що означає підготовка стисненого повітря і як вона здійснюється?

5. Наведіть теоретичні основи вологовіддільника (рівняння рівноваги рідкої частинки).

6. Які існують способи вологовідділення та пристрої для їх реалізації?

7. Конструктивні схеми й розрахунок вологовіддільників.

8. У чому полягають особливості конструкції масловіддільників гвинтових компресорів?

9. Які застосовуються способи очищення повітря від твердих домішок?

10. Які пристрої застосовуються для очищення атмосферного повітря від пилу?

11. У чому полягають особливості металевих фільтрів типу Рашинга та Рекк?

12. Які відомі методи осушування повітря?

13. Будова та принцип дії адсорбера?

14. У чому полягають основні принципи розрахунку адсорберів із твердими адсорбентами?

15. Який принцип дії та характеристики холодильного осушувача?

16. У чому полягає суть та принцип дії теплообмінного триходового осушувача?

17. Що таке клас забрудненості стисненого повітря і чим він регламентується?

РОЗДІЛ 7 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

7.1. Загальні положення

При проектуванні компресорної станції і системи повітропостачання промислового підприємства вирішуються такі основні питання:

- визначаються місця розміщення будівель та споруд КС, допоміжних систем та пневмомереж;
- розробляються схеми виробництва стисненого повітря та його підготовки, технічного водопостачання, електропостачання, контролю й керування КС;
- встановлюються взаємозв'язки між КС та іншими об'єктами промислового підприємства;
- передбачаються під'їзні шляхи й інженерні комунікації.

Можливі два випадки проектування системи повітропостачання: у першому випадку, коли виконується проект споруджуваного підприємства і вирішується питання його повітропостачання, у другому випадку, коли потрібне облаштування існуючого підприємства або модернізація існуючої системи повітропостачання. Принципова відмінність проектування полягає в тому, що в першому випадку можливо оптимізувати місця розміщення КС та споруд системи, а в другому випадку необхідно враховувати реальне планування підприємства, а також можливість максимального використання існуючих будівель та споруд. В обох випадках необхідно виконувати розрахунок і проектування КС, допоміжних систем та пневмомережі.

Зрозуміло, при проектуванні враховують ряд техніко-економічних показників, серед яких: ефективність

капіталовкладень, вартість ресурсів, наявність необхідної інфраструктури в регіоні, перспективи розвитку підприємства та ін.

Об'єктами проектування є, власне, компресорна станція і система подачі й розподілу стисненого повітря (пневмомережа). У цьому розділі розглядаються питання проектування лише компресорної станції.

Проект складається з двох основних розділів: будівельної й технологічної частини.

Проект *будівельної частини* передбачає розроблення технічної документації на споруду і облаштування компресорної станції, що включає головну будівлю, допоміжні будівлі і приміщення, а також спорудження фундаментів під установлення компресорів, насосів системи охолодження та змащування, апаратів охолодження повітря і масла, осушувачів, сепараторів, ресиверів та повітрозбірників, опор трубопроводів, каналів для прокладування труб й ін. Проект *технологічної частини* передбачає вибір, установку і обв'язку технологічного устаткування компресорної станції, включаючи компресори з допоміжним устаткуванням, електричну апаратуру, пульт управління, пристрій зв'язку й аварійного оповіщення, опалювання, вентиляцію та ін., а також повітропроводи і пристрої пневмосистеми підприємства.

Проектування виконується відповідно до вимог нормативних документів: будівельна частина – згідно з будівельними нормами і правилами (СНіП), технологічна – згідно з Правилами улаштування та безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів та газопроводів.

7.2. Основні етапи проектування компресорної станції

Вихідними даними для проектування КС є:
– розрахунок продуктивності КС;

- вимоги щодо параметрів та забрудненості стисненого повітря;
- вимоги щодо системи охолодження;
- принципова пневмогідралічна схема КС;
- дані з компресорного устаткування (споживана електрична потужність, витрата охолоджувальної води, витрата мастила);
- дані щодо допоміжного устаткування.

Розрахунок КС та вибір компресорів розглянуті в розділі 3, допоміжне устаткування буде розглянуте в розділі 8. Типова принципова схема КС із системою водяного охолодження наведена на рис. 7.1.

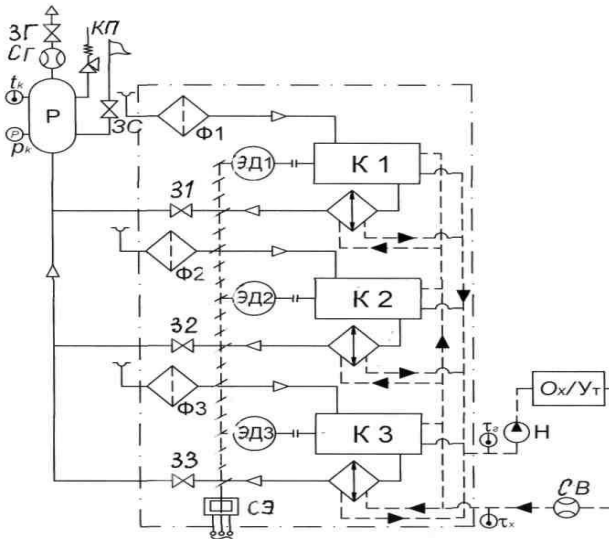


Рисунок 7.1 – Узагальнена технологічна схема КС: К1, К2, К3 – компресори; ЕД1, ЕД2, ЕД3 – електродвигуни; Ф1, Ф2, Ф3 – повітряні фільтри; Р – повітряний ресивер; Н – водяний насос; Ох/Ут – охолоджувач або утилізатор гарячої води; ЛГ – лічильник повітря або визначник витрати повітря; ЛВ – лічильник води; ЛЕ – лічильник електричний; КЗ – клапан запобіжний; ЗС – засувка скидна; ЗГ – засувка головна; 31, 32, 33 – засувки проміжні

7.2.1. Склад споруд КС

Компресорна станція – основна частина системи повітропостачання промислових підприємств, що є комплексом споруд і технічних засобів, призначених для функціонування системи.

Для вироблення стисненого повітря необхідні не лише компресори, але й допоміжні системи та пристрої, що забезпечують їх нормальну роботу: система охолодження масла й повітря, система електроживлення, система автоматики і управління, пристрої для підготовки повітря, для забезпечення нормальної роботи персоналу: опалювання, вентиляція та кондиціонування, штучне освітлення, зв'язок.

Необхідна також відповідна інфраструктура КС: приміщення для установавання устаткування, для виконання ремонтів устаткування, для пульта управління, побутові приміщення для персоналу, електропідстанція, маслогосподарство, комори та ін.

Набір устаткування й елементів інфраструктури залежить від продуктивності компресорної станції, типу і кількості компресорних установок, вимог до якості стисненого повітря. Проте існує загальний для всіх станцій набір устаткування, розглянутий нижче. Відмітимо, що викладення стосується матеріалу централізованих КС і не стосується локальних КС.

До споруд КС у загальному випадку належать:

- головна будівля КС;
- повітрозабірні пристрої;
- повітрозбірники;
- насосна станція;
- охолоджувальні пристрої;
- електрична підстанція.

7.2.2. Компонування компресорної станції

Як правило, будівля КС споруджується окремо, оскільки при цьому спрощується будівництво й експлуатація КС. Але допускається і блокування будівлі КС з іншими виробничими приміщеннями в одному корпусі, якщо це раціонально і задовольняє вимоги санітарних норм та правил безпеки (щодо шуму, вібрації, стічних вод, навантаження на фундамент і т. д.). Прибудовувана КС обов'язково повинна мати не менше 2 вільних стін: торець розширення та світлий бік із віконними прорізами. Наприклад, спорудження КС між двома будівлями таких умов не задовольняє.

Вибрати варіант уперше проектованої КС легше, ніж розробити проект реконструкції діючої КС, оскільки в іншому випадку проєктант «затиснений» довкола КС спорудами, каналами, естакадами, проїздами, що перебувають в експлуатації.

Застосовуються різні варіанти компонувань споруд КС (рис. 7.2).

Найбільш раціональним вважається зімкнене компонування, коли всі основні частини знаходяться у складі або прилягають до головної будівлі КС. Це компактна, зручна схема з мінімальними витратами на будівництво й експлуатацію.

Напівзімкнене компонування (рис. 7.2 б) застосовується тоді, коли з якоїсь причини до машинного залу не можна прибудувати всі допоміжні приміщення (трансформаторну підстанцію, насосну станцію) або коли потрібно наблизити повітрозберігальні ємності до великих і важливих споживачів (пневмомолот, випробувальний пневмомстенд та ін.).

Розімкнене компонування (рис. 7.2 в) – зазвичай вимушений варіант, застосовується найчастіше тоді, коли

устаткування розміщується в прибудовах до виробничих приміщень через планування заводу, що склалося, або через відсутність вільного місця. Іноколи доводиться виконувати облаштування дальнього забору повітря, якщо поблизу КС виділяються шкідливі або небезпечні речовини.

Найменш раціональне *збалансоване* компоновання (рис. 7.2 г), оскільки у виробничому корпусі зменшується освітленість, підвищується шум, ускладнюються комунікації.

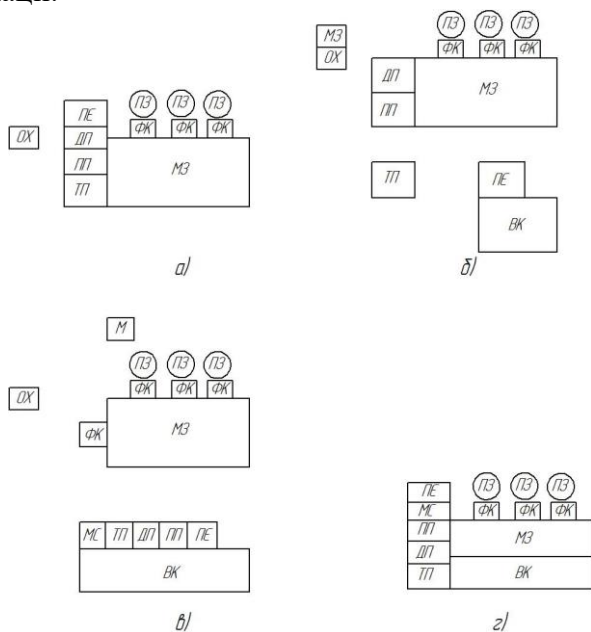


Рисунок 7.2 – Варіанти компоновань основних споруд компресорної станції:

а – зімкнене компоновання; б – напівзімкнене компоновання;

в – розімкнене компоновання; г – зблоковане компоновання;

МЗ – машинний зал; ФК – фільт-камера; ВЗ – повітрозбірник;

ПЗ – повітрозберігальні ємності; НС – насосна станція;

ОХ – охолоджувальний пристрій; ДП – допоміжні приміщення;

ПП – побутові приміщення; ТП – трансформаторна підстанція;

ВК – виробничий корпус

Будівля КС повинна задовольняти такі основні вимоги:

- можливість розширення машзалу та допоміжних приміщень;
- природне освітлення побутових та службових приміщень;
- машзал роблять одноповерховим, допоміжні приміщення – 1–2-поверхові;
- обов'язкове облаштування в'їзних воріт у машзал.

Споруджуються будівлі КС, як правило, із збірного залізобетону на несучих колонах із відстанню між ними 6 x 6 м.

Побутові приміщення можуть бути розміщені в прибудованій цегляній будівлі.

Приклад типового компонування компресорної станції наведений на рис. 7.3. Особливістю компонування є спільне розміщення машзалу та приміщення розподільних пристроїв без стіни між ними.

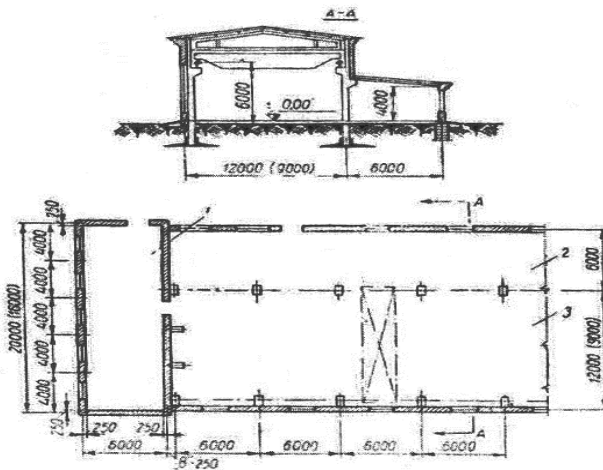


Рисунок 7.3 – Компонування компресорної станції:

- 1 – блок побутових та допоміжних приміщень; 2 – приміщення розподільних пристроїв; 3 – машзал

7.2.3. Машинний зал

Основне устаткування компресорної станції розміщується у спеціальному приміщенні, що має машинний зал, апаратну з пультами управління та приладами контролю за роботою устаткування, допоміжні й підсобні приміщення. Компонування устаткування компресорної станції повинне відповідати таким вимогам:

- раціональне використання площі й об'єму приміщення;
- нормальна робота компресорів, апаратів та систем;
- зручність доступу до них під час обслуговування та виконання монтажних-демонтажних робіт під час ремонту.

Рекомендується ізоляція машинного залу від інших приміщень компресорної станції для зниження шуму й поліпшення санітарно-гігієнічних умов роботи обслуговуючого персоналу. Приміщення для чергового персоналу виконується або в суміжній, з'єднаній проходом із машинним залом кімнаті, або у прибудові усередині машинного залу.

Планування машинного залу повинне забезпечувати скорочення довжини трубопроводів та комунікацій і найбільш повне використання об'єму приміщення при мінімальній площі.

У машинному залі, як правило, встановлюються:

- компресорні установки з приводами;
- кінцеві повітроохолоджувачі;
- масловіддільники;
- місцеві щити КВП;
- електричні щити (шафи);
- устаткування для ремонту й обслуговування.

Компресори продуктивністю до 10 м³/хв можуть встановлюватися з дозволу технічної інспекції у звичайних виробничих приміщеннях, на нижніх поверхах із додержанням умов міцності стін фундаментів та перекриттів від аварії, наявності віконних і дверних прорізів, без вентиляції. При цьому не дозволяється установа компресорів у загальному виробничому приміщенні (цеху), де проводяться фарбувальні або інші роботи з виділенням вибухонебезпечних газів.

Машзал – одноповерховий, вогнестійкого виконання, з необхідною вентиляцією.

Площа машзалу повинна забезпечувати зручність для монтажних, ремонтних робіт, обслуговування та прибирання приміщення. Повинна забезпечуватися добра природна освітленість робочих місць. Висота машзалу повинна бути не меншою 4 м. Машзал повинен бути оснащений пересувним вантажопідйомним пристроєм і мати не менше 2 виходів у різних кінцях залу, один з яких – ворота шириною 1,5–3 м.

При розстановці устаткування в машзалі необхідно враховувати такі основні норми:

1. Відстань між крайніми виступними частинами машин – не менше 1,5 м.
2. Ширина вільного проходу між машинами – не менше 1,5 м.
3. Відстань між стіною та крайнім положенням висунутих штоків, роторів – не менше 1 м.
4. Ширина основного проходу вздовж фронту машин – не менше 1,5 м, при розміщенні компресорів у два ряди – не менше 2 м.
5. Відстань між електродвигунами та щитами управління – не менше 2 м.
6. Прохід між електрощитом і стіною – не менше 0,8 м.

7. Машини та устаткування повинні бути розміщені в зоні обслуговування крана.

Під час проектування КС також необхідно враховувати і ряд додаткових вимог:

- допоміжне устаткування, що не вимагає різнобічного обслуговування, можна встановлювати впритул до стін (повітроохолоджувачі, маслотовологовіддільники, ємності);

- трубопроводи кріплять до стін і колон або укладають у каналах у підлозі. Труби не повинні виступати над підлогою вище ніж на 200 мм, а прокладені над підлогою – не менше 1,8 м від підлоги;

- необхідно передбачити місце для ремонту машин;

- допускається встановлення слюсарних верстаків та легких верстатів;

- електродвигуни необхідно розміщувати біля глухої стіни, а компресори – з боку обслуговування, біля закритої стіни.

Фундаменти під компресори, електродвигуни й насоси не повинні бути зв'язані між собою, щоб запобігти передачі вібрацій.

Повітропроводи не повинні бути жорстко прикріплені до конструкцій будівель. Трубопроводи, що під'єднуються до циліндрів компресора, повинні мати достатню гнучкість, щоб не створювати зусилля на патрубки компресора.

Після кожного рівня для поршневих компресорів та кожної секції для відцентрових компресорів необхідно встановлювати запобіжний клапан на ділянці охолодженого повітря.

На нагнітальних трубопроводах між кінцевим охолоджувачем та повітрозбірником або колектором обов'язкове встановлення зворотного клапана для

недопущення зворотного розкручування вала при зупиненому компресорі.

Як приклад розміщення устаткування на компресорній станції малої продуктивності розглянемо компресорну станцію такого виду з двома поршневыми компресорами типу 200В–10/8. Принципова технологічна схема станції наведена на рис. 7.4.

Всмоктуване через повітрозбірник 3 атмосферне повітря очищається у фільтрі 4 і надходить на стискання в перший ступінь компресора 2, потім через проміжний охолоджувач 6 надходить на стискання в другому ступені. У кінцевому охолоджувачі 7 стиснене повітря охолоджується, очищається від масла і надходить у повітрозбірник 8 і далі – у пневмомережу.

Схема дозволяє одночасно працювати двом компресорам, а також вмикати або вимикати будь-який із них як у ручному режимі, так і автоматично.

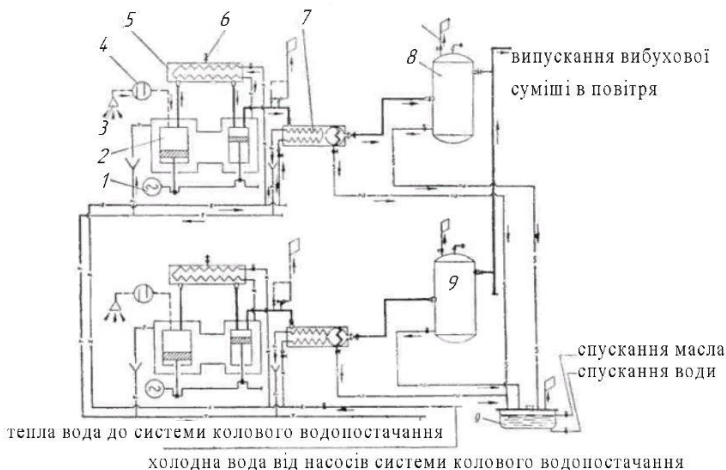


Рисунок 7.4 – Принципова схема компресорної станції із двома поршневими компресорами 200В-10/8: 1 – електродвигун; 2 – компресор; 3 – повітроприймач; 4 – фільтр; 5 – проміжний охолоджувач; 6 – запобіжний клапан; 7 – кінцевий охолоджувач із масловіддільником; 8 – повітрозбірник; 9 – бак для збирання води і масла при продуваннях посудин

На рисунках 7.5 і 7.6 показані план та переріз машинного залу компресорної станції. Машинний зал може бути прибудований до виробничого корпусу довгим боком. У торці машинного залу можуть бути побудовані побутові і допоміжні приміщення. Основне і допоміжне устаткування взяте відповідно до технологічної схеми (див. рис. 7.4).

Площа машинного залу для обраного устаткування взята мінімальною. Компресори з електродвигунами розміщені так, що поздовжні осі компресорних агрегатів перпендикулярні до поздовжньої осі машинного залу. Це створює зручності для обслуговування компресорів під час експлуатації (прилади, встановлені на компресорах, повернуті в бік головного проходження фронту обслуговування). Канали з трубопроводами при цьому мають найменшу довжину і не перетинаються з електричними кабелями.

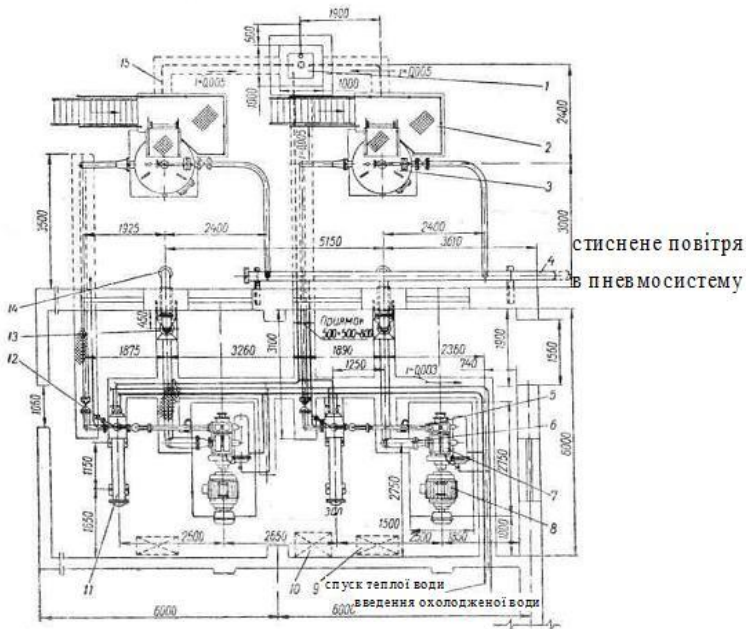


Рисунок 7.5 – Розміщення устаткування на компресорній станції з двома компресорами 200В–10/8 (план): 1 – бак для збирання масла і води при продуваннях повітрязбірників та масловіддільників; 2 – майданчик для обслуговування арматури; 3 – повітрязбірник; 4 – колектор магістральної пневмомережі; 5 – нагнітальний повітропровід; 6 – всмоктувальний повітропровід; 7 – компресор; 8 – електродвигун; 9 – місце встановлення електрощита; 10 – місце встановлення щита загальних вимірювань; 11 – кінцевий охолоджувач повітря з масловіддільником; 12 – зворотний клапан; 13 – фільтр для очищення всмоктувального повітря; 14 – повітроприймач; 15 – трубопровід для спускання масла і води з повітрязбірника

Фільтри і повітрязбірники розміщені в простінках і не затемнюють приміщення. Для полегшення вантажопідйомних робіт у машинному залі є монорельси для ручної талі вантажопідйомністю 1 т. Трубчасті секції кінцевих охолоджувачів можуть бути легко виняті із корпусів охолоджувачів під час ремонтних робіт.

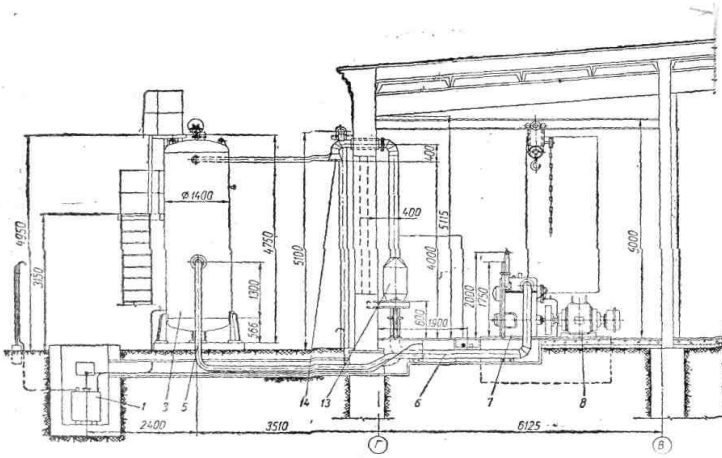


Рисунок 7.6 – Розміщення устаткування в компресорній станції з двома компресорами 200В–10/8 (переріз): 1 – бак для збирання масла й води при продуваннях повітрязбірників та масловіддільників; 2 – майданчик для обслуговування арматури; 3 – повітрязбірник; 4 – колектор магістральної пневмережі; 5 – нагнітальний повітропровід; 6 – всмоктувальний повітропровід; 7 – компресор; 8 – електродвигун; 9 – місце встановлення електрощита; 10 – місце встановлення щита загальних вимірювань; 11 – кінцевий охолоджувач повітря з масловіддільником; 12 – зворотний клапан; 13 – фільтр для очищення всмоктувального повітря; 14 – повітроприймач; 15 – трубопровід для спускання масла і води з повітрязбірника

Проектування КС із відцентровими компресорами виконується за вимогами, аналогічними викладеним вище для КС із поршневими компресорами. Проте необхідно зважати на деяку специфіку, пов'язану з відмінністю принципу дії та особливостями конструкції турбокомпресорів.

Передусім відцентрові компресори – це машини великої продуктивності й потужності. Вони встановлюються повністю автономно, для них не

допускається використання загальних систем та обладнання. Типова схема повітряної турбокомпресорної установки наведена на рис. 7.7.

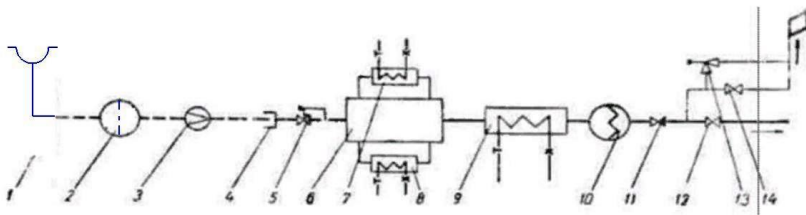


Рисунок 7.7 – Принципова схема турбокомпресорної повітряної установки: 1 – приймач вільного повітря; 2 – фільтр; 3 – діафрагма вимірна; 4 – компенсатор; 5 – дросель із регулятором; 6 – турбокомпресор; 7 і 8 – проміжні охолоджувачі повітря після першої та другої груп коліс; 9 – кінцевий охолоджувач; 10 – водовіддільник; 11 – зворотний та антипомповий клапани; 12 – головна засувка; 13 – запобіжний клапан; 14 – вихлопна засувка

Вхідний фільтр 2 монтується у фільтрі-камері у вигляді панелі, що складається з металевих комірок. Між діафрагмою 3 та дросельним клапаном 5 встановлюється еластичний компенсат 4 для компенсації температурних подовжень повітропроводу. Дросельний клапан 5, як правило, зв'язаний із регулятором, що підтримує постійний тиск у напірному повітропроводі тим, що, відкриваючи або закриваючи дросельну заслінку, регулює кількість всмоктуваного повітря. Водовіддільник 10 можна не встановлювати, якщо немає необхідності в одержанні сухого повітря. На напірній лінії повітропроводу обов'язково встановлюються зворотний та антипомповий клапани 11. Головна засувка 12 і вихлопна засувка 14 встановлюються також для усунення помпажу (при зменшенні споживання стисненого повітря в пневмережі тиск у ній підвищується, і автоматично відкривається засувка 14, що випускає частину стисненого повітря в атмосферу).

Вихлопна засувка 14 необхідна також при паралельній роботі турбокомпресора. У цьому випадку робота турбокомпресора починається при закритій головній засувці 12 і повністю відкритій вихлопній засувці 14.

Відкриття засувки 12 і закриття засувки 14 відбуваються поступово; при цьому необхідно стежити за манометром для того, щоб тиск повітря в турбокомпресорі відповідав тиску в головному повітропроводі.

На рис. 7.8 показаний загальний вигляд відцентрової компресорної установки великої продуктивності ($500 \text{ м}^3/\text{хв}$). Компресор разом із редуктором та електроприводом встановлюються на арочному бетонному фундаменті з підвальним виконанням. Під фундаментом на підлозі встановлюються агрегати і пристрої маслосистеми: основний та резервний маслонасос, маслобак, маслоохолоджувач, масляні фільтри, а також проміжні повітроохолоджувачі кожухотрубного типу з водяним охолодженням. Така компресорна установка вимагає потужних допоміжних систем: системи електроприводу потужністю 3150 кВт, системи водопостачання 542 т/год та ін.

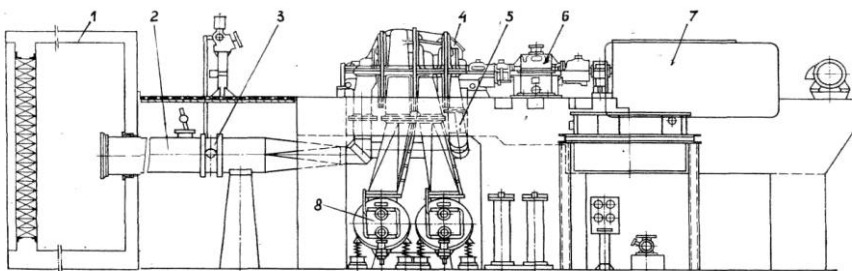


Рисунок 7.8 – Встановлювальне креслення повітряного відцентрового компресора К-500-61-1:

- 1 – фільтр-камера; 2 – всмоктувальний повітропровід; 3 – дросельна заслінка; 4 – компресор; 5 – нагнітальний патрубок; 6 – мультиплікатор; 7 – електродвигун; 8 – водяний проміжний повітроохолоджувач

Регулювання компресора відбувається за допомогою поворотної дросельної заслінки, встановленої на всмоктувальному патрубку.

До типових схем компресорних установок необхідно віднести також схему турбокомпресорної установки із проміжним відбиранням стисненого повітря двох різних тисків від одного турбокомпресора. При цьому подача стисненого повітря в пневмережу здійснюється окремими нагнітальними трубопроводами. Така схема може виявитися більш раціональною, ніж застосування двох компресорних установок із різним тиском, а первинні капітальні витрати та щорічні експлуатаційні витрати будуть меншими.

Під час використання гвинтових компресорних установок завдання істотно спрощується, оскільки немає необхідності в спорудженні компресорної станції, машинного залу, додаткових систем.

Блок компресора може розміщуватися в будь-якому виробничому приміщенні на будь-якій рівній поверхні, здатній витримати його вагу, і досить жорсткій, щоб підтримувати раму компресора. Необхідне вирівнювання компресора за рівнем. Підлога повинна мати захисне покриття від вологи й рідин, що можуть бути причиною корозії та спалаху. Ніяких зовнішніх комунікацій до компресора не підводять. Здійснюються лише під'єднання електричного кабелю та підключення до пневмережі. Відповідне приміщення і планування показані на рис. 7.9. Всмоктування повітря при низьких продуктивностях (до 10–15 $\text{м}^3/\text{хв}$) здійснюється безпосередньо з приміщення, а при великих продуктивностях – ззовні, через вікно, обладнане жалюзійною решіткою або фільтрувальною сіткою.

Необхідно забезпечити вільний потік повітря до компресора і від нього, щоб можна було підтримувати сталю температуру в приміщенні. Мінімальна відстань від компресора до стін та стелі повинна бути не меншою 1 метра. Для того щоб запобігти зайвому підвищенню температури у приміщенні, необхідно забезпечити відповідну вентиляцію.

Наведене на рисунку 7.9 компонування є прикладом облаштування локальної компресорної станції.

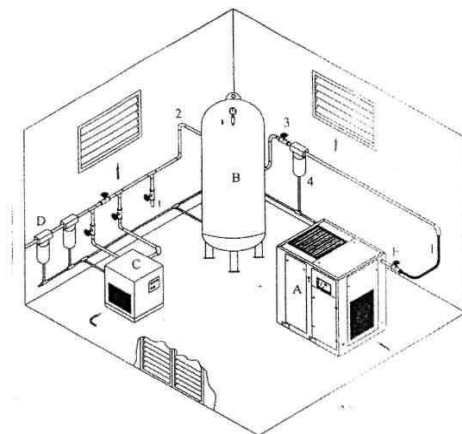


Рисунок 7.9 – Планування компресорної станції із гвинтовим компресором:

- 1 – гнучкий шланг; 2 – повітряні труби; 3 – запірний клапан; 4 – лінія зливання; А – компресор; П – повітряний ресивер; С – осушувач; D – фільтр; Е – клапан для регулювання витрат

7.3. Трубопроводи компресорної станції

Робота компресорної станції та всіх її систем значно мірою залежить від раціональності монтажної схеми, а також стану трубопроводів, арматури і трубних з'єднань. Трубопроводи КС класифікують за призначенням:

- повітропроводи;
- водопроводи;
- трубопроводи дренажної системи;
- маслопроводи;
- теплопроводи пари та гарячої води.

Окрема група – це трубопроводи для контролю й автоматичного регулювання, які бувають:

- силовими – для подачі робочої рідини під тиском до регуляторів та виконавчих механізмів;
- імпульсними – для передачі вимірювального або командного імпульсу;
- захисними – для запобігання замиканню електричної проводки.

Далі розглядатимуться питання, пов'язані з проектуванням лише повітропроводів компресорної станції, що поділяються на приймальні, всмоктувальні та нагнітальні.

Приймальним повітропроводом вважається ділянка трубопроводу від повітроприймача до фільтра. Всмоктувальним повітропроводом компресорної установки вважається ділянка трубопроводу від фільтра (фільтр-камери) до всмоктувального патрубку компресора, нагнітальним – від нагнітального патрубку компресора до фланця допоміжного устаткування.

Всмоктувальний повітропровід прокладається у приміщенні машинного залу компресорної станції як у каналах, так і по стінах будівлі залежно від прийнятого компонування компресорної станції. Пристрій всмоктувального повітропроводу має великий вплив на роботу компресора. Для компресора, що має визначену продуктивність, всмоктувальний повітропровід повинен мати заданий діаметр та невелику довжину. Чим довший всмоктувальний трубопровід, тим більшим повинен бути його діаметр. Рекомендується збільшувати діаметр

всмоктувального повітропроводу порівняно з патрубком компресора на 25 мм на кожні 3 м довжини трубопроводу. Як правило, діаметр всмоктувального повітропроводу беруть таким, що відповідає приймальному патрубку компресора або за графіком (див. рис. 7.10).

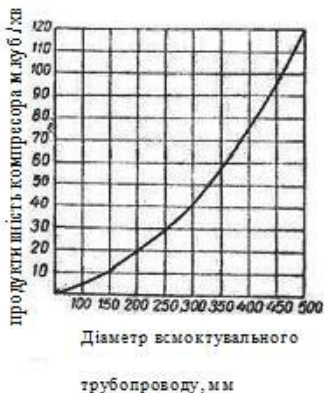


Рисунок 7.10 – Графік для визначення діаметра всмоктувального трубопроводу залежно від продуктивності компресора при швидкості руху повітря 10 м/с

При виборі діаметра всмоктувального повітропроводу необхідно намагатися, щоб втрати тиску в ньому не перевищували 30–50 мм вод. ст., а швидкість повітря не перевищувала 10–12 м/с для компресорів подвійної дії і 5–6 м/с – для компресорів простої дії.

Швидкість повітря, м/с, у всмоктувальному трубопроводі визначається за формулою

$$v_{вс} = \frac{Q \cdot i}{F_{вс} \cdot 60},$$

де $F_{вс}$ – переріз всмоктувального трубопроводу, м²;

Q – кількість всмоктуваного повітря, м³/хв;

i – коефіцієнт, для компресора простої дії дорівнює двом, для компресорів подвійної дії дорівнює одиниці.

Для зменшення втрат тиску довжина всмоктувального повітропроводу не повинна перевищувати 10 м. При довжині всмоктувального трубопроводу більше 10 м втрати тиску в трубопроводі збільшуються, і відповідно знижується коефіцієнт подачі компресора. Радіус повороту всмоктувального трубопроводу повинен дорівнювати трьом зовнішнім діаметрам трубопроводу. У швидкохідних компресорах всмоктувальний трубопровід повинен бути коротшим, ніж у тихохідних машинах.

Всмоктувальний трубопровід потрібно прокладати далеко від поверхонь, що випромінюють тепло, оскільки підвищення температури всмоктувального повітря на кожні 3° викликає зниження вагової продуктивності компресора приблизно на 1 %.

Всмоктувальний повітропровід бажано прокладати в каналах під підлогою компресорної станції. При надземному прокладанні всмоктувального повітропроводу в приміщенні компресорної станції його поверхня повинна бути ізольована від дії температури оточуючого повітря, яка в приміщенні компресорної станції завжди вища від зовнішньої температури.

Нагнітальний трубопровід повинен мати достатній переріз, бути коротким і по можливості прямим. Швидкість повітря в нагнітальному трубопроводі не повинна перевищувати 10–15 м/с для компресорів подвійної дії та 6 м/с – для компресорів простої дії. При довжині нагнітального трубопроводу від поршневого компресора до повітрозбірника, що перевищує 25 м, одержується значна втрата тиску унаслідок пульсуючого потоку стисненого повітря. Це призводить до зниження продуктивності компресора та підвищення витрати електроенергії на стискування повітря на 1,5–3 %. При проходженні повітря від компресора нагнітальним

повітропроводом до кінцевого охолоджувача тиск повітря знижується приблизно на 0,01 МПа.

7.4. Система відведення конденсату

У процесі роботи компресорної станції відбувається утворення конденсату в повітроохолоджувачах, повітрязбірниках, повітряних фільтрах, а також у повітропроводах. Для запобігання накопиченню в апаратах і трубах, попаданню конденсату в пневмосистему його необхідно відводити. Крім того, періодично виникає потреба в продуванні внутрішніх порожнин компресорів масловіддільників, де скупчується волога. Для організації відведення, транспортування та збирання конденсату і водомасляної емульсії застосовується дренажна система компресорної станції.

Зливання конденсату відбувається з нижніх точок апаратів і трубопроводів та здійснюється періодично або вручну через дренажні вентиля, або автоматично через спеціальні конденсатовідводи. Оскільки зливання здійснюється із точок з різним тиском, це необхідно робити в дренажні ємності і обов'язково з розривом струменя. З ємностей конденсат конденсатопроводами, укладеними в каналах у підлозі машзалу, самопливом надходить у бак-збірник (рис. 7.5). Після відстоювання водяний конденсат спрямовують на зливання у каналізацію, а водомасляну емульсію утилізують.

На великих станціях при значних кількостях конденсату використовуються більш ефективна система очищення водяного конденсату і насосна схема його прокачування з метою повторного використання для технічних потреб.

Нормальне функціонування дренажної системи станції є необхідною вимогою екологічності об'єкта.

7.5. Повітрозбірники

Під час роботи компресорної станції в мережі можуть виникати коливання тиску, що викликаються низкою причин:

- нерівномірна, пульсуюча подача повітря компресорами;

- увімкненням і відімкненням від мережі великих споживачів стисненого повітря (пневмомолоти, пневмопреси і т. п.);

- акустичними явищами, наприклад, автоколиваннями об'ємів повітря в трубах та арматурі.

Колівання тиску повітря в зовнішній мережі знижують продуктивність компресора і підвищують на 1,5–3 % витрату електроенергії, що витрачається на стискання повітря, а також негативно впливають на роботу пневмоприймачів. Для виключення цього явища застосовують повітрозбірники (ресивери), що вирівнюють тиск та акумулюють стиснене повітря, що нагнітається компресорами. Крім того, в повітрозбірнику відбувається вловлювання масла й води із стисненого повітря, що нагнітається компресором.

Повітрозбірником є герметична посудина циліндричної форми, як правило, горизонтального виконання (рис. 7.11). Повітрозбірник збирається із сталевих гнучких листів за допомогою електрозварювання. На повітрозбірнику є 5 патрубків і один лаз. Розміщення і призначення патрубків на повітрозбірнику є зрозумілим із наведеного рисунка 7.11.

У бічній стінці повітрозбірника діаметром понад 800 мм виконується люк або лаз для огляду й очищення внутрішньої поверхні повітрозбірника.

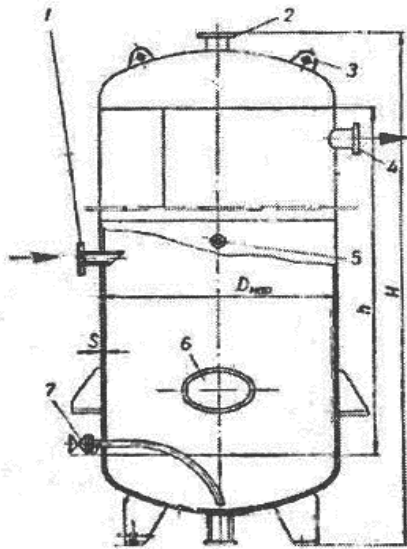


Рисунок 7.11 – Повітрозбірник:

1 – впускний патрубок; 2 – патрубок для запобіжних клапанів;
 3 – скоба для вантажопідйомного гака; 4 – патрубок стисненого повітря; 5 – патрубок для манометра; 6 – люк-лаз; 7 – вентиль продування посудини

У верхній частині повітрозбірника встановлюється манометр із граничною шкалою, що на 0,2 МПа перевищує тиск, необхідний для випробування повітрозбірника (як правило, 1,2 МПа – водою і 0,8 МПа – повітрям).

Повітрозбірник повинен бути обладнаний такою арматурою:

1) запобіжний клапан, відрегульований на граничний тиск, що перевищує найбільший робочий тиск повітря на 15 %, а також легкоплавка запобіжна пробка (наверху повітрозбірника), яка на випадок виходу з ладу запобіжного клапана від високої температури стисненого повітря розплавляється і випускає повітря в атмосферу;

2) запірний вентиль для від'єднання повітрозбірника від повітропровідної магістралі;

3) спускові пристрої – кран, вентиль або конденсатовідвідник для випускання масла і води, а також для продування повітрозбірника.

Повітрозбірники, як правило, встановлюють зовні компресорної станції, з боку нагнітальних патрубків. У необхідних випадках їх встановлюють і на вході до великих споживачів, що вимагають рівномірної подачі повітря. Основні розміри стандартних повітрозбірників наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Повітрозбірники (ресивери). Основні розміри

Марка повітрозбірника		P-5	P-6,5	P-8	P-10	P-16	P-20
Місткість	м ³	5	5,5	8	10	16	20
D	мм	1 400	1 400	1 600	1 600	1 800	2 000
H	мм	4 030	4 750	4 604	5 600	6 915	6 955
h	мм	2 980	3 720	3 480	4 470	4 470	5 850
S	мм	8	8	8	8	10	10

Ємність повітрозбірника V , м³, визначається за емпіричною формулою

$$V = 1,6\sqrt{V_k},$$

де V_k – продуктивність компресора (компресорів).

Найкращим рішенням є встановлення повітрозбірника для кожного компресора станції. Якщо на один повітрозбірник працюють декілька компресорів, то його ємність повинна відповідати їх сумарній продуктивності.

Особливо жорсткі вимоги до вибору ресиверів ставлять для компресорних станцій, обладнаних поршневыми компресорами, що нагнітають повітря з

великою нерівномірністю. У цьому разі рекомендується вибирати ресивери з деяким запасом щодо місткості.

Турбокомпресори, зважаючи на принцип дії, здійснюють рівномірну подачу повітря, їх продуктивність дуже висока, діаметри повітропроводів великі, а отже, і великий об'єм мережі. Тому компресорні станції в цьому випадку обладнують повітрозбірниками місткістю, меншою, ніж визначується вищенаведеною формулою.

Що стосується гвинтових компресорних станцій, то застосування повітрозбірників у ряді випадків взагалі необов'язкове, оскільки кожен гвинтовий компресор має достатню місткість – масловіддільник. Проте при досить нерівномірному споживанні стисненого повітря, що часто призводить до спрацьовування системи регулювання компресора, установлення ресиверів обов'язкова.

Наведена вище емпірична формула визначає лише мінімально допустиму місткість ресивера.

Очевидно, що загальним правилом є використання ресиверів з якомога більшою місткістю, оскільки при цьому не лише усувається нерівномірність подачі стисненого повітря, а й покращуються умови роботи як компресорів, так і споживачів завдяки зменшенню амплітуди механічних навантажень на робочі органи та зниженню частоти спрацьовування систем регулювання, що підвищує їх надійність та ресурс.

Контрольні питання

1. Які основні завдання вирішуються під час проектування КС?
2. У чому полягає зміст технологічної і будівельної частин проекту КС?
3. Які основні етапи проектування КС?
4. Який склад споруд КС?

5. Які бувають компоувальні схеми КС?
6. Машинний зал: основні вимоги до розміщення устаткування.
7. У чому полягають відмінності машинних залів для поршневих, відцентрових та гвинтових компресорів?
8. Які бувають трубопроводи КС за призначенням?
9. У чому полягають особливості проектування всмоктувальних та нагнітальних трубопроводів?
10. Яке призначення та будова системи відведення конденсату?
11. Призначення та конструкція повітрозбірників.

РОЗДІЛ 8

ДОПОМІЖНІ СИСТЕМИ

КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Допоміжні системи служать для забезпечення нормальної роботи обладнання КС та створення необхідних умов для персоналу КС. Відповідно системи поділяють на дві групи. До першої належать системи:

- електропривода;
- водопостачання;
- маслозабезпечення;
- система автоматизації.

До другої групи належать системи:

- опалення КС;
- вентиляції й кондиціонування;
- забезпечення гарячою й холодною водою;
- освітлення;
- зв'язку й сигналізації.

Розглянемо лише першу групу систем.

Конфігурація та склад обладнання систем багато в чому визначаються типом компресорного устаткування й вимогами до підготовки стисненого повітря. Наприклад, компресори можуть мати повітряне або водяне охолодження, маслосистема може бути автономною або централізованою, осушування повітря не вимагається, автоматизація може бути на рівні агрегатів або компресорної станції і т. д.

8.1. Водопостачання

8.1.1. Загальні відомості

Водопостачання компресорної станції здійснюється для задоволення потреб у воді виробничих, господарсько-питних (побутових) та протипожежних потреб.

Основними споживачами води на компресорній станції є компресори, кінцеві охолоджувачі стисненого повітря, а та води.

Вода, що використовується для виробничих потреб, повинна бути чистою, холодною (15–30°) і подаватися до компресорної станції під тиском 1,5–2,5 атм.

Допустиме нагрівання води (перепад температури) при охолодженні компресора повинне становити: у проміжному охолоджувачі повітря 4°, в охолоджувальних сорочках циліндрів низького й високого тиску 6°, в охолоджувальних сорочках кришок циліндрів 4°.

Температура охолоджуваної води на виході з усіх сорочок циліндрів компресора повинна бути у межах 20–40°, а температура охолоджувальної води із кінцевого охолоджувача не повинна перевищувати 35°.

На рисунку 8.1 а показана типова схема охолодження двоступеневого поршневого компресора із проміжним та кінцевим охолоджувачами повітря й маслоохолоджувачем, кожен з яких з'єднаний із колектором холодної води і зливною лійкою за паралельною схемою. Більш економною є схема з послідовним ввімкненням елементів, як показано на рис. 8.1 б. У цьому випадку витрата води через проміжний охолоджувач збільшується, що призводить до зменшення недоохолодження в ньому. При цьому загальна кількість охолоджувальної води знижується на 15–20 %.

Підведення охолоджувальної води до охолоджувальних сорочок циліндрів та кришок циліндрів, а також до проміжних і кінцевих охолоджувачів може здійснюватися з водопроводу або системи оборотного водопостачання. Спускання води з компресорів та охолоджувачів проводиться в каналізацію або систему оборотного водопостачання. Злиття води повинне

проводитися на видному місці, найкраще в лійку, розірваним струменем.

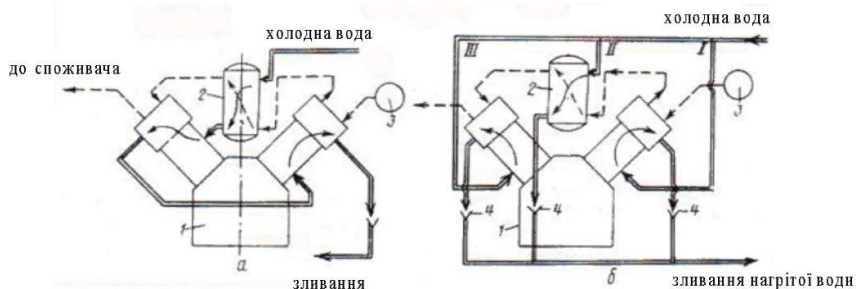


Рисунок 8.1 – Схема охолодження поршневого компресора при послідовному (а) й паралельному (б) ввімкненнях: 1 – картер; 2 – проміжний охолоджувач; 3 – циліндр низького тиску; 4 – зливні лійки; 5 – циліндр високого тиску

У водопостачанні компресорної станції застосовуються насосні станції, різне обладнання, арматура й трубопроводи.

Залежно від умов промислового майданчика виробничий водопровід на компресорній станції може бути як від самостійного джерела водопостачання, так і від системи оборотного водопостачання. На компресорних станціях продуктивністю до $20 \text{ м}^3/\text{хв}$ виробничий водопровід допускається суміщати з господарським.

Стічні води від охолоджуваних компресорів дозволяється спускати як у виробничу, так і в зливову або фекальну каналізацію, якщо ці води не повертаються в систему оборотного водопостачання.

Охолоджувальна вода повинна задовольняти ряд вимог. Вода не повинна містити механічних та хімічних домішок. Вода з великим вмістом солей кальцію й магнію або механічних домішок призводить до швидкого забруднення охолоджуваних поверхонь шаром відкладень і

накипу, в результаті чого погіршується теплопередача й порушується режим роботи компресора або охолоджувача повітря. Вода для охолодження компресора повинна мати жорсткість не більше 7 мг-екв/л. Вона не повинна також містити органічних речовин та механічних домішок понад 40 мг/л. У охолоджувальній воді, що застосовується в системі оборотного водопостачання, не повинні міститися речовини, що руйнують деревину й метал.

Поліпшення якості води здійснюється застосуванням спеціального очищення у водовідстійниках або фільтрах.

Компресори та охолоджувачі повітря повинні бути забезпечені прісною водою у кількості, достатній для охолодження. Як виняток, допускається охолодження компресорів морською водою, якщо в охолоджувачах встановлені трубки із кольорового металу.

8.1.2 Визначення витрати охолоджувальної води

Витрата води компресором наводиться в технічній характеристиці компресора. За відсутності цих даних витрата визначається орієнтовно за середніми питомими витратами води в л/м³ повітря.

У таблиці 8.1 наведені середні питомі норми витрат води для охолодження повітря, стисненого до тиску 6–8 атн.

Таблиця 8.1 – Норми витрати води для охолодження повітря

Для охолодження	Норма витрати, $V_{н\text{ит}}$, л/м ³
Одноциліндрового поршневого компресора	3,5
Двоциліндрового поршневого компресора	4,5–5,8
Турбокомпресора при Q до 36000 м ³ /год	6
Турбокомпресора при $Q > 36000$ м ³ /год	5

Витрата води на охолоджувач, л/год, визначається за формулою

$$B = \frac{Q'}{c(t'_2 - t'_1)}, \quad (8.1)$$

де Q' – кількість тепла, що підлягає відведенню від охолоджувача, кДж/год;

c – питома теплоємність води, кДж/(кг·К);

t'_1 – температура води, що надходить в охолоджувач у найспекотніший місяць, °С;

t'_2 – температура води, що витікає з охолоджувача, °С:

$$t'_2 = t'_1 + (10 - 15^\circ).$$

Якщо відсутній тепловий розрахунок кінцевого охолоджувача, наближено можна взяти витрату в 2–2,5 л/м³ за тиску повітря 6–8 атн.

Визначаються витрата води для кожного агрегата і сумарна при одночасній роботі всього встановленого обладнання, на яке розрахована вся система водопостачання компресорної станції.

Річні витрати води визначаються за формулою

$$B_z = \frac{1}{1000} V_z B_{y\partial}, \quad (8.2)$$

де V_z – річна витрата стисненого повітря, м³;

$B_{y\partial}$ – питома витрата води на 1 м³ повітря, л / м³.

Величину питомої витрати води, л/м³, на охолодження 1 м³ повітря знаходять за формулою

$$B_{y\partial} = (B_{охл} + B_p + B_{к.охл}) / V_2, \quad (8.3)$$

де $B_{охл}$ – витрата води на охолодження проміжних охолоджувачів, л/м³;

$V_{вит}$ – витрата води на охолодження сорочок циліндрів компресора, л/м³;

$V_{к.охол}$ – витрата води на охолодження кінцевих охолоджувачів, л/м³.

У звичайних компресорних установках із тиском стисненого повітря 6–8 атн питома витрата води охолоджувачем визначається за наближеною формулою, л/м³:

$$V_{охл.уд} = \frac{30}{\Delta t}, \quad (8.4)$$

де Δt – різниця температур води на вході і виході з охолоджувача, що залежить від величини й чистоти поверхні охолоджувача та його конструкції.

8.1.3. Вибір системи водопостачання та охолоджувальних пристроїв

Залежно від витрати води, джерела водопостачання, взаємного розміщення джерела і компресорної станції застосовують прямотечійну або циркуляційну системи водопостачання.

Прямотечійною називається така система водопостачання, при якій вода із заводського водопроводу, річки або озера одноразово подається в компресори та охолоджувачі повітря, а потім спускається в каналізацію або повертається в річку або озеро.

Іноді при високому розміщенні компресорної станції над рівнем річки або озера трапляється, що витрата електроенергії на привід насоса для подачі води настільки зростає, що прямотечійне водопостачання стає не вигідним. Прямотечійна система водопостачання застосовується за наявності досить великих джерел виробничого

водопостачання, порівняно низької вартості води і при незначній її витраті.

Циркуляційною, або зворотною, системою водопостачання називається така система, при якій вода з водопроводу, річки або озера використовується багаторазово. При оборотній системі вода з компресорів та охолоджувачів повітря спрямовується в охолоджувальний пристрій і після охолодження подається насосами в компресори й охолоджувачі. Ця система водопостачання застосовується при нестачі й високій жорсткості води, значній її витраті й високій вартості.

У кожному окремому випадку питання вибору системи водопостачання повинно вирішуватися на основі порівняльних техніко-економічних розрахунків.

У замкненому циклі оборотної системи водопостачання відбуваються втрати води внаслідок випаровування, розбризкування, фільтрації і т. д. Споруди системи повинні бути такими, щоб втрати не перевищували 7 % від усієї витрати води: при великих втратах система стає економічно збитковою.

Зворотна система водопостачання, як правило, складається з трьох елементів:

- 1) насосної станції;
- 2) охолоджувального пристрою;
- 3) проміжних споруд (колодязів теплої й холодної води, резервуарів та водопроводів).

Як охолоджувачі в оборотних системах застосовуються: ставки-охолоджувачі, бризкальні басейни, градирні відкриті бризкального або краплинного типів, баштові градирні з природною тягою повітря з краплинним, плівковим та змішаним (краплинно-плівковим) типом зрошувача, а також вентиляторні градирні зі штучною циркуляцією повітря.

В охолоджувальних пристроях охолодження води відбувається внаслідок її часткового випаровування й безпосередньої віддачі тепла більш холодному повітрю. Охолоджувальні пристрої доцільно споруджувати при продуктивності компресорної станції більше 30 м³/хв або при витратах води понад 20 м³/год. Місткість басейна повинна бути не менше 2–2,5 год потреби компресорної станції та охолоджувальної води.

Застосовуються різні типи охолоджувачів (рис. 8.2). Кожен із них має свої переваги й недоліки для конкретних умов застосування.

Вибір градирні та визначення площі, м², бризкального басейну здійснюються за формулою

$$F_{п.с} = Q_k / q_F, \quad (8.5)$$

де $F_{п.с}$ – площа поперечного перерізу градирні або бризкальних басейну, м²;

Q_k – теплота конденсації, кВт;

q_F – питоме теплове навантаження, кВт/м² (для бризкальних басейнів $q_F = 2,5–6,5$ кВт / м², для градирень: відкритих бризкальних $q_F = 8–20$, відкритих краплинних $q_F = 10–30$, вентиляційних $q_F = 40–50$ кВт / м²).

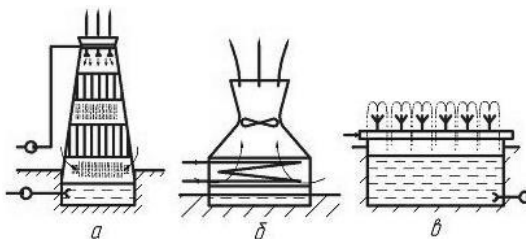


Рисунок 8.2 – Схеми водоохолоджувальних пристроїв систем оборотного водопостачання:

а – баштова градирня із природною тягою; б – вентиляторна градирня;
в – бризкальний басейн

Теплота конденсації, кДж/с, визначається за рівнянням теплового балансу

$$Q_k = cV_g\rho(t_{g2} - t_{g1}) = G_g(i_2 - i_1), \quad (8.6)$$

де c – питома теплоємність води, кДж/(кг·К);

V_g – витрата води, м³/с;

ρ – густина води, кг / м³;

t_{g1}, t_{g2} – температура відповідно такої води, що входить в охолоджувальний пристрій і виходить із нього, °С;

G – масова витрата повітря, кг/с;

i_1, i_2 – питома ентальпія вологого повітря відповідно на вході в охолоджувальний пристрій і на виході з нього, кДж/кг.

Під час вибору типу й розмірів охолоджувача необхідно враховувати:

1) місячний графік теплового навантаження (максимального, середнього, мінімального) на охолоджувач;

2) технологічні вимоги до температури охолодженої води;

3) умови роботи охолоджувачів (постійна робота чи робота із сезонними або добовими перервами);

4) метеорологічні умови;

5) умови майданчика будівництва (розміри та його забудованість, а також геологічні та гідрогеологічні умови).

Крім того, вибір типу охолоджувача в кожному окремому випадку залежить також від кількості, якості та вартості доданої води, капітальних витрат, а також термінів будівництва.

Вибір типу охолоджувача необхідно проводити, враховуючи особливості місцевих умов. Робота відкритих

охолоджувачів насамперед залежить від сили й напрямку вітру. При малих швидкостях вітру або його несприятливих напрямках робота таких охолоджувачів погіршується, і температура води зростає. Застосування відкритих градирень та бризкальних басейнів на щільно забудованій території виключається. Облаштування ставків-водосховищ у системах водопостачання найчастіше вимагає великих капітальних витрат. Експлуатація ставків пов'язана із низкою труднощів і додатковими витратами на чищення.

Застосування ставків може бути вигідним при використанні природних водойм і водосховищ, штучно споруджуваних для інших цілей.

Бризкальні басейни також недоцільно застосовувати для охолодження компресорних установок, у яких витрата води на охолодження не перевищує 500 м³/год.

Баштові градирні можуть застосовуватися як при малих (до 70 м³/год), так і при великих витратах охолоджувальної води (до 1 500 м³/год); вони забезпечують більш стійкий охолоджувальний ефект при можливості встановлення їх на забудованій території.

Із охолоджувальних пристроїв найбільше застосування в системах водопостачання компресорних станцій мають градирні, що мають такі переваги порівняно зі ставками-охолоджувачами та бризкальними басейнами:

- 1) незалежність охолоджувального ефекту від наявності вітру;
- 2) більш високий охолоджувальний ефект, ніж у бризкальних басейнів;
- 3) менша займана площа порівняно зі ставками й бризкальними басейнами;
- 4) менші втрати води, ніж у бризкальних басейнів.

Основними недоліками градирень є більш висока вартість спорудження та складна експлуатація.

Вентиляторні градирні рекомендується застосовувати при:

- 1) невеликій вартості електроенергії;
- 2) короткочасній тривалості щодобової роботи градирні;
- 3) необхідності глибокого охолодження оборотної води, тобто при різниці температур охолодженої води t_2 і зовнішнього повітря t менше 3,5–4 °С;
- 4) обмеженості ділянки, що відводиться для будівництва градирні.

Розміщення бризкальних басейнів та градирень на майданчику промислового підприємства необхідно проводити виходячи з умов забезпечення найменшої довжини циркуляційних трубопроводів та каналів і додержання допустимих відстаней між охолоджувачами та спорудами.

8.1.4. Принципові схеми оборотного водопостачання КС

На компресорних станціях застосовуються одноконтурні та двоконтурні схеми систем оборотного водопостачання (рис. 8.3).

Одноконтурні схеми можуть виконуватися з розривом струменя на стічному водопроводі: з лійкою або колодязем (рис. 8.3 а) і без розриву струменя (рис. 8.3 б).

Двоконтурна схема системи охолодження – це схема з двома теплоносіями (рис. 8.3 в, г). У першому контурі системи охолодження компресорів та стисненого повітря в охолоджувачах циркулює певна кількість очищеної первинної води. Охолодження первинної води здійснюється в поверхневому теплообміннику вторинною

водою. У такій схемі первинний контур є завжди циркуляційним. Схема вторинного контуру і температурний перепад можуть бути різними, вони не впливають на роботу компресора. У вторинному контурі можуть використовуватися морська вода і вода будь-якої якості: на роботу компресора вона не впливає.

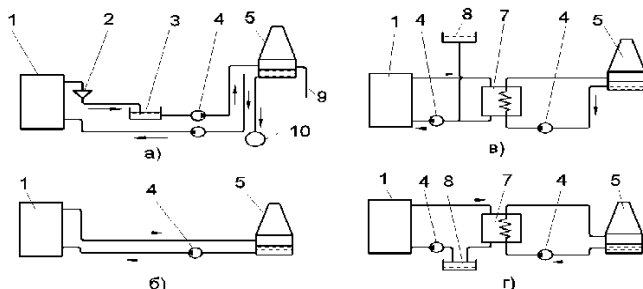


Рисунок 8.3 – Схеми систем оборотного водопостачання:
 а – двоконтурна з розривом струменя; б – одноконтурна без розриву струменя; в – двоконтурна з розширювальною посудиною;
 г – двоконтурна без розширювальної посудини: 1 – охолоджуваний агрегат; 2 – зливна лійка; 3 – колодязь збирання нагрітої води;
 4 – насос циркуляційної води; 5 – градириня; 6 – розширювальна посудина; 7 – теплообмінник; 8 – колодязь первинної охолодженої води; 9 – трубопровід додаткової води; 10 – пристрій скидання води в каналізацію

Двоконтурні схеми порівняно з одноконтурними мають такі переваги: забезпечують чистоту поверхні охолоджуваного компресора і охолоджувачів води; не вимагають хімічного очищення навіть при низькій якості охолоджувальної води; сприяють зменшенню витрат води на охолодження компресорів.

Найбільш часто використовується одноконтурна схема з лійкою (рис. 8.3 а). Будова лійок відкритим зливом створює зручності щодо спостереження за проходженням води через компресор, проміжний та кінцевий охолоджувачі, особливо за відсутності

автоматичної сигналізації.

Однак потрібна одночасна робота двох насосів (циркуляційного і подавального), в той час як у схемі без розриву струменя (рис. 8.3 б) потрібний один циркуляційний насос.

У схемі з відкритим зливом (рис. 8.4), охолоджувальна вода, пройшовши через сорочки компресорів 1, проміжні 2 й кінцеві охолоджувачі 3 через лійки 4 по трубопроводу надходить у колодязь або резервуар для збирання гарячої води 5. Із колодязя вода насосом 5 через охолоджувач 9 подається в басейн 10, що має переливну і зливну труби для скидання води у водостік. Охолоджена вода через приймальний клапан 11 забирається циркуляційним насосом 6 і подається до обладнання на компресорну станцію.

Схема водопостачання з відкритим зливом має такі недоліки.

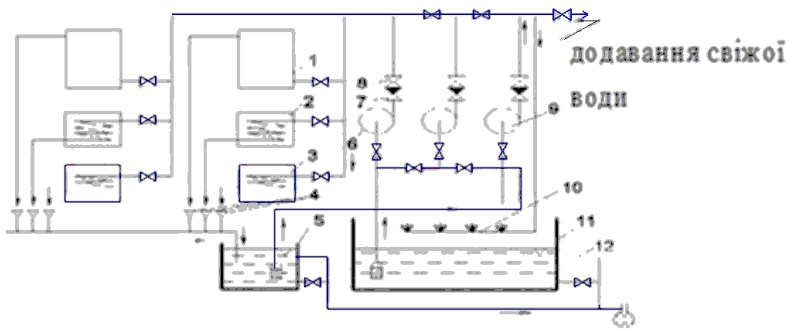


Рисунок 8.4 – Принципова схема оборотного водопостачання з відкритим зливом: 1 – компресор; 2 – проміжний охолоджувач повітря; 3 – кінцевий охолоджувач; 4 – зливна лійка; 5 – колодязь (або резервуар) для збирання нагрітої води; 6 – подавальний насос; 7 – зворотний клапан; 8 – засувка; 9 – циркуляційний насос; 10 – розбризкувальне сопло; 11 – басейн (або збірник) охолодженої води; 12 – переливна лійка

Якщо використовуються насоси однакових марок у різних контурах, що мають різні опори, то їх напори неоднакові, і потрібне регулювання системи за допомогою засувок, що веде до зайвих втрат оборотної води, яка переливається в систему каналізації. Потрібні три насоси (один резервний).

У наведеній схемі водопостачання потрібний колодязь або резервуар для збирання теплої води ємністю п'ятихвилинної витрати оборотної води.

Іноді застосовується більш проста схема оборотного водопостачання без розриву струменя води, що виходить із компресорів, проміжних охолоджувачів повітря, маслоохолоджувачів і кінцевих охолоджувачів повітря (рис. 8.5).

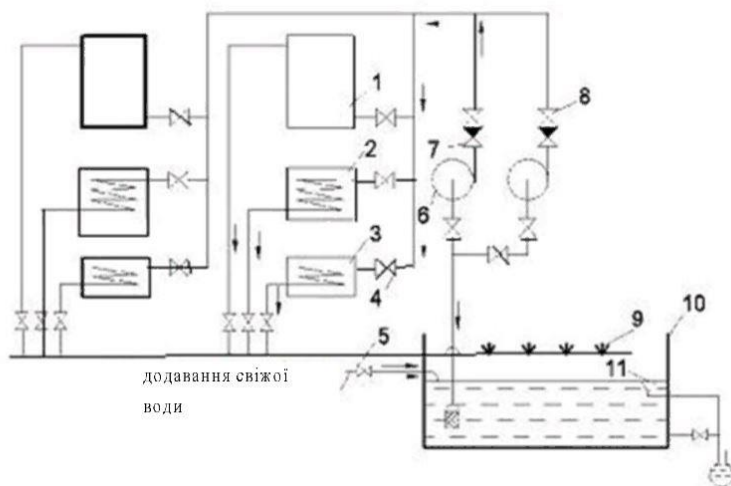


Рисунок 8.5 – Принципова схема оборотного водопостачання з двома насосами циркуляційної води: 1 – компресор; 2 – проміжний охолоджувач; 3 – кінцевий охолоджувач; 4, 5 та 8 – засувки; 6 – насоси циркуляційної води; 7 – зворотний клапан; 9 – розбризкувальне сопло; 10 – басейн (або збірник) охолодженої води; 11 – переливна лійка

Вода напірним водоводом із тиском не більше 25 м вод. ст. надходить у систему охолодження компресорної станції. Гаряча вода надходить на охолоджувач 9 під надлишковим тиском після системи охолодження. Охолоджена вода насосом 6 подається в систему охолодження компресорів, проміжних та кінцевих охолоджувачів. Для контролю подачі та зливання охолоджувальної води в замкненій системі потрібне обов'язкове установлення реле протікання.

Ця схема має такі переваги щодо схеми з відкритим зливанням:

- замість трьох насосів встановлюються лише два;
- немає необхідності у колодязі або резервуарі для збирання теплої води;
- зменшується кількість арматури і труб.

У схемі водопостачання іноді доцільно застосовувати резервний бак, оскільки в разі припинення подачі води з водопроводу або роботи насосів, що подають охолоджувальну воду, подача води до компресора буде здійснюватися самопливом із резервного бака до того часу, поки не буде зупинений компресор.

Мінімальна місткість резервного бака може бути визначена за 30-хвилинної потреби у воді найбільш потужного (за продуктивністю) компресора, встановленого в компресорній станції.

8.1.5. Вибір насосів

У компресорних станціях для подачі циркуляційної води до компресорів і на градирню застосовуються відцентрові низьконапірні насоси. Вибір продуктивності насосів проводиться за максимальною годинною витратою води, необхідною на виробничі потреби компресорної станції. Напір насоса вибирається залежно від прийнятої

схеми водопостачання та геодезичних рівнів розміщення обладнання.

В установках із градирнями та бризкальними басейнами напір циркуляційних насосів $H_{нас}$, м вод. ст., визначається як сума таких величин:

$$H_{нас} = H_{вс} + H_{под} + H + H_k + \Sigma H_m, \quad (8.7)$$

де $H_{вс}$ – висота всмоктування насосом, як правило, 2–2,5 м;

$H_{под}$ – висота подачі води, м вод. ст., що дорівнює різниці відміток розміщення отворів сопел бризкальної градирні або верху крапельної градирні та осі насоса; висоту подачі для бризкальних басейнів беруть такою, що дорівнює 2–4 м, для бризкальної градирні – 5–7 м, а для краплинної – 10–12 м;

H – напір перед соплом, що дорівнює 4–6 м вод. ст.;

H_k – втрата напору в системі охолодження компресора, яка береться такою, що дорівнює 1,5–3 м вод. ст.;

ΣH_m – сума втрат напору в трубопроводі, м вод. ст., що визначається за формулою

$$\Sigma H_m = \Delta H (l + l_{экз}),$$

де ΔH – втрати напору на 1 м трубопроводу, що визначаються за номограмою, м вод. ст. (рис. 8.6). Діаметри трубопроводів повинні забезпечувати швидкість руху води: в напірних не більше 1,5–2,5, безнапірних до 1,5 і всмоктувальних трубопроводах до 1 м/с;

$l_{екв}$ – довжина трубопроводу, еквівалентна місцевим опорам, м (визначається за табл. 8.2).

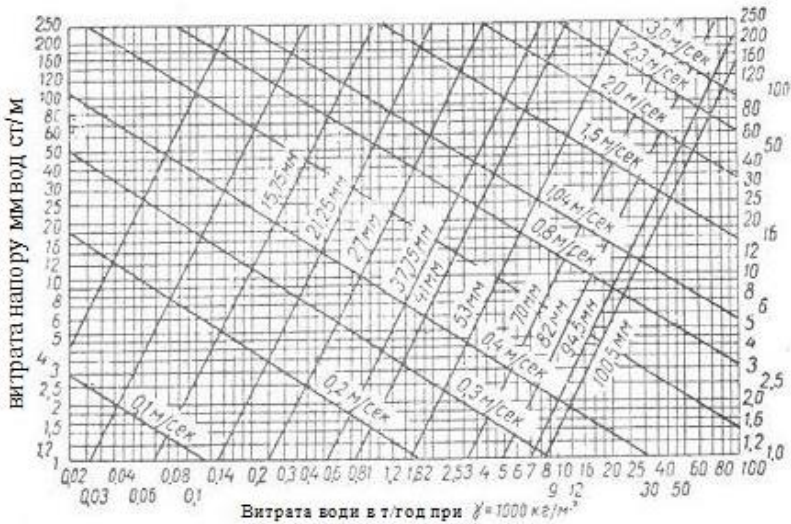


Рисунок 8.6 – Номограма для розрахунку втрат напору на один метр трубопроводу

Таблиця 8.2 – Довжина трубопроводу, м, еквівалентна місцевим опорам

Назва місцевих опорів (арматури та фасонних частин трубопроводу)	Внутрішній діаметр трубопроводу, мм										
	25	50	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Прохідний запірний вентиль	6	15	25	35	50	60	65	100	140	170	200
Кутовий запірний вентиль	3	7	11	15	20	25	35	50	60	70	85
Засувка	0,3	0,7	1	1,5	2	2,5	3,5	5	6	7	8,5
Нормальне коліно	0,2	0,4	0,7	1	1,4	1,7	2,4	3,2	4	5	6
Трійник	2	4	7	10	14	17	24	32	40	50	60
Перехід	0,5	1	2	2,5	3,5	4	6	8	10	12	15

Потужність електродвигуна $N_{\text{дв}}$, кВт, необхідна для привода насоса, визначається за формулою

$$N_{\text{дв}} = \frac{1,15QH \cdot 10^3 \gamma}{3600 \cdot 102 \eta_n}, \quad (8.8)$$

де Q – продуктивність насоса, м³/год;

H – тиск, створюваний насосом, м вод. ст;

η_n – коефіцієнт корисної дії насоса, застосований на підставі заводської характеристики; для орієнтовних розрахунків $\eta_n = 0,85-0,9$;

γ – густина води, кг/м³;

1,15 – коефіцієнт запасу потужності двигуна на випадок тимчасового перевантаження насоса.

У таблиці 8.3 наведені технічні характеристики насосних станцій водопостачання деяких компресорних станцій.

Насоси, як правило, встановлюють у підвалах головної будівлі компресорної станції або в заглибленні в підлозі машинного залу з таким розрахунком, щоб насоси знаходилися під заливом. Усмоктувальна лінія водопроводу повинна бути по можливості короткою. Для цього на самопливній лінії холодної води між градирнею або бризкальним басейном і насосною станцією, розташованою в компресорній станції, доцільно розміщувати проміжний колодязь або резервуар, з якого холодна вода буде забиратися насосом і подаватися до компресорів та охолоджувача. Для насосів, що працюють без підпору, облаштування проміжного колодязя є обов'язковим.

Таблиця 8.3 – Витрата охолоджувальної води й технічні характеристики насосних станцій

Число встановлених компресорів	Продуктивність компресорної станції		Витрата охолоджувальної води		Насоси				
	робоча, м ³ /хв	встановлена, м ³ /хв	без кінцевого охолодження	з кінцевим охолодженням	Тип	Продуктивність, м ³ /год	Напір	К-сть, шт.	Потужність, кВт
2	20	40	6	12	2К-66	15	18	3	2,2
3	40	60	12	24	2К-6	30	24	3	4,2
4	60	80	18	36	3К-9а	40	22	3	5,1
5	80	100	24	48	3К-9	50	28	3	7,5
3	80	120	26	50	3К-9	55	27,5	3	7,2
4	120	160	39	75	4К-12а	80	28	3	10
5	160	200	52	100	4К-12а	110	23	3	12
6	200	240	65	125	6К-12	140	20	3	13
3	200	300	54	114	4К-12	120	28	3	16
4	300	400	81	171	6К-12	180	18,5	3	25
5	400	500	108	228	5ИД6	250	30	3	37
6	500	600	135	285	6ИД6	300	36	3	48

Приклад 1. Розрахувати систему водопостачання для повітряної компресорної станції з двома компресорами 2ВГ (55ВМ) і трьома компресорами В300-2К.

Витрата охолоджувальної води за паспортними даними для компресора 2ВГ становить 38,5 м³/год, а для компресора В300-2К 17 м³/год.

Загальна потреба КС у воді становить

$$Q_6 = 2 \cdot 38,5 + 17 \cdot 3 = 11 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Річні витрати води дорівнюють

$$V_2 = Q_6 \cdot 24 \cdot 30 \cdot 12 = 959040 \text{ м}^3.$$

Розрахунок за питомими нормами (табл. 8.1) показує, що при річній продуктивності станції щодо повітря дорівнює

$$V_a = (2 \cdot 100 + 3 \cdot 40) \cdot 60 \cdot 24 \cdot 30 \cdot 12 = 16588800 \text{ м}^3,$$

що цілком співвимірно із попереднім результатом (різниця 5 %).

Враховуючи значну витрату води на охолодження, беремо одноконтурну циркуляційну систему без розриву струменів із охолодженням води в градирні (рис. 8.3 б). Напір циркуляційних насосів визначаємо за формулою 8, взявши такі величини: $H_{ac} = 2$ м для насосів, що встановлюються в приймальні машинного залу;

$H_{под} = 6$ м для градирні; $H = 5$ м – напір перед соплами-розпилювачами; $H_k = 2,2$ м – втрата напору в охолоджувальному тракті компресора. Задаємо швидкості в напірних трубопроводах 1,5 м/с, у безнапірних 1 м/с. Беремо середню величину еквівалентних довжин трубопроводів 50 м. За номограмою на рис. 8.6 визначаємо втрати напору на 1 м трубопроводу: для напірних трубопроводів $\Delta l' = 25$ мм вод. ст/м, для безнапірних $\Delta l'' = 10$ мм вод. ст/м. Загальна втрата напору, м.

$$\Sigma \Delta H_m = (\Delta H' + \Delta H'') l_{за} = \frac{25+10}{1000} 50 = 1,75 .$$

Напір циркуляційного насоса буде дорівнювати

$$H = 2 + 6 + 5 + 2,2 + 1,75 = 16,95 \text{ м вод. ст.}$$

Використовуючи дані табл. 8.3, вибираємо для двох компресорів два насоси типу БК-12 (один резервний) і для трьох компресорів В300 три насоси типу ЗК-9 (один резервний).

Встановлена потужність насосів за табл. 8.3 дорівнює

$$N_{эл. уст} = 2 \cdot 25 + 3 \cdot 7,2 = 96,6 \text{ кВт.}$$

Мінімальна місткість резервного бака згідно з п. 8.1.4 береться такою, що дорівнює $V_б = 0,5 \cdot 38,5 = 19,25 \text{ м}^3$.

8.2. Система маслостачання

Основним призначенням системи змащування є безперервна подача масла до тертьових деталей компресора для зменшення тертя й відведення теплоти.

Система змащування включає сукупність пристроїв, що забезпечують циркуляцію масла, очищення його від механічних домішок і охолодження до необхідної температури.

Масло, що застосовується в компресорах, повинно задовольняти ряд експлуатаційних вимог, найважливішими з яких є: в'язкісно-температурна характеристика масла, тобто масло повинно бути досить в'язким при високих температурах і досить текучим при низьких; необхідний ступінь фізичної й хімічної стабільності; мінімальний корозійний вплив на метали;

відсутність механічних домішок та води. Для повітряних компресорів особливо важлива здатність масла протистояти окиснювальній дії кисню повітря при температурах і тисках у циліндрі. Окиснення масла в середовищі стисненого повітря викликає нагароутворення на стінках циліндра, поршня і нагнітальних трубопроводів, що є головною причиною вибуху повітряних компресорних установок.

Кислоти, що містяться в нагарі, викликають також корозію циліндрів, поршнів та клапанів.

Для змащування циліндрів повітряних поршневих компресорів застосовують компресорні масла марок 12 (М) і 19 (Т), а для змащування механізму руху – машинні масла трьох марок: індустріальне 30 (машинне Л), індустріальне 45 (машинне С) та індустріальне 50 (машинне СУ).

Індустріальні масла 45 і 50 використовуються для компресорів середньої і великої потужності.

Для турбокомпресорів застосовується масло марки турбінне Т-22, а для високонавантажених редукторів – турбінне 57.

Для змащування гвинтових компресорів застосовуються спеціальні високоякісні синтетичні масла, які в цьому розділі не розглядаються.

Витрата масла на 1 кВт потужності на валу компресора при циркуляційних системах змащування з охолодженням масла становить 0,075 л/хв, а без охолодження – 0,15 л/хв.

Річні витрати масла на компресор, кг, визначаються за такою формулою:

$$G_{год}^M = G_{час}^M \tau + q_{сл}^M x, \quad (8.9)$$

де $G_{час}^M$ – витрата масла на компресор, кг/год;

τ – час роботи компресора за рік, год;
 $q_{сл}^m$ – кількість відпрацьованого масла, злитого з масляної системи за рік, кг;

x – частка втрати масла, злитого з компресора при його регенерації, кг.

Кількість масла, кг, відпрацьованого і такого, що підлягає видаленню з картера компресора за рік, визначається за формулою

$$q_{сл}^m = q_{цир}^m \frac{\tau}{z}, \quad (8.10)$$

де $q_{цир}^m$ – вагова кількість масла в системі циркуляційного змащування, що дорівнює добутку зливної ємності системи на питому вагу масла, кг;

τ – річне число роботи компресора;

z – кількість годин роботи компресора, після якого масло повинне бути злите із системи і передане для відновлення (регенерації).

Усі гвинтові, а також поршневі компресори малої і середньої потужності виконуються з автономною системою змащування, вбудованою в агрегат. Великі поршневі, а також усі відцентрові компресори обладнуються зовнішньою частково або повністю централізованою системою подачі масла.

У випадках застосування централізованої подачі масел до компресорів (при великих витратах масла) й необхідності охолодження масла під час його експлуатації застосовуються замкнені системи змащування з подачею масел до споживачів трубопроводами за допомогою електропривідних роторно-зубчастих, шестеренчастих або плунжерних насосів (рис. 8.7).

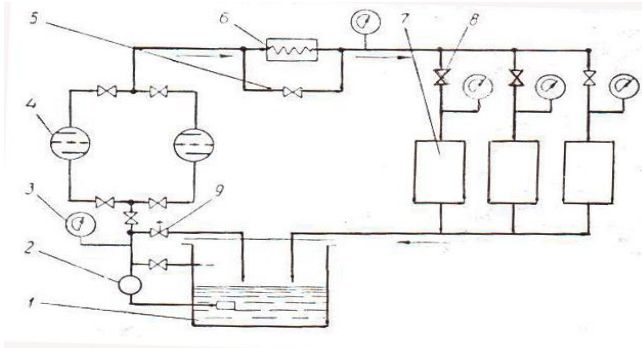


Рисунок 8.7 – Схема централізованої подачі масла групі компресорів:
 1 – бак для масла; 2 – насос; 3 – манометр; 4 – фільтр; 5 – обвід (байпас); 6 – охолоджувач масла; 7 – компресор; 8 – вентиль;
 9 – редуційний клапан

8.3. Електричний привід компресорів

8.3.1. Дані про застосовувані електродвигуни

Як приводи гвинтових компресорів, як правило, застосовуються асинхронні електродвигуни. Це пояснює їх істотні переваги:

- можливість живлення від мережі трифазного струму, що застосовується повсюдно;
- простота будови і дешевизна;
- надійність в експлуатації завдяки відсутності колектора.

Особливо прості й надійні асинхронні електродвигуни із короткозамкненим ротором. Основним недоліком асинхронних двигунів є відсутність простого способу регулювання частоти обертання.

Споживана компресором потужність дорівнює сумі внутрішньої потужності на стискання повітря й потужності, що витрачається на подолання механічного тертя:

$$N_{\text{спож}} = N_{\text{вн}} + N_{\text{тер}}. \quad (8.11)$$

Якщо розділити обидві частини цієї рівності на частоту обертання n , одержимо вираз для крутного моменту на муфті електродвигуна:

$$M_{\text{спож}} = M_{\text{вн}} + M_{\text{тер}}, \quad (8.12)$$

що має назву навантажувальна механічна характеристика.

Момент сил тертя $M_{\text{тер}}$ не залежить від швидкості обертання, а момент сил опору стисненню $M_{\text{вн}}$ пропорційний швидкості обертання в квадраті. Навантажувальна характеристика має вигляд зміщеної параболи (рис. 8.8 а).

Потужність привідного електродвигуна вибирається з деяким запасом щодо потужності, споживаної компресором. Електрична потужність, споживана з мережі, перевищує потужність на валу на величину електричних та механічних втрат в електродвигуні, що характеризуються коефіцієнтом корисної дії $\eta_{\text{ел}}$ та коефіцієнтом потужності $\cos \varphi$.

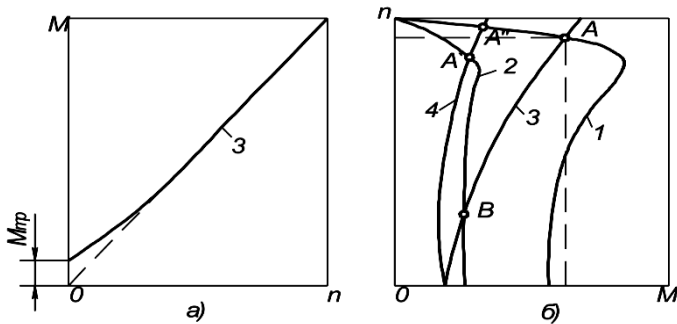


Рисунок 8.8 – Навантажувальна характеристика компресора (А) та механічні характеристики електродвигуна під час пуску переключенням із «зірки» на «трикутник» із одночасним дроселюванням на всмоктуванні компресора (б): 1 – характеристика двигуна при з'єднанні «трикутник»; 2 – те саме при з'єднанні «зірка»; 3 – навантажувальна характеристика компресора при відкритій заслінці на всмоктуванні; 4 – те саме при закритій заслінці

Потужність електрична $N_{ел}$ і потужність споживана N_k пов'язані співвідношенням

$$N_{эл} = \frac{N_k}{\eta_{эл}}. \quad (8.13)$$

Величина запасу – різниця між номінальною потужністю підбраного електродвигуна $N_{ном}$ та розрахунковою споживаною потужністю, віднесеною до потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_H - N_{номр}}{N_H} \cdot 100\%. \quad (8.14)$$

Запас повинен бути не меншим 15 %. Збільшення запасу приводить до того, що електродвигун буде довго працювати в режимі, що відрізняється від номінального із заниженими значеннями $\eta_{ел}$ і $\cos\varphi$, що призводить до збільшення витрат на електроенергію. Зменшення запасу ускладнює пуск двигуна.

Згідно з діючими стандартами номінальний режим роботи електричних машин для привода компресорів повинен відповідати одному з таких.

Тривалий – згідно з характеристиками рис. 8.9 а.

Повторно-короткочасний із тривалістю ввімкнення 15, 25, 40 і 60 % від тривалості циклу пуск-останов (рис. 8.9 б).

Перемежований режим із чергуванням фаз ввімкнення і вимкнення (рис. 8.9 в).

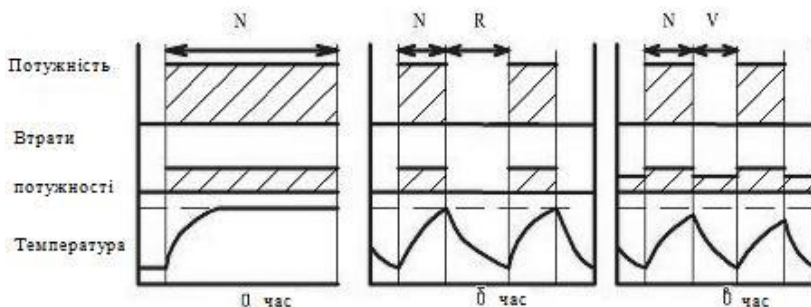


Рисунок 8.9 – Характеристики номінальних режимів роботи електричних машин:

а – тривалий; б – повторно-короткочасний; в – перемищений; N – час роботи; R – час паузи; V – час роботи на холостому ході

Перший режим характерний для електродвигунів потужних стаціонарних відцентрових та поршневих компресорів, два інших – для поршневих та гвинтових компресорів середньої й малої потужності, що регулюються способами «пуск-останов» і переведенням на холостий хід.

Важливою характеристикою двигуна є кількість пусків за одиницю часу. У пусковому режимі обмотки електродвигуна сильно нагріваються, а потім у робочому режимі охолоджуються до нормальних величин. Лише при досягненні нормальної температури обмоток можливий повторний запуск. Очевидно, що чим потужніший двигун та більша його маса, тим більша кількість тепла виділяється при пуску і тим більший час, необхідний для його охолодження. Наприклад, для електродвигуна А4-355-4У3 потужністю 315 кВт, що застосовується як привід гвинтового компресора ВВ-50/8, кількість дозволених пусків становить 5–6 за одну робочу зміну.

Вимоги, що висуваються до електродвигуна, визначаються графіком навантаження на валу компресора.

Для привода турбокомпресора, що працює при тривалому режимі з постійним рівномірним навантаженням або з невеликими випадковими піками, потрібне застосування асинхронних електродвигунів, що мають жорстку механічну характеристику. Для поршневого компресора, графік навантаження якого має явно виражений періодичний характер, повинен вибиратися електродвигун із м'якою характеристикою.

Під механічною характеристикою електродвигуна розуміють залежність швидкості двигуна від моменту, що ним розвивається. У тому випадку, коли при зміні моменту швидкість змінюється незначно, механічну характеристику називають *жорсткою*. Якщо ж при зміні моменту має місце значна зміна швидкості, механічну характеристику називають *м'якою*.

Привід поршневого компресора має деякі особливості, що обумовлюються діючими на його валу змінними за величиною моментами опору. Змінне навантаження поршневого компресора викликається характером робочих процесів, що відбуваються в циліндрах компресора, і силами інерції рухомих частин.

Для згладжування коливань обертального моменту та зменшення встановленої потужності електродвигуна застосовують маховик, що вирівнює навантаження на валу електродвигуна.

Для привода компресорів застосовуються електродвигуни з напругою живлення 380, 660 і 6 000 В. Передбачено захист електродвигунів від перевантаження і короткого замикання.

8.3.2. Пуск електропривода компресорів

Дуже важливим моментом для експлуатації будь-яких компресорів із асинхронним електроприводом є пуск

установки. У пусковому режимі двигун повинен подолати силу інерції роторної системи якір – редуктор – ротор компресора, так званий маховий момент, сили тертя в підшипниках і з'єднувальній муфті і потім, у міру розкручування двигуна, навантаження на стискування повітря. Основний недолік цих двигунів полягає в тому, що вони розвивають порівняно низький пусковий момент і при цьому споживають дуже великий пусковий струм (5–7) $I_{ном}$.

Перша обставина для компресорів не має великого значення, оскільки пуск компресорів може здійснюватися без навантаження (закрита заслінка на всмоктуванні), коли пусковий момент для зрушення з місця становить лише 25–40 % від моменту повного навантаження. Значний же пусковий струм викликає зниження та коливання напруги в мережі, що може призвести до аварії.

Пускові характеристики привода повинні дозволяти пуск, не викликаючи електричних перевантажень, небезпечних як для електричної мережі, так і для самого електродвигуна.

Можливі кілька способів пуску асинхронних двигунів. Найбільш простими й поширеними на практиці є пуск прямим увімкненням і пуск переключенням із «зірки» на «трикутник».

Пуск безпосереднім увімкненням (прямий пуск) найбільш поширений для двигунів малої та середньої потужності, якими і є приводи гвинтових та більшості поршневих компресорів. Однак такий спосіб має істотний недолік: пусковий струм двигуна стрибкоподібно багаторазово збільшується. Це може призвести до неможливості увімкнення через спрацювання захисту щодо перевантаження або пошкодження електрообладнання живильної мережі. Крім того, для здійснення нормальних пусків потужність живильного

трансформатора повинна бути на порядок більшою від потужності електродвигуна, що не завжди здійснено. Так само, як і пусковий струм, збільшується і момент на валу електродвигуна. На рисунку 8.8 б наведені механічна характеристика асинхронного електродвигуна M_e (крива 1) та навантажувальна характеристика компресора M_k (крива 3). Їх переріз – точка А – визначає спільну роботу на встановленому режимі.

Для двигунів малої та середньої потужностей із короткозамкненим ротором у випадках, коли застосовується живильна система малої потужності або коли бажано одержати менші коливання моменту, застосовується *пуск переключенням із «зірки» на «трикутник»*.

Сучасні асинхронні електродвигуни дозволяють здійснювати такий пуск із застосуванням спеціальних перемикачів. Характеристика двигуна M'_E при з'єднанні «зіркою» краща: пусковий струм та момент зменшуються в три рази (рис. 8.7 б, крива 2). Очевидно, що при такому пуску навантажувальна характеристика компресора повинна перетинати характеристику двигуна в робочій зоні, тобто поблизу робочої частоти обертання (точка В на рис. 8.8 б). Для вихідної навантажувальної характеристики ця умова нездійсненна, оскільки перетин у точці В відповідає дуже низькій частоті обертання. Навантажувальну характеристику компресора штучно знижують за рахунок глибокого дроселювання на вході шляхом закриття дросельної заслінки на період пуску (крива 4). Система переходить на підсинхронний режим (точка А'). Тепер можна здійснити переключення на «трикутник» (робоча точка А"), а потім відкрити дросельну засувку і вийти на нормальний режим (точка А).

Такий спосіб пуску ефективний, простий і не вимагає складних пристроїв.

Застосовуються також різні пристрої для плавного пуску: реостати, трансформатори і реактори для зниження напруги пуску.

Пуск за допомогою тиристорних пристроїв плавного пуску. Останнім часом на основі силових керованих вентилів – тиристорів, симисторів – створені й широко застосовуються вентильні регулятори напруги, що дозволяють у процесі пуску змінювати напругу на затискачах асинхронного електродвигуна за будь-яким заздалегідь обраним законом. Подібні пристрої, що одержали назву тиристорних комутаторів (тиристорних контакторів), застосовуються як для прямого пуску, так і для пуску із плавною або ступеневою зміною напруги на затискачах асинхронного двигуна.

8.3.3. Особливості роботи привода на режимі холостого ходу

Робота двигуна на режимах, що відрізняються від номінального, пов'язана зі збільшенням електричних втрат, тобто зі зменшенням ККД. ККД електродвигуна зі зменшенням навантаження (тобто споживаної потужності N_k) зменшується тим сильніше, чим менше навантаження (рис. 8.10). На номінальному режимі електрична потужність дорівнює

$$N_{эл} = \frac{N_k}{0,9} = 1,11 \cdot N_k. \quad (8.15)$$

При переведенні компресора з номінального режиму (100 % N_k) на режим холостого ходу, наприклад 50 % N_k , ККД електродвигуна зменшується від 0,9 до 0,835. Електрична потужність при цьому знижується до величини

$$N_{эл х х} = \frac{0,5N_k}{0,835} = 0,6N_k. \quad (8.16)$$

Таким чином, економія електроенергії від переведення компресора на холостий хід становить величину $(1,11-0,6) N_k = 0,51 N_k$, тобто навіть тоді, коли від компресора не вимагається подачі стисненого повітря, він все одно споживає електроенергію, що дорівнює 49 % від номінальної величини. На практиці через негерметичність засувки, а іноді і навмисного її нещільного закриття з метою недопущення перегрівання масла в компресорі економія електроенергії дещо зменшується. Звідси випливає, що у разі, коли тривалість роботи на холостому ході велика, перериване регулювання відімкненням двигуна більш економічне, ніж перехід на холостий хід.

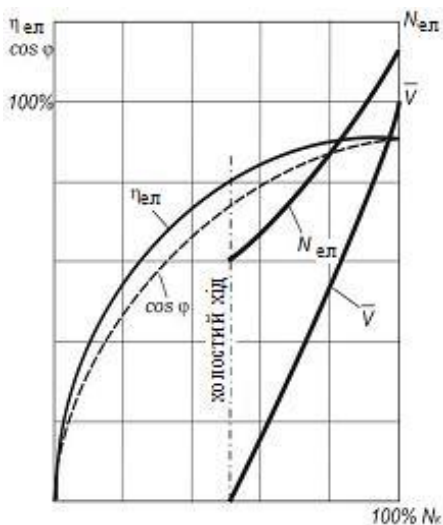


Рисунок 8.10 – Енергетичні характеристики регулювання гвинтового компресора при сталому числі обертів електродвигуна (залежність між продуктивністю V , потужністю на валу компресора N_k , ККД електродвигуна $\eta_{\text{ел}}$ та коефіцієнтом потужності $\cos \varphi$)

Але у випадках, коли компресор працює в режимі, близькому до номінального навантаження, і, отже, періоди

роботи тривалі, а зупинення короточасні, більш економним є регулювання переведенням на холостий хід.

При зменшенні продуктивності компресора приблизно пропорційно змінюється і споживана потужність, аж до режиму «холостого ходу» (рис. 8.9).

Електрична потужність з урахуванням зменшення ККД електродвигуна і $\cos \varphi$ дещо вища від споживаної, але в цілому зберігає ту саму закономірність. Із рисунка 8.10 випливає, що для полегшення запуску електродвигуна пуск компресора необхідно проводити при закритій засувці на вході і мінімальному пусковому струмі.

8.3.4. Частотне регулювання електродвигунів

Одним із найбільш перспективних є частотне регулювання частоти обертання асинхронного двигуна, що відрізняється високими енергетичними показниками й дозволяє змінювати частоту обертання як униз, так і вгору від синхронної частоти.

Спосіб регулювання частоти обертання визначається видом залежності моменту опору механізму (компресора) від частоти обертання $M = f(n)$, а також величиною моменту опору. Порівняно просто можна регулювати частоту обертання асинхронного двигуна зміною напруги живлення, що досягається різними способами. Найбільш широко застосовуваними є тиристорні регулятори напруги. Сутність цього методу полягає в зміні частоти напруги на затискачах електродвигуна, що призводить до зміни частоти обертання магнітного поля статора, а отже, і синхронної частоти обертання ротора двигуна згідно з формулою

$$n_o = \frac{60f}{p},$$

де p – число пар полюсів; f – частота напруги живлення.

При частотному регулюванні асинхронний двигун живиться від перетворювача частоти – електронного пристрою, що забезпечує плавну зміну частоти та амплітуди напруги живлення. При збереженні величини напруги сталою і зміні частоти змінюється магнітний потік двигуна, а разом з ним і електромагнітний момент, а також втрати в обмотках і в сталі. Так, для механізмів із сталим моментом опору (що не залежить від частоти обертання) цей закон записується в такому вигляді:

$$\frac{U}{f} = \frac{U_{ном}}{f_{ном}} = const ,$$

де U, f – величини напруги і частоти обертання статора на регульовальній характеристиці; $U_{ном}, f_{ном}$ – номінальні величини напруги і частоти обертання статора.

Частотне регулювання здійснюється плавно в широкому діапазоні, що досягає значення 40:1. Верхня межа частоти обертання обмежується максимально допустимою частотою обертання за умовами механічної міцності ротора. Мінімальна частота обертання визначається можливістю одержання стійкої низької частоти в перетворювачах частоти.

На рисунку 8.11 наведені механічні характеристики асинхронного електродвигуна у вигляді залежності тягового моменту від частоти обертання ротора при різних частотах напруги живлення.

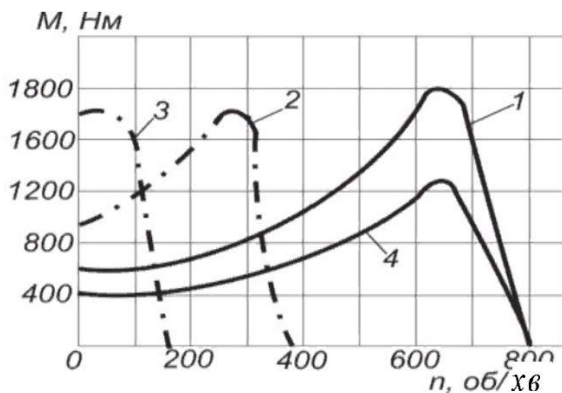


Рисунок 8.11 – Механічна характеристика асинхронного електродвигуна при частотному регулюванні: 1 – $f = 50$ Гц; 2 – $f = 25$ Гц; 3 – $f = 10$ Гц; 4 – $f = 50$ Гц; $U = 0,8U_{ном}$

Як видно з рисунка 8.11, в усіх випадках пусковий момент двигуна при $n = 0$ значно менший від його значення на номінальному режимі. При частотному регулюванні необхідний момент забезпечується незалежно від частоти обертання вала двигуна. Зниження напруги живлення зменшує номінальний момент, а відповідно споживаний струм та електричну потужність. Таким чином, частотне регулювання дозволяє здійснювати плавний, без перевантажень пуск двигуна, оптимальне регулювання його на робочому режимі зі змінним навантаженням, тобто змінною продуктивністю компресора. Для практичної реалізації цього способу регулювання потрібне дооснащення електричної системи компресорної установки відповідною апаратурою і в першу чергу регульованим частотним перетворювачем. Головним недоліком частотного регулювання необхідно вважати високу вартість та складність перетворювачів частоти.

Система керування перетворювачем може бути ручною й автоматичною. При ручному керуванні задання

режиму роботи перетворювача проводиться оператором безпосередньо з пульта управління. Завдання оператора – підтримувати заданий тиск на виході з компресорної установки, що контролюється за допомогою манометра.

При автоматичному регулюванні використовується система на основі спеціального регулятора, на входи якого подаються задавальний сигнал від датчика регульованого параметра (тиску нагнітання), як показано на схемі рис. 8.12. Сигнал задання може подаватися зовнішніми пристроями, зокрема програмними, наприклад, контролерами або з пульта управління. Регулятор формує керуючий сигнал для перетворювача частоти, який за рахунок зміни швидкості обертання електродвигуна підтримує керовану величину такою, що дорівнює заданій.

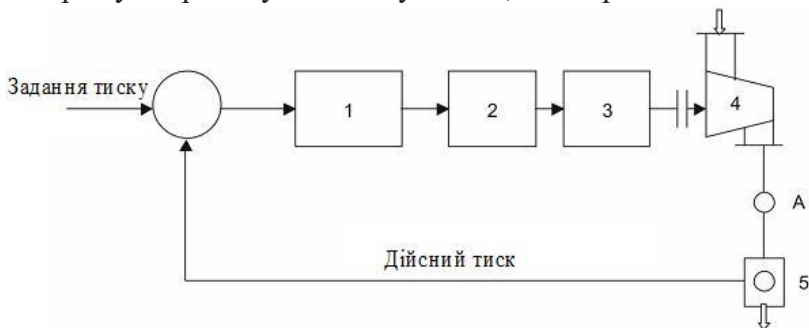


Рисунок 8.12 – Схема системи автоматичного керування перетворювачем частоти:

- 1 – регулятор; 2 – перетворювач частоти; 3 – асинхронний електродвигун; 4 – компресор; 5 – датчик тиску

Система містить необхідний набір захисних функцій для безпечної експлуатації:

- захист від коротких замикань;
- захист від тривалих струмових перевантажень;
- захист від перенапруження;
- захист від перегрівання та ін.

Для зручності користувача вводяться спеціальні функції, що дозволяють системі визначити аварійну ситуацію. Наприклад, при обриванні трубопроводу в точці А (рис. 8.11) витрата повітря збільшується за рахунок витікання, при цьому система автоматики доводить частоту обертання двигуна до номінальної, а сигнал із датчика тиску не може досягти заданого значення. Система подає попереджувальний сигнал про аварію.

У разі блокування (закупорювання) трубопроводу тиск у трубопроводі зменшується, і перетворювач збільшує оберти двигуна. Однак витрат повітря немає, споживана потужність мала і струм двигуна залишається невеликим. При досягненні максимальної швидкості двигуна система подає попереджувальний сигнал.

Використання перетворювачів частоти дозволяє знизити експлуатаційні витрати на електроенергію до 50 %. Істотно підвищується ресурс електричних та механічних пристроїв за рахунок зменшення зношення, знижуються витрати на ремонт і технічне обслуговування компресорних установок.

На рисунку 8.13 наведені результати випробування гвинтового компресора НВЕ-10/0,7 з частотним регулюванням за допомогою перетворювача частоти РЕН-75 у режимі автоматичного підтримання тиску на виході компресора при різних витратах повітря споживачем.

В установці використані компресорний блок CF 90 LG та асинхронний електродвигун потужністю 75 кВт. Продуктивність визначалася витратоміром, споживана потужність – ватметром. Як і потрібно було очікувати, продуктивність компресора й економія електроенергії пропорційні зміні частоти обертання двигуна.

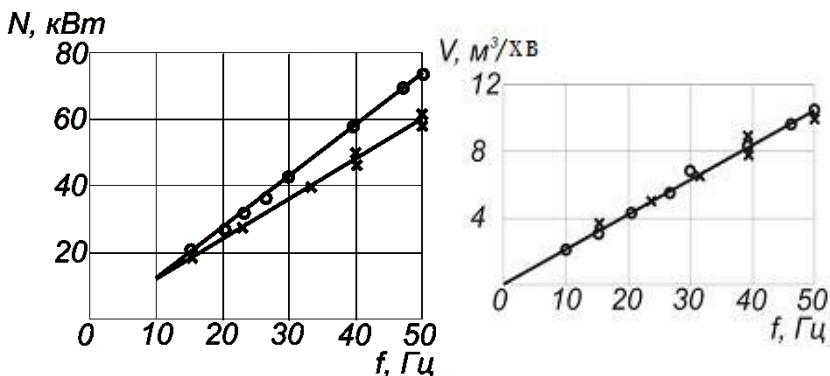


Рисунок 8.13 – Зміна потужності і продуктивності компресора НВЕ-10/0,7 при частотному регулюванні:
 $x - p_k = 5,0$ кгс/см²; $o - p_k = 6,5$ кгс/см²

8.4. Автоматизація компресорних станцій

8.4.1. Загальні відомості щодо автоматизації КС

Автоматизація компресорної станції передбачає здійснення контролю і керування роботою станції як складного технологічного об'єкта. Використання автоматизованих систем контролю й управління є необхідною умовою оптимізації технологічних процесів з метою зниження споживання електроенергії та забезпечення необхідної якості стисненого повітря.

Сьогодні на підприємствах різних галузей промисловості експлуатуються компресорні станції, споруджені за застарілими проектами з низьким ступенем автоматизації. Станції із комплексною автоматизацією є швидше винятком, ніж правилом. Системи автоматики таких станцій розроблені на основі релейної техніки і не відповідають сучасним вимогам.

За останні десятиліття досягнуто значних успіхів у

розвитку сучасних систем автоматики на базі комп'ютерів та мікропроцесорів. Широко застосовуються системи електричні, гідравлічні та пневматичні. Створено елементні бази, що включають надійні датчики, сигналізатори, перетворювачі, виконавчі механізми і т. п.

Можна з упевненістю зазначити, що в цій галузі техніки відбулися революційні перетворення.

Сучасні виробники компресорного устаткування й апаратів для підготовки повітря оснащують свої виробни мікропроцесорними блоками, що легко інтегруються в єдину систему, що необмежено розширює можливості ефективного управління компресорною станцією. З іншого боку, компанії-користувачі компресорами більш охоче погоджуються на додаткові витрати, передбачаючи у подальшому більш високу економічність автоматизованих станцій.

Системи автоматизації бувають двох рівнів:

- на рівні компресорного агрегата;
- на рівні компресорної станції.

8.4.2. Автоматизація на рівні агрегата

Компресорні агрегати поставляються з автономною системою КВП та А (контрольно-вимірювальних приладів та автоматики), необхідною для об'єктивного якісного і кількісного оцінювання показників роботи компресорних установок. Згідно з існуючими правилами кожна компресорна установка повинна бути оснащена такими засобами контролю параметрів:

- манометри на виході з кожного ступеня (секції), на нагнітанні і в повітрозбірнику;
- термометри після проміжного охолодження кожного ступеня (секції), після кінцевого повітроохолоджувача, а також на підведенні і зливанні

охолоджувальної води;

– прилади для вимірювання температури масла, що надходить на змащування агрегата.

У кожному конкретному випадку цей перелік може бути доповнений. Наприклад, у високонавантажених і швидкохідних компресорах обов'язкове встановлення приладів контролю температури вкладишів підшипників, вібрації й осьового зсуву ротора. Крім того, встановлюються витратомірні прилади для визначення витрати повітря, реле проходження і лічильники охолоджувальної води, лічильники моторесурсу та ін.

Така система є комбінацією місцевих, локальних контрольних-вимірювальних приладів (манометри, термометри) та дистанційних засобів контролю параметрів, винесених у пультову кімнату станції. У пультовій кімнаті, крім дублювальних вимірювачів параметрів, розміщують також імпульсні лінії від різних датчиків контролю, захисту управління агрегатом.

Сьогодні на ринок поставляються повітряні компресори різних типів малої, середньої і навіть великої продуктивності (багатовальні відцентрові), повністю автоматизовані на базі мікропроцесорної техніки. Гвинтові компресорні установки повністю поставляються в такому виконанні. Наприклад, на рисунку 8.14 наведена схема автоматики компресорної установки ВВ-50/8 випуску ВАТ «НВАТ ВНДІ Компресормаш», м. Суми.

Установка оснащена системою керування на основі контролера «Комконт».

Контролер призначений для оброблення вхідних аналогових та дискретних сигналів і видачі керуючих сигналів на виконавчі пристрої, якими є пускачі електродвигунів, електромагнітні клапани і сирена звукового оповіщення. Контролер поставляється у складі пульта керування, готовим до роботи, і не вимагає додаткового програмування. За необхідності параметри системи регулювання можуть бути змінені споживачем

самостійно.

Контролер оснащений незалежним запам'ятовувальним пристроєм, що має великий об'єм, у якому фіксуються протокол роботи компресора (ввімкнення, вимкнення нормальні й аварійні) та всі маніпуляції машиніста компресорної установки (зміни налаштування системи управління) упродовж тривалого проміжку часу. За необхідності цей протокол може бути добутий із контролера за допомогою ІВМ-сумісної ЕОМ і проаналізований.

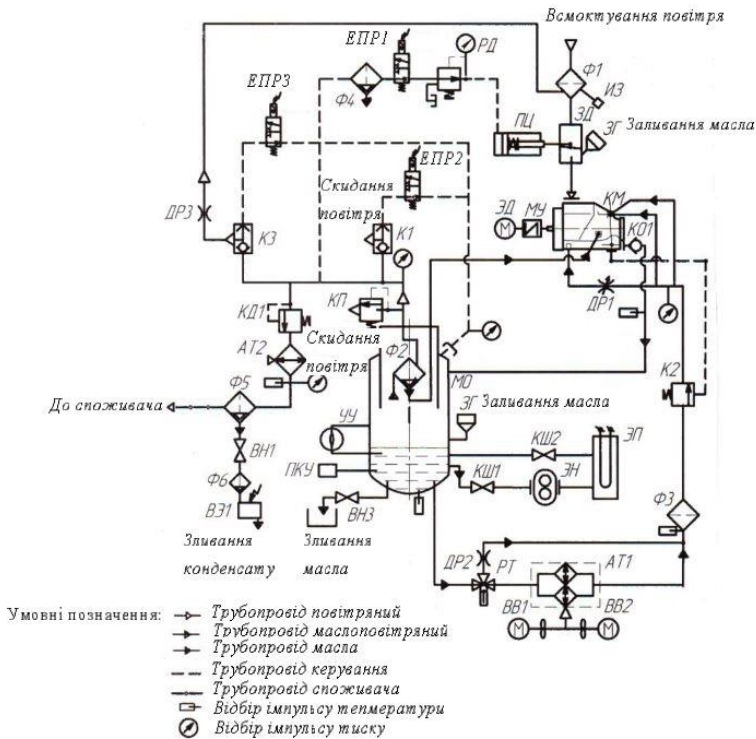


Рисунок 8.14 – Схема автоматизації гвинтової компресорної установки ВВ-50/8

Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
АТ1, АТ2	Комбінований охолоджувач	1	
ВВ1, ВВ2	Вентилятори	2	
ВН1, ВН2	Кран шаровий 11с36п, ДН15, РN16	2	
ВЭ1	Клапан мембранний з електромагнітним приводом ДН15, РN16		
ДР1	Регульовальний дросельний пристрій	1	
ДР2, ДР3	Дросельний пристрій	2	
ЗГ	Заливна горловина	2	
ЗД	Затвор-дисковий	1	
ИЗ	Індикатор засміченості повітроочисника	1	
К1, К3	Клапан страждювальний	2	
К2	Клапан відсічний	1	
КД1	Клапан мінімального тиску	1	
КО1	Клапан зворотний	1	
КП	Клапан запобіжний (Пневмоклапан 25-УХЛ-4)	3	
КМ	Компресор CF-246G	1	
МО	Масловіддільник	1	
МУ	Муфта пружна	1	
ПКУ	Пристрій контролю рівня масла ПКУ-М	1	
ПЦ	Пневмоциліндр	1	
РД	Регулятор тиску	1	
РТ	Регулятор температури	1	
УУ	Вказівник рівня масла	1	
Ф1	Фільтр очищення повітря	1	
Ф2	Фільтр повітряно-масляний	1	
Ф3	Фільтр тонкого очищення масла	1	
Ф4	Фільтр вологовіддільник	1	
Ф5	Сепаратор	1	
Ф6	Фільтр косий сітчастий	1	
ЭД	Електродвигун	1	
ЭПР1, ЭПР2, ЭПР3	Електропневматичний розподільник	3	
КШ1, КШ2	Кран шаровий ДН15, РN16	2	На вимогу замовника
ЭП	Пристрій підігріву масла	1	На вимогу замовника
ЭН	Електронасос	1	На вимогу замовника

Система керування вбудована в контролер установки і забезпечує таке:

– пуск і зупинення електродвигуна компресора й вентиляторів (ручний та автоматичний);

- ввімкнення і вимкнення електронагрівачів масла;
- електричне блокування, що не дозволяє здійснити пуск КУ при: обриві однієї фази; зниженій напрузі; відсутності ключа (або такого, що перебуває в положенні «ВІДКЛ.») в перемикачі керування; температурі масла на вході в КУ нижче плюс 5 °С;

- оперативну світлову й аварійну світлову та звукову сигналізацію;

- вимірювання і візуальну індикацію тиску:

- 1) масла на вході в компресор;
- 2) повітря кінцевого (споживачеві);
- 3) перепаду тиску на фільтри-віддільнику масла;

- вимірювання та візуальну індикацію

температури:

- 1) маслоповітряної суміші на нагнітанні;
- 2) повітря споживачеві;
- 3) масла в масловіддільнику;
- 4) підшипників головного електродвигуна;

- урахування часу напрацювання компресора;

- вимірювання та візуальну індикацію струму статора основного двигуна;

- ручне переведення КУ в режим холостого ходу;

- аварійне зупинення КУ кнопкою «Аварійний стоп»;

- автоматичне керування продуктивністю КУ за тиском повітря споживача;

- підтримання тиску за вбудованим датчиком тиску;

- автоматичне зливання конденсату із сепаратора;

- дистанційний пуск/зупинення компресора;

- дистанційне аварійне зупинення КУ;

- видачу дистанційного сигналу «Аварія»;

- видачу дистанційного сигналу «Компресор увімкнений»;

– автоматичне й ручне керування електромагнітним клапаном стравлювання стисненого повітря;

– захисне відімкнення КУ із увімкненням мережевої та звукової аварійної сигналізації, запам'ятовуванням параметра на момент аварійного вимкнення при:

1) температурі маслоповітряної суміші на нагнітанні понад $110\text{ }^{\circ}\text{C}$;

2) перевищенні швидкості збільшення температури нагнітання маслоповітряної суміші більш ніж на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ за 1 хвилину;

3) тиску нагнітання маслоповітряної суміші понад $8,5\text{ кгс/см}^2$;

4) тиску масла на вході в компресор менше 2 кгс/см^2 ;

5) перепаді тиску на повітряно-масляному фільтрі більше $0,8\text{ кг/см}^2$;

6) рівні масла в масловіддільнику, нижчому від мінімального;

7) обриві однієї фази, зниженні норми напруги живлення, перевантаження і перегріванні привідного електродвигуна КУ й електродвигунів вентиляторів.

Також КУ може бути оснащена системою пожежогасіння. Експлуатація установки, укомплектованої системою керування, не вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу і наявності постійного робочого місця оператора в безпосередній близькості біля установки. Час періодичного обслуговування працюючої установки 15–30 хв за одну зміну.

8.4.3. Автоматизація на рівні станції

Інтегрування (об'єднання) систем регулювання всіх агрегатів в одну називається автоматизованою системою керування (АСК) компресорної станції. АСК дає

можливість ефективно керувати агрегатами станції. При цьому стає можливим не лише здійснювати контроль та керування устаткуванням КС, а й виконувати моніторинг споживання енергоресурсів (електроенергії, охолоджень води, тепла й ін.), взаємодіяти із зовнішніми об'єктами (споживачами стисненого повітря), а також входити як підсистема до загальної структури автоматизованої системи управління підприємством (АСК ТП). Принципова блок-схема АСК КС показана на рис. 8.15.

Сучасний рівень комп'ютерної техніки та засобів комунікації дозволяє досить просто й надійно здійснювати віддалений моніторинг працюючого обладнання на КС, наприклад, із центрального пульта головного диспетчера підприємства або компанії.



Рисунок 8.15 – Структурна схема АСК компресорної станції

Якщо кожен компресор працює як самостійна одиниця, то досить важко сказати, наскільки оптимальна робота всієї компресорної станції. До того ж важко забезпечити рівномірне завантаження і зношення компресорів. Регулювання на рівні станції – це умисне, системне керування роботою кожного агрегата, що в цілому забезпечує високу ефективність та надійність роботи станції. Під ефективністю тут розуміють досягнення мінімально можливих витрат електроенергії на вироблення певної кількості повітря або газу. Забезпечення надійності означає рівномірне навантаження і тривалість

роботи кожного агрегата з урахуванням планово-попереджувальних робіт.

Управління агрегатами ведеться з центральної пультової станції, оснащеної системою керування на базі комп'ютера (рис. 8.16). Управління здійснюється автоматично, за заданою програмою.

Системи станційного регулювання (ССР), які іноді називають «Мультипілот», забезпечені таймерами реального часу, що дозволяють встановлювати добовий або тижневий графік зміни тиску у пневмосистемі. Це дозволяє автоматично вимикати компресори або змусити пневмосистему працювати при зниженому тиску в разі обмеження або за відсутності потреби в стисненому повітрі. За необхідності система повертається до необхідного режиму роботи.

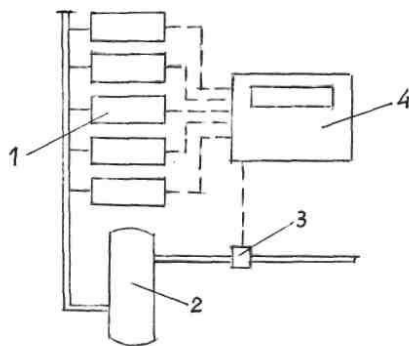


Рисунок 8.16 – Принципова схема системи станційного регулювання:
1 – компресори; 2 – ресивер; 3 – датчик тиску; 4 – процесор

Такі системи дозволяють здійснювати чотири різних режими роботи станції залежно від ситуації. Відповідно є чотири алгоритми регулювання:

1. Режим «першим прийшов – першим пішов». Цей режим ефективний для компресорної станції з

компресорами однакової продуктивності, коли сумарна витрата значно змінюється. При зниженні витрат, що супроводжуються підвищенням тиску, буде вимкнена та машина, що працює довше за інші. Цей режим дозволяє рівномірно за часом завантажувати всі машини й уникати частих запусків та зупинень якого-небудь одного компресора.

2. Режим «таймер». Кожному компресору присвоюється порядковий номер, і компресори піддаються ротації через задані проміжки часу, наприклад 24 години. Після завершення повного періоду однієї ротації порядкові номери змінюються. В результаті досягається рівномірний розподіл між компресорами базових та максимальних навантажень.

3. Режим «однакова кількість робочих годин» дозволяє зрівнювати кількість робочих годин для всіх компресорів. При цьому враховуються вимушені та планові простої машин.

4. Режим «економії електроенергії» застосовується для станцій, оснащених різними за потужністю компресорами, якщо рівномірна експлуатація їх (за часом) не настільки важлива порівняно з мінімальною витратою електроенергії. Алгоритм забезпечує роботу кожного з компресорів у максимально можливому економічному режимі, тобто поблизу номінального режиму. Порівняння споживання електроенергії компресорною станцією із п'ятьма компресорами ($V = 5; 10; 20; 20; 20 \text{ м}^3/\text{хв}$) наведено на рис. 8.17. Як бачимо, заощадження енергії досягає 25 %.

Конфігурація систем АСК КС визначається складом обладнання КС, режимом та графіком роботи КС, а також алгоритмом, що забезпечує тривалу надійність обладнання та енергозбереження.

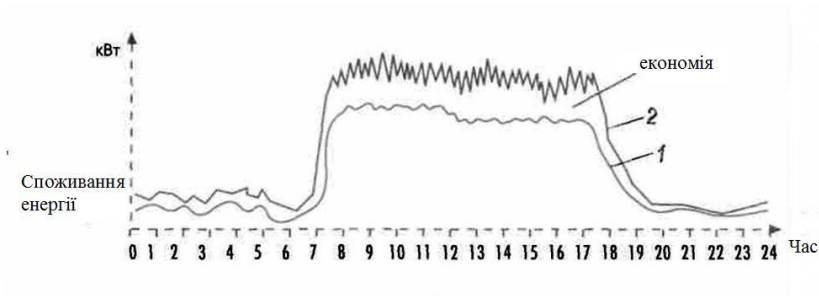


Рисунок 8.17 – Графік споживаної потужності компресорної станції із системою «Мультиплот» (1) і з традиційним управлінням (2)

Контрольні питання

1. Які допоміжні системи необхідні для КС?
2. Які допускаються параметри охолоджувальної води?
3. Яким наближеним способом визначається витрата води на охолодження повітряних компресорів?
4. Назвіть типи системи водопостачання КС. У чому їх суть?
5. Які зовнішні чинники впливають на вибір типу й розмірів повітроохолоджувачів?
6. У чому полягають особливості різних схем оборотного водопостачання?
7. Який вигляд має типова схема маслозабезпечення компресорних установок КС?
8. Особливості застосування електродвигунів як приводів компресорів.
9. Особливості пуску компресорів на працюючу мережу.
10. Як працює електропривід на режимі холостого ходу?

11. У чому переваги й недоліки регулювання компресорів зміною частоти обертання?

12. Які бувають рівні автоматизації компресорних агрегатів на КС?

13. Які сучасні тенденції в розвитку автоматизації компресорних установок?

14. Що таке інтегровані схеми автоматизації на рівні КС, їх суть та алгоритми?

РОЗДІЛ 9 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ МЕРЕЖ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ

9.1. Порядок виконання проекту пневмереж

Вихідним документом для виконання робіт є проектне завдання, що містить генеральний план підприємства, характеристики споживачів стисненого повітря, дані з електро- і водопостачання, та ін. Нижче розглядається проектування системи з центральною компресорною станцією.

Система подачі повітря промислового підприємства багато в чому визначається місцем розташування компресорної станції, типом та конфігурацією схеми пневмосистеми. Передусім необхідно визначити місце розташування КС, використовуючи для цього генеральний план підприємства із зазначенням координат споживачів стисненого повітря та величин споживання.

Під час вибору майданчика для спорудження КС виходять із того, що станція повинна розташовуватися поблизу від найбільшого споживача. Координати КС як центру навантажень можуть бути обчислені аналогічно визначенню центра мас системи матеріальних точок (рис. 9.1) розв'язанням системи рівнянь (9.1) щодо невідомих x_c і y_c :

$$\left. \begin{aligned} \sum V_i (x_i - x_c)^2 &= 0 \\ \sum V_i (y_i - y_c)^2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (9.1)$$

де V_i – витрата повітря i споживачем;
 x_c, y_c – координати КС;
 x_i, y_i – координати споживачів ($i = 1, \dots, n$).

Строго кажучи, визначення центру навантажень за наведеними формулами дуже наближене, оскільки ґрунтується на обчисленні найкоротших відстаней між КС споживачами. Насправді прокладування пневмотрас проводиться ламаними лініями. Ця обставина може бути врахована внесенням коефіцієнтів, що враховують дійсну довжину повітропроводу для кожного споживача.

Якщо проводиться модернізація системи подачі повітря на підприємстві, то на основі техніко-економічного аналізу вирішується питання про використання існуючої компресорної станції або спорудження нової.

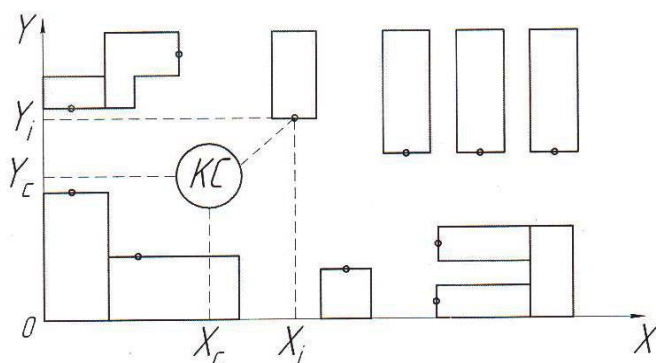


Рисунок 9.1 – До визначення місця розташування КС

На першому етапі здійснюється розроблення принципової схеми пневмосистеми. При цьому необхідно виконати такі підготовчі роботи:

- аналіз планування підприємства, групування споживачів;
- вибір типу схеми пневмосистеми («деревоподібна», кільцева, комбінована);
- визначення параметрів стисненого повітря для кожного великого споживача або групи (допустимий тиск, температура, запиленість, вологість);
- визначення трасування пневмопроводів

(прокладування надземне, в траншеях, усередині або поза приміщеннями);

- вибір місць розташування ресиверів, засувок, запобіжних клапанів, продувальних та дренажних вентилів, витратомірних пристроїв та ін.

За результатами підготовчого етапу в ізометрії складається схема повітропровідної мережі із нанесенням довжин ділянок, витрат повітря й місць установаження необхідної арматури.

На другому етапі виконується розрахунок пневмомережі, що складається з таких частин:

- гідравлічний розрахунок;
- розрахунок зниження температури повітря під час його руху по трубах до споживачів;
- розрахунок вологості повітря та вологовідділення.

Як вихідні дані задаються:

- продуктивність (навантаження) компресорної станції;

- витрати повітря усіма споживачами (цехами);
- принципова схема системи подачі повітря;
- компоновальна схема з реальними розмірами та конфігурацією пневмосистеми;

- умови прокладування повітропроводів (надземні, в траншеях, у приміщеннях, наявність теплоізоляції і т. п.);

- діапазони зміни температур;
- вимоги з фільтрації і ступеня осушування повітря.

Після завершення розрахунків виконують проектування пневмомережі та розроблення робочих креслень.

9.2. Основи розрахунку пневмомереж

Цілями розрахунку є:

- вибір діаметрів повітропроводів;
- визначення втрат тиску на гідравлічний опір;

- визначення температури повітря у споживачів;
- визначення вологовмісту повітря у споживачів.

9.2.1. Гідралічний розрахунок

Спочатку для обраної схеми пневмережі проводиться визначення витрат стисненого повітря на окремих її ділянках. При цьому використовуються результати розрахунків потреби у стисненому повітрі для окремих цехів. Витрати беруться з урахуванням втрат повітря на ділянках. Коефіцієнт втрат береться таким, що дорівнює від 1,1 до 1,25 залежно від протяжності ділянки, кількості з'єднань труб, наявності арматури, дренажних та продувальних вентилів.

Швидкість у трубопроводах береться такою, що дорівнює не більше 25 м/с, а для віддалених споживачів не більше 8–12 м/с. Для повітропроводів малих діаметрів (менше 25 мм) швидкість береться такою, що дорівнює 4–8 м/с.

Виходячи із цих швидкостей, визначаються діаметри трубопроводів. При «деревоподібній» схемі пневмосистеми центральний колектор проектується із діаметром трубопроводу, що поступово зменшується за ходом розбору повітря. При кільцевій схемі колектор береться одного діаметра, величина якого розраховується для витрати, що дорівнює 0,7 від сумарної витрати усіма споживачами, під'єднаними до кільця.

На наступному етапі розраховуються гідралічні втрати, що необхідно для визначення тиску стисненого повітря на вході до кожного споживача. Рух повітря по магістралях супроводжується тертям об стінки трубопроводів, втратами енергії на подолання місцевих опорів (поворотів, звужень, розширень, запірних органів

арматури і т. п). Тиск уздовж потоку падає, зменшується його густина, а швидкість зростає.

Суть розрахунку полягає в обчисленні втрат тиску на кожній із ділянок пневмомережі. Ділянки вибирають між кожними двома послідовно розташованими точками відбору стисненого повітря. Кожна ділянка трубопроводу має сталі діаметр d та довжину l . Як перше наближення замість $p_{сер}$ можна підставляти відому величину тиску на початку ділянки. Визначивши втрату тиску на i -й ділянці, обчислюємо тиск у кінці цієї ділянки, який беремо таким, що дорівнює тиску на початку $i + 1$ ділянки трубопроводу і проводимо для нього всі обчислення, наведені вище, і т. д. для кожної гілки до кожного кінцевого споживача. Якщо різниця тисків на кінцях ділянки не перевищує 5 % від середньої величини тиску, то можна знехтувати стискуваністю повітря і користуватися формулами гідравліки, тобто вважати густину повітря сталою.

Втрати тиску на ділянці складаються із втрат на тертя й місцевих опорів:

$$\Delta p_z = \Delta p_{mp} + \Sigma \Delta p_m. \quad (9.2)$$

Формули для складових втрат мають вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mp} &= \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2}; \\ \Delta p_m &= \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2}, \end{aligned} \quad (9.3)$$

де v – швидкість у трубопроводі; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, що визначається за довідниками залежно від числа Рейнольдса $Re = v_i \cdot d_i / \nu_i$ та відносної шорсткості труб; ζ – коефіцієнт місцевого опору, що визначається за довідниками; ρ – середня густина повітря на ділянці $\rho = p_{сер}/RT$.

Як правило, втрати у місцевому опорі подають у вигляді втрат на тертя на еквівалентній ділянці прямої труби довжиною l_e , що визначається з умови

$$l_e = \zeta \frac{d_i}{\lambda}. \quad (9.4)$$

Величини l_e визначають за таблицею 9.1.

Таблиця 9.1 – Довжини труб, еквівалентні місцевим опорам, м

Ділянки місцевих опорів	Діаметр трубопроводу, мм					
	25	50	100	150	200	250
Нормальне коліно	0,5	1	1,7	2,5	3,2	4
Трійник	2	4	10	15	20	32
Ліроподібний компенсатор	1,8	4	9,5	14,5	20	27
Засувки	0,3	0,5	1,5	2,5	3,5	5
Прохідний вентиль	6	13	31	50	75	100
Кутовий вентиль	5	10	20	32	45	61
Обернений клапан	1,6	3,2	7,5	12,5	16	24

З урахуванням цього сумарні втрати тиску на i -й ділянці дорівнюють

$$\Delta p_e = \frac{\lambda_i}{d_i} \rho_i \frac{v_i^2}{2} (l_i + \sum l_{i \text{ экв}}). \quad (9.5)$$

Якщо після урахування гідравлічних втрат одержані значення тисків для споживачів допустимі, розрахунок припиняється. Якщо на якій-небудь ділянці втрати тиску великі і призводять до неприпустимого зниження тиску у споживача, то втрати зменшують за рахунок збільшення діаметра трубопроводу або (і) зменшують місцеві опори, усуваючи круті повороти, звуження і т. п.

Для скорочення часу розрахунки необхідно виконувати в першу чергу для критичної гілки з

найбільшою протяжністю і найбільшою кількістю місцевих опорів. Після одержання задовільних результатів для критичної гілки виконують розрахунки інших гілок та ділянок.

У практиці проектування для полегшення розрахунків повітропроводів користуються номограмою (див. додаток А). За допомогою номограми визначаються діаметр і втрата тиску на кожній ділянці із трубопроводом постійного діаметра. При цьому урахування місцевих опорів проводять шляхом збільшення довжини ділянки труби на величину сумарної довжини труб, еквівалентних місцевим опорам (табл. 9.1). Нижче наведено приклад використання номограми.

9.2.2. Розрахунок вологовмісту

Оскільки відомі довжини трубопроводів та умови їх прокладування (надземний підвіс, укладання в траншеї або безканално, наявність теплоізоляції, навколишні умови), на наступному етапі необхідно визначити в характерних точках і в кінці гілок (у споживачів) температуру та ступінь вологості повітря й оцінити необхідність встановлення волого віддільників та вологовідвідників.

Стиснене повітря після кінцевих охолоджувачів, як правило, має температуру 40–60 °С. При проходженні через протяжні мережі температура повітря істотно знижується, підвищується вміст вологи. Щоб уникнути цих явищ, іноді вводять додаткове підігрівання повітря перед споживачами об'ємної дії. Підігрівання проводять за рахунок утилізації відхідного тепла, наприклад гарячої води, після проміжного повітроохолоджувача компресора, надлишку технологічної пари і т. п. Температура повітря після нагрівання не повинна перевищувати 180 °С.

У магістральних та підвідних повітропроводах зміна температури стисненого повітря відбувається в основному через теплообмін навколишнім середовищем. Для сталевих трубопроводів без теплоізоляції зниження температури, °С, без урахування впливу окалини, іржі, водомасляної емульсії на стінках труби може бути наближено визначене шляхом послідовного розрахунку на ділянках за формулою

$$t_i = t_1 - \frac{\pi \cdot [t_1 + t_2 + \dots + t_{i-1} - t_\alpha (i-1)] \Delta l_i}{Q_n \cdot C_p \cdot \left(\frac{1}{D_6 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{D_n \cdot \alpha_2} \right)}, \quad (9.6)$$

де i – число ділянок, на які розбита довжина трубопроводу; t_1, t_2, \dots, t_i – температура стисненого повітря на вході 1, 2, ..., i -ї ділянок, °С; t_α – температура повітря, °С; Δl_i – довжина ділянки, м; Q_n – об'ємна витрата стисненого повітря, що проходить у трубопроводі, зведена до нормальних умов, $\text{нм}^3/\text{год}$; C_p – об'ємна питома теплоємність повітря (при сталому тиску $C_p = 0,31 \text{ ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$); D_6, D_n – внутрішній та зовнішній діаметри труби, м; α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від стисненого повітря до стінки труби, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К}$; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до атмосферного повітря, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К}$.

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 , $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К}$, обчислюється за формулою

$$\alpha_1 = 3,8 \left(\frac{v}{D_6} \right)^{0,25} \cdot v^{0,5}, \quad (9.7)$$

а коефіцієнт α_2 для даної задачі може бути взятий таким, що дорівнює величині $\alpha_2 = 11,2 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К}$.

Очевидно, що з точки зору випадання максимальної

кількості вологи, обмерзання й утворення крижаних пробок розрахунок необхідно виконувати в першу чергу для від'ємних температур, характерних для даного поясу. На рисунку 9.2 наведені залежності, одержані розрахунком за формулою (9.6) для умов: $t_1 = 50\text{ }^\circ\text{C}$; $v = 10\text{ м/с}$; $p = 8\text{ кг/см}^2$; за температури навколишнього повітря $-20\text{ }^\circ\text{C}$ і $+20\text{ }^\circ\text{C}$. Розрахунки виконані для трьох значень внутрішнього діаметра труби. Як видно із графіків, рис. 9.2, різниця в температурах уздовж труби в літню і зимову пори року досягає величини $40\text{ }^\circ\text{C}$, тому необхідно очікувати істотної відмінності і в величинах вологовмісту стисненого повітря.

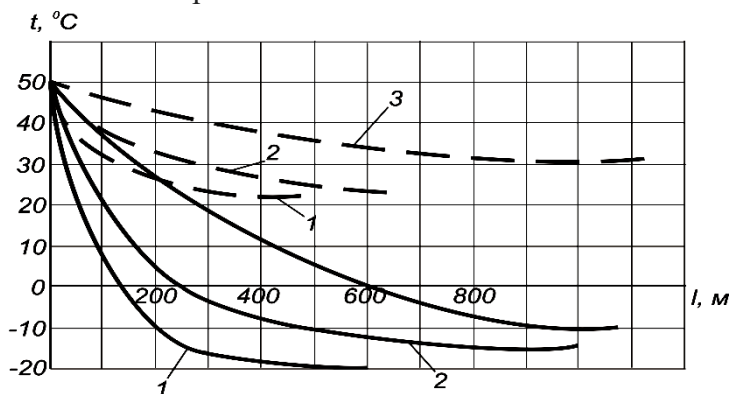


Рисунок 9.2 – Зміна температури стисненого повітря по довжині сталевого трубопроводу без ізоляції:
 1 – $d = 50\text{ мм}$; 2 – $d = 100\text{ мм}$; 3 – $d = 200\text{ мм}$; $t_1 = 50\text{ }^\circ\text{C}$;
 — $t_{нар} = -20\text{ }^\circ\text{C}$; - - - $t_{нар} = 20\text{ }^\circ\text{C}$

9.3. Порядок розрахунку пневмережі

Нижче розглянутий порядок наближеного інженерного розрахунку пневмережі на прикладі системи подачі повітря промислового підприємства з центральною компресорною станцією.

Приклад 1

Розрахувати пневмомережу механічного заводу, схема якої наведена на рис. 9.3.

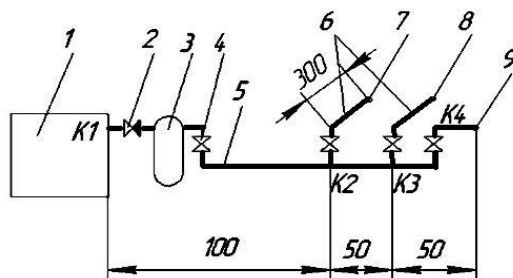


Рисунок 9.3 – Розрахункова схема мережі стисненого повітря: 1 – компресорна станція; 2 – зворотний клапан; 3 – ресивер; 4 – засувки; 5 – центральний колектор; 6 – відгалуження; 7, 8, 9 – споживачі

Вихідні дані: схема відповідає розглянутим у розділі 6 прикладам розрахунку компресорної станції механічного заводу, де споживачі – механічний, складальний та фарбувальний цехи (позиції 7, 8 і 9). Розрахунок потреби стисненого повітря виконаний у прикладі 2 п. 6.1, а підбір компресорів – у прикладі 3 п. 6.2. Прокладування повітропроводів надземне, без теплоізоляції. Тиск повітря на виході з КС дорівнює 0,7 МПа, температура 50 °С. Мінімально допустимий тиск повітря у споживачів 0,6 МПа.

Розрахунок мережі виконується в такому порядку:

1. Визначаємо витрати на ділянках мереж К1 – К2, К2 – К3, К3 – К4. Розрахунок проводиться з кінця найдовшої ділянки (критична гілка), починаючи з кінця від точки К4. Необхідно керуватися таким правилом: якщо вузлова точка належить одному споживачеві, то для неї як розрахункова продуктивність використовується значення максимального споживання, якщо ж це точка розгалуження на декількох споживачів, то витрати обчислюють підсумовуванням максимального споживання найбільшого споживача та середніх значень інших споживачів.

Використовуючи дані табл. 6.3, одержуємо:

$$V_{3-4} = \frac{42,47}{60} 1,4 = 0,99 \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (9.8)$$

$$V_{2-3} = \frac{1}{60} (330,74 \cdot 1,4 + 42,47) = 8,43 \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (9.9)$$

$$V_{1-2} = \frac{1}{60} (1959,84 \cdot 1,4 + 330,74 + 42,47) = 51,95 \text{ м}^3/\text{хв}. \quad (9.10)$$

Максимальні масові витрати повітря на ділянках визначаємо для нормальних умов ($\rho_n = 1,293 \text{ кг/м}^3$):

$$m_{3-4} = \frac{V_{3-4}}{60} \rho_n = \frac{0,99}{60} 1,293 = 0,02 \text{ кг/с}, \quad (9.11)$$

$$m_{2-3} = \frac{8,43 \cdot 1,293}{60} = 0,18 \text{ кг/с}, \quad (9.12)$$

$$m_{1-2} = \frac{51,95 \cdot 1,293}{60} = 1,12 \text{ кг/с}. \quad (9.13)$$

2. Визначаємо внутрішні діаметри трубопроводів, задавши швидкості на ділянках: $v_{3-4} = 4 \text{ м/с}$, $v_{2-3} = 8 \text{ м/с}$, $v_{1-2} = 10 \text{ м/с}$ за формулою

$$d_{\text{вн}i} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_i}{\pi \cdot \rho_{cp} \cdot v_i}}. \quad (9.14)$$

Для всіх ділянок беремо середню густину стисненого повітря, визначену для умов $p = 7 \text{ кг/см}^2$, $t_{cep} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{вн}} = \frac{\delta}{R \cdot T_{cp}} = \frac{7 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 293} = 8,16 \text{ кг/м}^3. \quad (9.15)$$

Після обчислень одержимо значення: $d_{\text{вн}1} = 0,131 \text{ м}$, $d_{\text{вн}2} = 0,059 \text{ м}$, Округлюючи до найближчих стандартизованих значень, остаточно одержуємо діаметри труб відповідно 140, 60 і 30 мм.

Виконавши аналогічні обчислення, одержуємо значення діаметрів труб відгалужень: до механічного цеху – 90 мм, до складального – 50 мм і до малярного цеху – 30 мм.

3. Тут наведено наближений розрахунок гідравлічного опору мережі із використанням спрощених залежностей для коефіцієнта гідравлічного тертя для турбулентної течії у шорстких трубах. Місцеві опори мережі (відводи, коліна, звуження, розширення, арматура і т. п.) замінюються ділянками труб з еквівалентною довжиною (табл. 9.1). За відсутності в таблиці необхідного діаметра береться найближче значення.

Розрахунок гідравлічного опору мережі зводиться до

обчислення втрат на тертя повітря, що рухається із заданими швидкостями в трубах різних діаметра та довжини. Величина втрат, кгс/м², тиску на кожній ділянці визначається за формулою

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2g}, \quad (9.16)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l – довжина ділянки трубопроводу, м; d – внутрішній діаметр труби, м; ρ – густина повітря в трубі, кгс/м³; v – швидкість повітря в трубі, м/с.

Коефіцієнт тертя λ у загальному випадку залежить від шорсткості внутрішньої поверхні труби й від режиму течії. Шорсткість труби визначається еквівалентною абсолютною k_e , мм, або відносною k_e/d величиною. Режим течії визначається числом Рейнольдса Re . Таким чином:

$$\lambda = f\left(\frac{k_y}{d}, Re\right), \quad (9.17)$$

де k_e – еквівалентна шорсткість, мм; d – внутрішній діаметр труби, мм.

Число Рейнольдса обчислюється за формулою

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (9.18)$$

де v – швидкість потоку в трубі, м/с; ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Визначення в'язкості становить деякі труднощі, оскільки ν має складну залежність від тиску й температури. З огляду на наближеність цього розрахунку можна використовувати емпіричну формулу, м²/с:

$$\nu \approx (13,2 + 0,09 \cdot t) \cdot 10^{-6}, \quad (9.19)$$

де t – температура повітря в трубі, °С.

У довідковій літературі з гідравліки та пневматики пропонується цілий ряд аналітичних залежностей і номограм для визначення λ . Для розрахунку повітроводів рекомендується формула

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_y}{d} + \frac{68}{Re} \right), \quad (9.20)$$

яка для випадку течії у шорстких трубах при турбулентному режимі зводиться до спрощеного вигляду (формула Альтшуля):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25} . \quad (9.21)$$

При заданні величини шорсткості необхідно керуватися табл. 9.2.

Таблиця 9.2 – Значення еквівалентної абсолютної шорсткості k_e сталевих труб

Труби	Стан труб	k_e , мм
Безшовні	Нові	0,01–0,02
	Після декількох років експлуатації	0,15–0,03
Зварні	Нові	0,03–0,1
	Після чищення	0,1–0,2
	Помірно заржавілі	0,3–0,7
	Старі заржавілі	0,8–1,5
	Сильно заржавілі або з відкладеннями	2–4

Проведемо обчислення для нашого прикладу.

Ділянка К1 – К2 має трубопровід діаметром 140 мм, довжиною 100 м і місцеві опори – зворотний клапан і засувку (ресивером нехтуємо). Еквівалентна довжина трубопроводу з урахуванням даних табл. 9.1 дорівнює $l_{e1-2} = 100 + 12,5 + 2,5 = 115$ м.

Коефіцієнт опору тертя визначаємо за (9.21):

$$\lambda_{1-2} = 0,11 \left(\frac{0,8}{140} \right)^{0,25} = 0,03 .$$

Втрати тиску, кг/см^2 , визначаємо за формулою (9.16):

$$\Delta p_{1-2} = 0,03 \frac{115}{0,14} \cdot 8,16 \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} = 0,1025 .$$

Аналогічні обчислення для ділянок К2 – К3 і К3 – К4 приводять до таких результатів:

$$\begin{aligned} \Delta p_{2-3} &= 0,0821 \text{ кг/см}^2, \\ \Delta p_{3-4} &= 0,0821 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Сумарна величина втрат тиску, кг/см^2 , у повітропроводі між компресорною станцією й найбільш віддаленим малярним цехом (К1 – К4) дорівнює

$$\Sigma \Delta p = 0,1025 + 0,0821 + 0,0546 = 0,239 .$$

Зниження тиску на ділянці К1 – К4 становить $\frac{0,239}{7} 100\% = 3,41$, що менше від допустимих 5 %.

Тиск повітря, кгс/см², на вході у малярний цех дорівнює $p_4 = p_k - \Sigma \Delta p = 7 - 0,239 = 6,671$.

Далі аналогічно можуть бути знайдені витрати, діаметри труб, а також втрати тиску на відгалуженнях до механічного і складального цехів.

Приклад 2

Для умов прикладу 1 виконати розрахунок діаметра труб і втрат тиску в них, використовуючи номограму, наведену в додатку А.

Беручи середню температуру повітря на ділянці К1 – К2 такою, що дорівнює 20 °С, для нормальної продуктивності $Q_{1-2} = V_{1-2} \cdot 60 = 3120$ м³/год, задавши швидкість $v_{1-2} = 10$ м/с за номограмою, додержуючись процедур $t \rightarrow p \rightarrow Q \rightarrow v \rightarrow d$, отримуємо внутрішній діаметр труби $d_{вн1} = 120$ мм, близький до розрахункової величини.

Втрати тиску знаходимо в правій частині номограми за процедурою $t \rightarrow p \rightarrow Q \rightarrow d \rightarrow \Delta p$, які дорівнюють 0,0008 кгс/см² на 1 м довжини. Загальна втрата тиску на ділянці К1 – К2 дорівнює $0,0008 \cdot 100 = 0,08$ кг/см². Менша величина втрат порівняно із розрахунком у прикладі 1 пояснюється тим, що розрахунок виконаний для старих заржавілих труб. Відхилення ± 15 % для подібних розрахунків вважається допустимим.

Приклад 3

Для умов прикладу 1 виконати розрахунок конденсації вологи у повітропроводах. Врахуємо, що центральний колектор (К1 – К3) стисненого повітря прокладений у каналі, а відгалуження прокладені над землею. Мережі виготовлені зі сталевих труб, не ізольовані, піддаються впливу температури оточуючого повітря. Труби старі, заржавілі. Стиснене повітря на виході із компресорної станції має температуру 50 °С.

Проілюструємо розрахункову методику щодо ділянки повітропроводу К1 – К2 для зимового часу $t_a = -20$ °С. Розіб'ємо ділянку на 10 рівних частин довжиною по 10 м. Швидкість повітря в

трубі $v = 10$ м/с. Коефіцієнт тепловіддачі, ккал/м²·год·К, обчислимо за формулою (9.7):

$$\alpha_1 = 3,8 \left(\frac{10}{0,14} \right)^{0,25} \cdot 10^{0,5} = 34,9.$$

За формулою (9.6) обчислимо температуру, °С, на початку другої ділянки:

$$t_2 = 50 - \frac{3,14 [50 - (-20)(2 - 1)] 10}{51,95 \cdot 60 \left(\frac{1}{0,14 \cdot 34,9} + \frac{1}{0,156 \cdot 11,2} \right)} = 49,1,$$

температуру, °С, на початку третьої ділянки

$$t_3 = 50 - \frac{3,14 [50 - (-20)(3 - 1)] 10}{51,95 \cdot 60 \left(\frac{1}{0,14 \cdot 34,9} + \frac{1}{0,156 \cdot 11,2} \right)} = 48,2$$

і т. д. Температура у кінці ділянки (точка К2) дорівнює 28 °С. Так само можна розрахувати температури уздовж ділянок К2 – К3 і К3 – К4. Температура у найвіддаленішій точці К4 наближається до 0 °С.

Визначення вологовмісту в характерних точках схеми проводиться за допомогою діаграм або таблиць.

У початковій точці повітропроводу К1 гаряче стиснене повітря із параметрами $p_1 = 7$ кгс/см², $t_1 = 50$ °С згідно з діаграмою рис. 6.3 має такий вологовміст: $d_1 = 12,5$ г/кг.

У точці К2 у кінці ділянки трубопроводу діаметром 140 мм із параметрами стисненого повітря $p_2 = 7 - 0,1 = 6,9$ кг/см², $t_2 = 28$ °С вологовміст дорівнює $d_2 = 4$ г/кг, тобто вологовміст змінився на величину

$$d_1 - d_2 = 12,5 - 4 = 8,5 \text{ г/кг.}$$

Кількість води, л/год, що перейшла з пароподібного стану в рідкий, становить

$$\Delta d_2 = m_{1-2}(d_1 - d_2) = 1,12 - 8,5 = 9,52 \text{ г/с} = 34,27.$$

Таку кількість води необхідно видаляти із пневмомережі магістральним вологовіддільником із автоматичним конденсатовідвідником.

Якщо на проміжку між точками К2 і К3 вологовідділення не

проводиться, необхідно визначити кількість вологи, що виділяється у найвіддаленішій точці К4, в якій $p_4 = 7 - 0239 = 6761$ кг/см²; $t = 0$ °С; витрата повітря $m_{3-4} = 0,02$ кг /с. Вологовміст за діаграмою на рис. 6.3 дорівнює $d_4 = 0,5$ г/кг.

Кількість води, г/кг, що випала

$$\Delta d_4 = m_{3-4}(d_4 - d_2) = 0,02 \cdot (4 - 0,5) = 0,07,$$

або 0252 л/год (близько 2 літрів за одну зміну).

Очевидно, що необхідно передбачити збирання й відведення такої кількості рідини в нижній точці трубопроводу на вході у цех перед споживачами. Для цього потрібно встановити посудину-вологозбірник із дренажним вентилем.

На цьому розрахунок пневмомережі завершується.

Застосування сучасних ЕОМ дозволяє виконувати такий розрахунок більш строго, з урахуванням зміни густини повітря, із використанням більш строгих залежностей для обчислення коефіцієнтів гідравлічного опору і т. п. Досвід показує, що прагнення до підвищення точності розрахунків не виправдане, оскільки в реальних системах є багато додаткових чинників, вплив яких перевищує точність розрахунків.

9.4. Особливості проектування мереж стисненого повітря

Мережі стисненого повітря являють собою систему повітропроводів, якими здійснюється подача стисненого повітря від компресорної станції до споживачів. Мережі виготовляються зі сталевих труб різного діаметра. Їх з'єднання здійснюється електрозварюванням, за винятком місць приєднань арматури. Мережі поділяють на міжцехові (підземного й надземного прокладання) та внутрішньоцехові.

Міжцехові мережі прокладаються за тупиковою (деревоподібною) або кільцевою схемою. Прокладання здійснюють переважно у траншеях нижче від рівня

промерзання ґрунту і не вище 0,8 м від поверхні. Надземне прокладування здійснюється в особливих випадках: високий рівень ґрунтових вод, скельний ґрунт, вічна мерзлота, а також між цехами. Труби покриваються гідроізоляцією для захисту від корозії. Доцільно поєднувати прокладування мереж стисненого повітря із тепломережами, що здешевлює монтаж, експлуатацію мереж, а також скорочує виділення вологи і масла з повітря.

Запірні органи для від'єднання окремих ділянок мережі, як правило, не встановлюють, оскільки вони знижують надійність мережі, можуть бути причиною підвищених витікань стисненого повітря та гідравлічних опорів.

Для видалення конденсованої вологи труби прокладають з ухилом не менше 0,003 (3 : 1 000) за ходом повітря. У найбільш низьких точках встановлюються дренажні пристрої з автоматичними конденсато-відвідниками.

При значних витратах конденсату передбачається дренажна система для збирання і транспортування конденсату за допомогою насосів у відстійники для подальшого використання як технічної води. При низьких витратах конденсат зливається в каналізацію.

У найбільш високих точках пневмотраси встановлюються патрубки з вентилями для продування і видалення повітря при гідровипробуваннях.

Якщо потрібно подавати підігріте повітря, то труби утеплюють.

Швидкість повітря у міжцехових повітропроводах не більша від 25 м/с. Загальні сумарні втрати тиску від КС до найбільш віддаленої точки не повинні перевищувати 10 % від робочого тиску компресорної станції.

Внутрішньоцехові мережі стисненого повітря починаються від введення в цех, обладнаний засувкою, що від'єднує його від міжцехової мережі манометром для вимірювання тиску повітря, що надходить, а також вимірювальною шайбою із дифманометром для вимірювання витрати повітря. У тому випадку, коли цех споживає повітря більш низького тиску, ніж тиск у міжцеховій мережі, ввід повинен бути обладнаний цеховим редуційним клапаном. Схема такого введення показана на рис. 9.4. Редуційний клапан може бути встановлений як для одного, так і для групи споживачів.

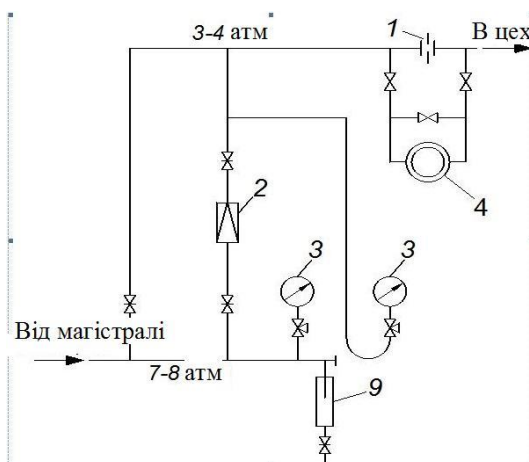


Рисунок 9.4 – Схема вузла введення в цех:

- 1 – вимірювальна шайба; 2 – редуційний клапан; 3 – манометри;
4 – дифманометр; 5 – масловіддільник

Цехові повітроводи монтуються в основному за будівельними конструкціями цеху: колонами, стінами, прогонами або фермами перекриття. Якщо ж підвести повітропровід до споживачів зверху неможливо, то його прокладають у штрабі (каналі) підлоги.

Повітроводи діаметром до 50 мм монтуються з труб

на фітингах, а труби діаметром 50 мм і більше – на зварюванні.

На відміну від тупикової кільцевої система розводки цехових повітропроводів забезпечує більш надійне постачання споживачів стисненим повітрям, але вимагає значних витрат металу, а оскільки різниця у вартості порівняно невелика, то перевага віддається кільцевій системі як більш надійній.

Для запобігання потраплянню сконденсованої вологи із цехової магістралі відводи до споживачів приєднуються зверху або збоку переважно під гострим кутом. Цехові магістралі укладаються з ухилом не менше 0,003 у напрямку руху повітря. У найбільш високих точках магістралі встановлюються масловіддільники, що являють собою невеликі циліндричні посудини, обладнані в нижній частині спускними клапанами, а у верхніх – вентиля для видалення повітря в гідровипробуваннях.

Внутрішньоцехова мережа повітропроводів не підлягає значним деформаціям, за винятком випадку транспортування підігрітого повітря, оскільки різниця в температурах стисненого повітря дуже незначна. Тому цехова магістраль, як правило, укладається без нерухомих опор, причому наявність великої кількості відводів від неї практично ускладнює установаження останніх.

Для надійності надходження повітря споживачам, віддаленим від вводу, швидкість у цехових повітропроводах беруть не більше 8–12 м/с і навіть 4–8 м/с – для повітропроводів малих діаметрів.

Виходячи з витрат стисненого повітря і прийнятих швидкостей, параметри повітропроводів цехової магістралі для тупикової системи визначаються за максимальними витратами і гранично допустимими швидкостями.

Магістраль при кільцевій схемі береться одного діаметра і визначається за витратою в одному напрямку в

розмірі 0,7 від загальної витрати всіх споживачів, охоплених кільцем.

При проходженні повітропроводу поблизу від того місця, де він може бути дуже нагрітий, повинні бути вжиті заходи, що запобігають нагріванню стисненого повітря.

Для споживачів із різкими коливаннями витрати (наприклад, повітряні молоти), а також для цехів, значно віддалених від компресорної станції, перед цехом встановлюються збірники повітря. Об'єм цих повітрязбірників визначається залежно від витрати за формулою, наведеною вище (п. 8.5). Повітрязбірники повинні бути встановлені якомога ближче до споживачів повітря.

У тих випадках, коли застосування підігрітого повітря необхідне, його підігрівають до температури не більше 180 °С, застосовуючи для цього в першу чергу відхідне тепло.

В окремих випадках стиснене повітря необхідно піддавати глибокому осушуванню. Тоді безпосередньо у споживача встановлюється адсорбер або холодильний осушувач.

9.5. Трубопровідна арматура

Під терміном «трубопровідна арматура» розуміють пристрої, встановлювані на трубопроводах, апаратах та посудинах і призначені для управління (відключення, розподілу, скидання і т. п.) потоками робочих середовищ (газів, рідин, газорідинних суспензій) шляхом зміни площі прохідного перерізу. Для систем подачі повітря застосовується промислова трубопровідна арматура загального призначення, використовувана для середовищ із часто застосовуваними значеннями тиску й температури.

9.5.1. Класифікація трубопровідної арматури

За технологічним призначенням арматура поділяється на *запірну*, призначену для періодичного включення або відключення потоку рідини або газу (крани, клапани, засувки, поворотні затвори); *регульовальну* – для зміни або підтримки на певному рівні тиску, температури, рівня й витрати середовища (регульовальні клапани, регулятори рівня, конденсатовідвідники); *запобіжно-захисну* – для попередження збільшення робочих параметрів або для запобігання зворотному руху середовища (запобіжні та зворотні клапани); *контрольну* – для стеження за рівнем та наявністю робочого тіла (пробно-спускні крани і покажчики рівня).

За принципом дії кожен клас арматури поділяється на арматуру привідну (з ручним, механічним, електричним, електромагнітним, пневматичним, гідравлічним приводами) та автоматичну, що діє від самого робочого середовища або зміни її параметрів.

Для систем подачі повітря використовують арматуру для малих тисків – до 1,6 МПа, виготовлену із чавуну й вуглецевих сталей. Залежно від величини умовного діаметра арматуру виготовляють відповідних розмірів (діаметрів проходження середовища), мм: малих – до 40; середніх – 50–250; великих – більше 250. Умовним діаметром проходження арматури називається номінальний внутрішній діаметр трубопроводу, до якого приєднується арматура з умовним тиском (робочий тиск середовища, що проходить при температурі 20 °С).

9.5.2. Запірна та регульовальна арматура

Як запірна арматура повітропроводів широко застосовуються різні пристрої, призначення яких полягає в

повному відкритті або повному закритті перерізу трубопроводу, зокрема це крани, клапани, засувки, поворотні затвори, вентиля.

Для середніх та великих умовних діаметрів найбільш часто застосовують засувки із клиновим запірним органом (рис. 9.5). Герметизація проходження здійснюється складовим дисковим затвором клиноподібної форми, що всувається в посадкове місце корпусу за допомогою висувного шпінделя.

Основною перевагою засувок є збереження прямолінійного руху перекочаного середовища і пов'язаних із цим низьким гідравлічним опором, малими габаритами по осі трубопроводу, простотою конструкції та можливістю руху енергоносія в обох напрямках. Керування засувками здійснюється вручну за допомогою штурвала або маховика або із застосуванням пневмо- та електропривода.

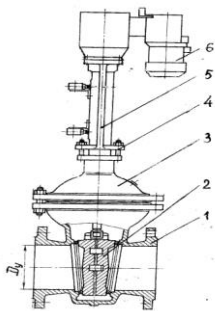


Рисунок 9.5 – Засувка клинова з електроприводом:

- 1 – корпус; 2 – запірний орган; 3 – кришка; 4 – сальник;
- 5 – шпіндель; 6 – електропривід

Останніми роками більш широко застосовуються кульові клапани (рис. 9.6). Перекриття перерізу труби здійснюється поворотом кульового затвора на 90°.

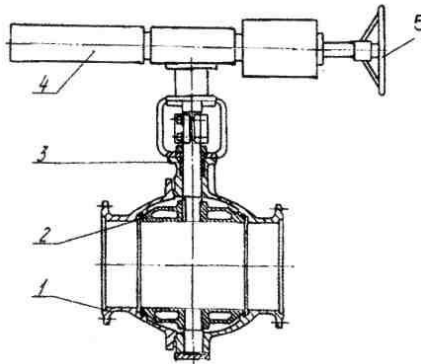


Рисунок 9.6 – Відсічний кульовий клапан:
 1 – корпус; 2 – кульовий затвор; 3 – ущільнювальний вузол;
 4 – пневмопривід із ручним дуплером; 5 – маховик

Конструкція таких клапанів має багато переваг:

- надійне ущільнення навіть при високому ступені забруднення робочого середовища;
- відсутність потреби в техобслуговуванні;
- низькі експлуатаційні витрати;
- придатність для застосування в широкому діапазоні температур;
- висока корозійна стійкість;
- можливість використання в режимі регулювання.

Недоліками кранів є значний крутний момент для керування й обмежена сфера застосування у зв'язку із наявністю, як правило, неметалевих ущільнювальних елементів.

Для *вентилів* характерне те, що в них рух запірною органу (клапана) перпендикулярний до площини поперечного перерізу потоку (площини сідла), що закривається (рис. 9.7). Вони є найбільш поширеними й надійними запірними й регульовальними пристроями.

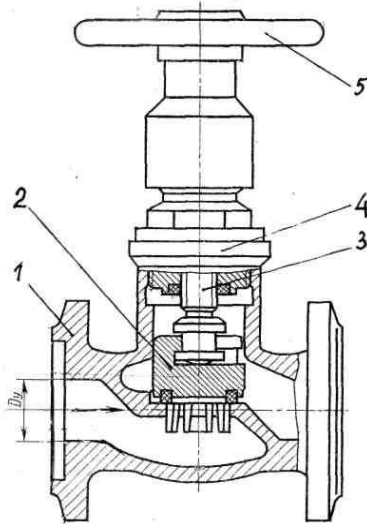


Рисунок 9.7 – Регулювальний вентиль із ручним приводом:
1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – привідний вал; 4 – сальник; 5 – маховик

Дискові затвори (рис. 9.8) являють собою тип трубопровідної арматури, в якій запірний або регулювальний орган виконується у вигляді дискової поворотної заслінки. Застосовуються, наприклад, як вхідний регулювальний орган компресорів різних типів. Дискова заслінка затвора повертається електродвигуном або вручну на певний кут відповідно до необхідного режиму.

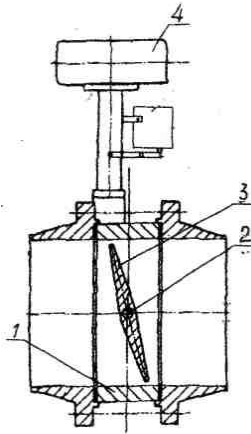


Рисунок 9.8 – Дискава заслінка: 1 – корпус; 2 – вісь;
3 – регулювальний диск; 4 – пневмопривід

9.5.3. Запобіжно-захисна арматура

Зворотні клапани застосовуються для вільного пропускання перекочуваного середовища в робочому напрямку й автоматичного перекривання проходження клапана під час руху в зворотному напрямку. За принципом дії вони поділяються на підйомні й поворотні, їх іноді називають «захлопками». Підйомні клапани, як правило, монтують у корпусах вентилів. Під тиском середовища, що надходить під клапан 2 (див. рис. 9.9), останній піднімається і відкриває прохід; якщо тиск середовища за клапаном (за ходом руху середовища) виявиться з певних причин вищим, ніж до клапана, то клапан буде притиснений до сіidla 1 і закриє прохід. Аналогічною є дія і поворотних зворотних клапанів.

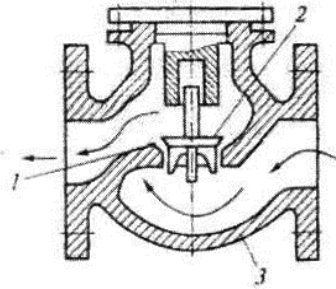


Рисунок 9.9 – Зворотний клапан: 1 – сідло; 2 – клапан; 3 – корпус

У поршневих компресорах застосовують зворотні клапани типу «метелик» (рис. 9.10). Запірним органом клапана є дві пластини, що притискаються до сідла тиском середовища і пружинами. Такі клапани мають на порядок більш низький гідравлічний опір, ніж інші, вони прості у застосуванні й надійні.

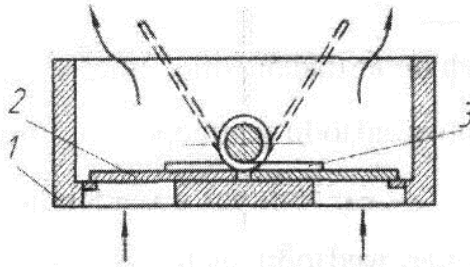


Рисунок 9.10 – Зворотний клапан типу «метелик»: 1 – корпус-сідло; 2 – пластини; 3 – пружина

Запобіжні клапани (рис.9.11) призначені для автоматичного випускання (скидання) частини газу, пари або рідини із трубопроводів, апаратів або машин при збільшенні тиску понад встановлену межу; вони можуть бути важільними (вантажними) або пружинними. Важільні

клапани (рис. 9.11 а) налаштовують на визначений тиск переміщенням вантажу по важілю, а пружинні (рис. 9.11 б) – зміною натягу пружини.

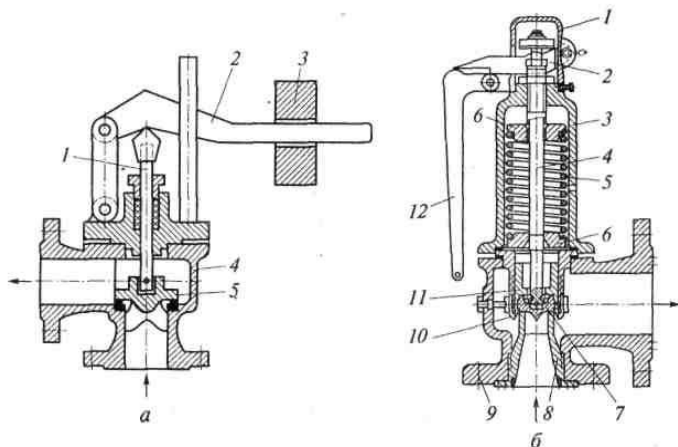


Рисунок 9.11 – Запобіжний клапан:

- а – важільний (вантажний): 1 – шпindelь; 2 – важіль; 3 – вантаж;
 4 – корпус; 5 – клапан; б – пружинний: 1 – ковпак; 2 – важіль;
 3 – стакан; 4 – шток; 5 – пружина; 6 – затискні диски;
 7 – клапан (золотник); 8 – сідло клапана; 9 – фланець корпусу;
 10 – гайка; 11 – рухома втулка; 12 – рукоятка

Важільні клапани залежно від величини їх підняття над сідлом поділяють на мало-, середньо- та повнопідйомні (останні виконують лише пружинними).

Дія вантажного запобіжного клапана (див. рис. 9.11 а) полягає в такому: переміщенням і фіксацією вантажу 3 по важелю 2 вправо або вліво створюють і передають через шпindelь 1 визначене зусилля на клапан 5, який у результаті цього повністю перекриває прохід для середовища через клапан або відкриває прохід частково або повністю залежно від умов технологічного режиму роботи компресорної установки.

Пружинні клапани налаштовуються на необхідний тиск спрацьовування шляхом регулювання стиснення пружини за допомогою гайки і рухомої втулки.

Пропускна здатність, кг/год, запобіжних клапанів розраховується за формулою

$$\bar{G} = 220fp\sqrt{m/T},$$

де f – площа прохідного перерізу клапана, см²; p – абсолютний тиск повітря, кПа; m – молекулярна маса повітря (28,95); T – абсолютна температура повітря, К.

Як захисні пристрої широко використовують розривні мембрани. Запобіжна мембрана являє собою тонкий диск, затиснений між фланцями трубопроводу. Залежно від характеру руйнування такі мембрани можуть бути зрізаними, відривними, такими, що ламаються, і розривними. При перевищенні встановленого тиску мембрана руйнується, випускаючи із системи надлишок середовища. Недоліком мембран є необхідність їх заміни після розриву.

9.5.4. Конденсатовідвідники

Конденсатовідвідники слугують для видалення з потоку стисненого повітря водомасляного конденсату, що випадає при конденсації пари і накопичується в нижніх точках повітропроводів та пневмообладнання.

На повітропроводах з умовним проходженням понад 150 мм встановлюються магістральні вологовіддільники, загальний вигляд яких поданий на рис. 9.12. Корпус виконується з відрізка труби діаметром, більшим, ніж діаметр повітропроводу. До нижньої частини корпусу приєднується конденсатовідвідник.

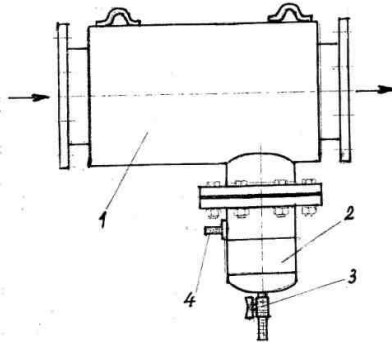


Рисунок 9.12 – Загальний вигляд магістрального волого віддільника типу МВО:
1 – корпус; 2 – конденсатовідвідник; 3 – дренаж ручний; 4 – дренаж автоматичний

Під час руху потоку вологого повітря по трубах із нього виділяється вологомасляний конденсат у вигляді пристінкової плівки або струминки, що збирається в нижній частині корпусу вологовіддільника і видаляється з нього назовні за допомогою конденсатовідвідника.

Конденсатовідвідники застосовують також для видалення конденсату з ресиверів, холодильних осушувачів, вологовіддільників, фільтрів, проміжних та кінцевих повітроохолоджувачів. При цьому їх приєднання завжди виконують у нижніх точках порожнин апаратів.

Існує безліч конструкцій конденсатовідвідників, які можна розділити на два типи: з ручним та автоматичним продуванням.

Недоліки ручного керування очевидні: можливе несвоєчасне відкриття дренажу і волога буде виноситися потоком повітря, мають місце втрати стисненого повітря під час продування дренажу.

Конструкції конденсатовідвідників з автоматичним скиданням дуже різноманітні. Принцип дії механічних

поплавцевих конденсатовідвідників базується на спливанні поплавця в міру надходження конденсату до деякого рівня, після чого за допомогою системи важеля відбуваються відкриття дренажного клапана і зливання конденсату. Останнім часом більш широко застосовуються конденсатовідвідники із соленоїдним електроклапаном (рис. 9.13 а). Існують конденсатовідвідники з налаштованим таймерним керуванням (рис. 9.13 б), що дозволяє налаштувати його під особливості умов застосування, задаючи тривалість відкриття клапана й інтервали між скиданням конденсату. Іноді використовується вбудований грязьовий фільтр, що перешкоджає засміченню дренажного клапана великими частинками.

Сучасні конденсатовідвідники дозволяють видаляти конденсат, повністю усуваючи вихід стисненого повітря через дренаж.

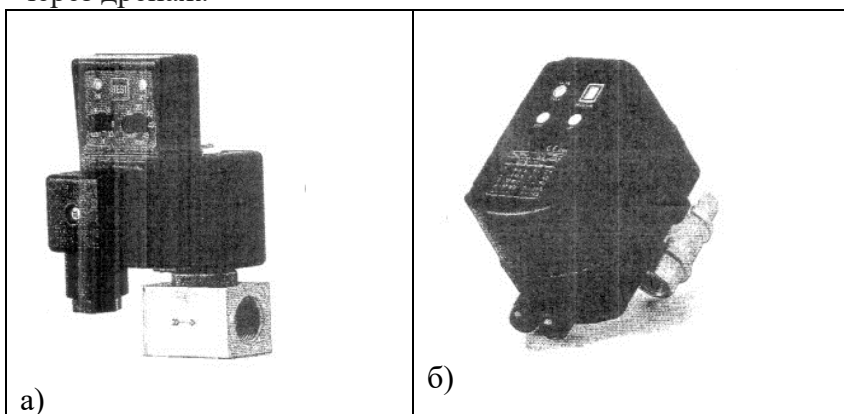


Рисунок 9.13 – Конденсатовідвідники: а) з таймерним керуванням; б) з електроклапаном

Контрольні питання

1. Які вихідні матеріали необхідні для проектування мереж стисненого повітря?
2. Як потрібно вибирати місце на підприємстві для спорудження компресорної станції?
3. Який порядок виконання проекту пневмомережі?
4. Які цілі й завдання гідравлічного розрахунку пневмомережі? Основні етапи гідравлічного розрахунку. Критерії правильності розрахунку.
5. У чому полягає суть температурного розрахунку повітропровідної мережі?
6. Як визначається кількість конденсату в характерних точках пневмомережі?
7. Які основні вимоги при проектуванні міжцехових мереж?
8. Основи проектування та обладнання внутрішньоцехових мереж?
9. Як класифікується трубопровідна арматура, застосовувана в системах повітропостачання?
10. Яка запірна арматура застосовується?
11. Що таке зворотні клапани? Де вони встановлюються?
12. Перелічіть конструкції та принцип дії запобіжних клапанів. Де вони встановлюються?
13. У чому полягає призначення та принцип дії конденсатовідвідників. Яких видів вони бувають?

РОЗДІЛ 10

ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ І СИСТЕМ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ

10.1. Шляхи економії енергоресурсів

10.1.1. Енергетичний баланс систем повітропостачання

Компримування повітря на промислових підприємствах належить до високовитратних технологій. Це пояснюється не лише великими питомими витратами у собівартості продукції, що випускається, але й низьким коефіцієнтом корисного використання електричної потужності. Останній визначається ККД компресорних установок, витратами електроенергії на допоміжні потреби, викидом тепловиділень системи охолодження повітря й масла, охолодженням стисненого повітря та витоками у пневмережі і, нарешті, нераціональним використанням повітря безпосередньо споживачами. Структура витрат та втрат енергії в компресорній станції і в пневмережі проілюстрована на рис. 10.1. Розрахунки показують, що в системах без утилізації коефіцієнт використання енергії на вході до споживача становить 10–15 %. Якщо до цього додати неминучі втрати повітря у внутрішньоцехових мережах і в пневмоприймачах, то ця величина буде ще меншою. Очевидно, що проблема енергозбереження при стисненні повітря є дуже гострою.

Основні напрямки підвищення енергоефективності систем подачі повітря:

- використання високоекономічних компресорів;
- оснащення КС сучасними системами регулювання та управління;
- зменшення витрат на охолодження повітря й масла;

- відмова, де це можливо, від використання води;
- утилізація тепла, що виділяється;
- зменшення витоків у пневмомережі;
- оптимізація параметрів стисненого повітря у споживачів.

Більш детально ці напрямки будуть розглянуті у подальшому викладенні.



Рисунок 10.1 – Енергетичний баланс системи подачі повітря

10.1.2. Питоме енергоспоживання компресорів різних типів

Питоме енергоспоживання визначається відношенням споживаної потужності всією компресорною станцією (тобто включаючи підготовку повітря), кВт/(м³/год) визначають за відношенням

$$\bar{N}_{\text{уд}} = N_{\text{номр}} / V .$$

Встановлено, що водоохолоджувальні компресори мають енергоспоживання, на 5 % нижче, ніж відповідні

компресори з повітряним охолодженням. Гвинтові компресори без змащення (сухі) мають питоме споживання, на 10 % більше, ніж маслозаповнені компресори за інших рівних умов.

У таблиці 10.1 наведені дані щодо питомого енергоспоживання і характеристики ефективності роботи при неповному завантаженні для компресорів різних типів у різних діапазонах продуктивності.

Таблиця 10.1– Характеристики енергоефективності компресорів

Тип компресора	Продуктивність, м ³ /год	Питоме енергоспоживання, кВт год/м ³	Ефективність при повному завантаженні
Поршневий зі змащенням	7–90	0,142	Середня
	90–900	0,118	Середня
	900–3600	0,100	Висока
Поршневий без змащення	7–90	0,153	Середня
	90–900	0,130	Середня
	900–3600	0,112	Висока
Гвинтовий, маслозаповнений ротаційний (одноступеневий)	7–90	0,142	Низька
	90–900	0,124	Середня
	900–3600	0,112	Середня
Шестерінчастий, роторний/гвинтовий сухий (двоступеневий)	90–900	0,119	Середня
	900–3600	0,106	Середня
	3600–7200	0,106	Середня
Відцентровий	90–900	0,124	Середня
	900–7200	0,106	Висока
	> 7200	0,100	Висока

Енергоспоживання залежить і від одиничної потужності компресорних агрегатів: чим вища потужність, тим нижче питоме енергоспоживання. На практиці це означає, що економічніше використовувати один великий компресор, ніж два або три малих при повному

завантаженні.

Високі техніко-економічні показники компресорного устаткування є необхідними, але недостатніми щодо енергоефективності їх застосування. Необхідно створювати сучасні системи повітрязабезпечення і домагатися їх економічної експлуатації. Шляхи підвищення енергоефективності систем повітрязабезпечення промислових підприємств:

- зниження витрати стисненого повітря;
- зниження витоків в усіх ланках системи;
- зниження робочого тиску;
- зменшення часу роботи компресорних установок;
- своєчасне вимикання установок.

10.1.3. Вплив кінцевих параметрів стисненого повітря

Під кінцевими параметрами розуміють параметри стисненого повітря безпосередньо на вході до споживачів. Особливістю промислових систем стисненого повітря є різноманітність пневмоприймачів, що відрізняються величиною робочого тиску. Як ілюстрацію наведемо номінальні значення тиску в МПа для деяких пневмоприймачів:

- піскодувні машини 0,5–0,6;
- пневматичні преси 0,6;
- формувальні машини 0,8;
- пневмопатрони 0,45;
- розпилювачі фарби 0,4;
- сопла для обдування 0,2–0,6.

Компресорна станція повинна задовольняти потребу всього підприємства, тому, як правило, компресори підбираються на максимальний робочий тиск, як правило, 0,7–0,8 МПа, тобто істотно вище, ніж потрібно для більшості пневмоприймачів. Прийнято вважати, що

збільшення робочого тиску у розподільній мережі призводить до підвищення витрат пропорційно тиску, а витік збільшується пропорційно величині $\sqrt{p/p_{ном}}$.

Для живлення пневмоприймачів із меншим робочим тиском доводиться знижувати тиск за допомогою редуційних клапанів або дросельних діафрагм, що встановлюються на підвідних повітропроводах. Але такі пристрої не підтримують тиск сталим. Потрібно застосовувати регулятори тиску «після себе», що забезпечують задану сталу величину тиску за регулятором. При цьому економія стисненого повітря досягає 15–20 %, але головним фактором є стабілізація режиму роботи пневмообладнання.

Споживачі мають різні характеристики:

а) споживачі, що можуть нормально працювати при зниженому тиску. Це дає економію у витраті повітря, $\text{нм}^3/\text{хв}$:

$$\Delta V = \left(\frac{P}{P_n} - 1 \right) V, \quad (10.1)$$

де $P > P_n$; V – витрата при зниженому робочому тиску, P_n зведена до умов всмоктування;

б) для інших споживачів, в яких відбувається робота розширення (пневмоінструмент, формувальні машини, віброперфоратори) при зниженому тиску, потрібна більша витрата повітря для здійснення необхідної роботи.

Перевитрата повітря в цьому випадку становить, $\text{нм}^3/\text{хв}$:

$$\Delta V = 2,8 \left(1 - \frac{P}{P_{ном}} \right) V_{ном}. \quad (10.2)$$

Розглянемо тепер вплив температури повітря на споживача. У каталогах на пневмоприлади та обладнання,

як правило, наводять витрати повітря для $t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. А якщо подавати повітря з більшою температурою, то це підвищить його працездатність, і для виконання цієї самої роботи можна подавати витрату повітря, $\text{нм}^3/\text{хв}$, меншу на величину

$$\Delta V = V \frac{t - 15}{273}. \quad (10.3)$$

Графіки на рис. 10.2 ілюструють економію стисненого повітря у споживачів об'ємної дії при підігріванні.

У загальному випадку для споживачів з об'ємним розширенням економія повітря становитиме, $\text{нм}^3/\text{хв}$:

$$\Delta V = (0,002t - 0,03)V. \quad (10.4)$$

Звідси випливає, що в обґрунтованих випадках можна не проводити кінцевого охолодження стисненого повітря на КС, а іноді при невеликій протяжності виконувати теплоізоляцію повітропроводів. Визначальними тут є економічні критерії.

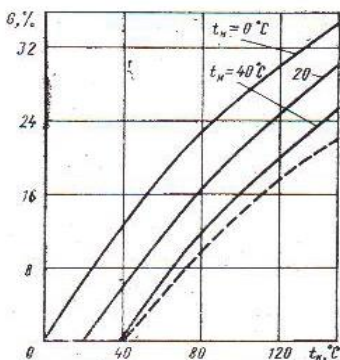


Рисунок 10.2 – Залежність зменшення витрати повітря від ступеня його підігрівання:

t_n , t_k – відповідно початкова та кінцева температури повітря;
 _____ – корисна витрата; _____ – середня витрата

Загальний вираз для економії повітря, $\text{нм}^3/\text{хв}$, від зниження тиску і підвищення температури у споживача має вигляд

$$\Delta V = \left(0,002t + 2,8 \frac{P}{P_{\text{ном}}} - 2,83 \right) V. \quad (10.5)$$

Таким чином, необхідно прагнути до мінімально достатнього рівня тиску у пневмомережі, одержуючи при цьому значну економію потужності на стискання повітря. Якщо ж для окремих споживачів потрібне повітря підвищеного тиску, то раціонально забезпечувати їх дотискними компресорами, що встановлюються або на КС, або локально у безпосередній близькості від споживача. В окремих випадках можливе проведення окремої гілки повітропроводів високого тиску від компресорної станції до споживачів.

10.1.4. Економія охолоджувальної води

Собівартість стисненого повітря залежить від вартості й витрати охолоджувальної води. Норми витрати води мають сезонний характер. Узимку кінцеве охолодження ефекту не має, оскільки точка роси не настає і волога не виділяється. Тому можна досягти економії за рахунок повної або часткової відмови від споживання води.

Для великих об'ємних споживачів стисненого повітря (повітряний молот, прес) значення має зменшення охолодження навіть у літню пору, оскільки стиснене повітря, маючи температуру 100–120 °С, істотно впливає при тій самій ваговій кількості.

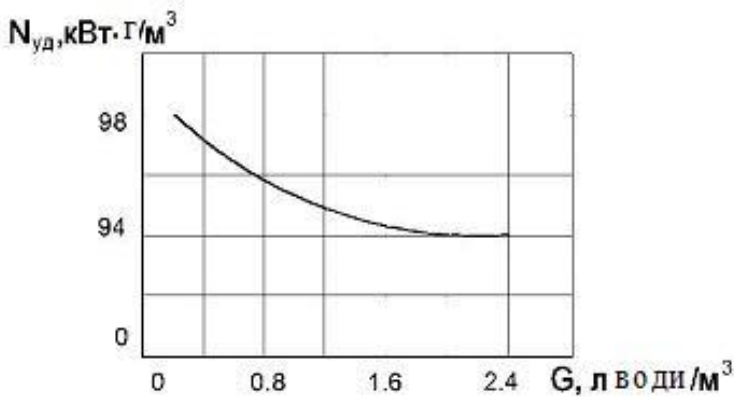


Рисунок 10.3 – Залежність питомих витрат потужності від питомої витрати охолоджувальної води для двоступеневого поршневого компресора ($V = 25 \text{ м}^3 / \text{хв}$; $p = 0,66 \text{ МПа}$; $t_{вс} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{води} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$)

Потужність, споживана повітряним компресором, залежить від температури всмоктуваного повітря й тиску нагнітання. Взимку потужність знижується за рахунок зменшення роботи першого ступеня. У літню пору всмоктуване атмосферне повітря не охолоджується, оскільки це не вигідно. Тому резервом є оптимізація проміжного охолодження. Рішення полягає в пошуку найкращого співвідношення між вартістю електроенергії й вартістю води (рис. 10.3). Якщо вартість електроенергії вважати сталою величиною, то вартість води залежить від місцевих водних ресурсів та варіантів охолодження:

- мережева вода зі зливанням у каналізацію;
- вода із природних водойм зі зливанням у каналізацію;
- мережева вода із повторним використанням для господарсько-побутових потреб.

Найвигідніший варіант охолодження – третій.

10.1.5. Витоки стисненого повітря в мережі

Втрати з витоками в розподільній мережі стисненого повітря є неминучими. Справа лише в кількості цих втрат. Система стисненого повітря з витоками менше 5 % від загальної кількості споживаного повітря вважається чи не ідеальною, а система з витоками до 10 % – гарною. Нормативною величиною при проектуванні та експлуатації систем є витоки, що не перевищують 20 %. Для не нових систем виток витрати наближаються до 30 % і більше. Це значний резерв для підвищення енергоефективності системи.

Витоки – найбільша складова втрат і в той самий час така, що найбільш легко і з невеликими витратами усувається, принаймні до допустимої величини.

Характеристику витоків можна одержати за часом падіння тиску в системі при повному припиненні споживання і виробленні стисненого повітря.

Втрати з витоками, як правило, характеризують наведеним діаметром витоків – діаметром еквівалентної насадки, підключеної, наприклад, до повітрязбірника, витрата через яку дорівнює дійсному витоків. У табл. 10.2 наведена залежність втрат енергії від наведеного діаметра витоків.

Таблиця 10.2 – Втрати витоками

Зведений діаметр витоків, мм	Витоки повітря при надлишковому тиску 7 бар, м ³ /год	Втрати енергії, кВт
0,1	0,04	0,004
1	4,3	0,43
3	42	4,2
5	120	12
10	433	43,3

Часто численні незначні витоки відбуваються в самих компресорних машинах та установках, наприклад, при негерметичному з'єднанні трубної обв'язки компресорів. Неправильне встановлення або налаштування клапана може призвести до значних втрат повітря, коли машина перебуває у неробочому режимі. Застосування відсічних клапанів бажане також на зупинених виробничих ділянках. Це зведе до мінімуму непродуктивні витрати стисненого повітря.

10.2. Утилізація тепла компресорних станцій

Компресорні станції та установки мають великий потенціал енергозбереження. Стиснення повітря супроводжується значним підвищенням його температури. У процесі стиснення повітря в компресорній установці, а також при підготовці стисненого повітря, що подається до споживачів, стискуване повітря охолоджується в проміжних та кінцевому повітроохолоджувачах. Це необхідно робити для зниження потужності, що витрачається на стиснення, і для задоволення вимог споживача. При цьому тепло, відібране від повітря, відводиться теплоносієм (найчастіше водою, рідше атмосферним повітрям) в навколишнє середовище. Теплова потужність (кількість відведеного тепла за одиницю часу) досягає 90 % від потужності, споживаної приводом. Це тепло становить величезний резерв зниження енергоспоживання.

Кількість відведеної теплоти залежить від продуктивності, кінцевого тиску і ККД компресорної установки. Залежно від типу компресора та його параметрів компресорні установки мають схеми безпосереднього охолодження або з проміжним теплоносієм. У першому випадку охолодження

проводиться продувним атмосферним повітрям, у другому – водою за проточною або циркуляційною системами. Іноді на компресорних станціях застосовуються і комбіновані схеми охолодження. Тепло, що сприймається як атмосферним повітрям, так і водою, може бути використане з користю. В цьому і полягає завдання утилізації тепла компресорних станцій та установок.

Розглядаючи питання утилізації тепла, необхідно мати на увазі, що, крім теплоти, яка відводиться теплоносієм від стисливого і стисненого газу, має місце тепло, що випромінюється поверхнями корпусу й вузлів компресора (підшипників, з'єднувальних муфт), а також таке, що виділяється основним та допоміжними електродвигунами. Ця додаткова теплота утилізована бути не може, крім випадку використання її для обігріву приміщення компресорної станції у холодний період.

Гвинтові маслозаповнені компресори мають, як правило, повітряне охолодження. При контейнерному виконанні установки необхідно вентилувати весь простір усередині контейнера, де розташоване обладнання, що нагрівається в процесі роботи. У різних компоновальних схемах домагаються одночасного охолодження стисненого повітря, масла і обладнання всередині контейнера. Тепло гарячого повітря, що пройшло через охолоджувач та порожнину контейнера, може бути корисно використане для опалення приміщень у холодний період.

Одне з можливих рішень наведено на рис. 10.4.

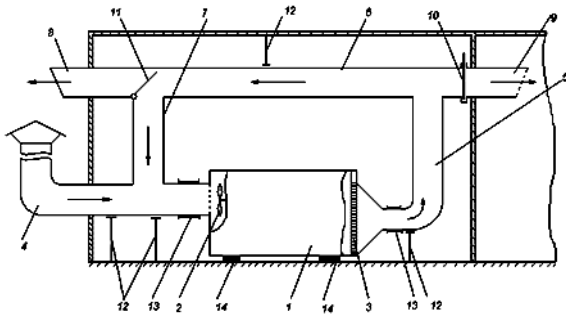


Рисунок 10.4 – Схема організації потоку охолоджувального повітря гвинтової компресорної станції:

- 1 – компресорний агрегат; 2 – вентилятор; 3 – теплообмінник;
- 4 – всмоктувальний патрубков; 5 – нагнітальний патрубков;
- 6 – повітропровід; 7 – перепускний патрубков; 8 – вихлоп в атмосферу;
- 9 – подача гарячого повітря на опалення; 10 – шибер; 11 – заслінка;
- 12 – опоры; 13 – гнучкі з'єднання; 14 – гумометалеві амортизатори

Атмосферне повітря всмоктується вентилятором через вхідний повітропровід. Запиленість та забрудненість повітря не повинні перевищувати допустимих норм. Потік повітря, що пройшло через блок охолодження компресорної станції і було підігріте в ньому в холодну пору року, через шибер спрямовується для обігрівання приміщення компресорної станції та інших виробничих і побутових приміщень. Для полегшення пуску установки взимку необхідно спрямовувати частину нагрітого повітря на всмоктування компресора. Температура всмоктувального вентилятором повітря контролюється термометром. Таким чином, можна використовувати до 80 % енергії у тепловому еквіваленті, споживаної станцією.

У теплу пору року, коли немає потреби в обігріві приміщень, потік підігрітого повітря необхідно спрямовувати за межі приміщення компресорної станції.

Регулювання напрямку і величини подачі потоку підігрітого повітря повітропроводами здійснюється за допомогою поворотних заслінок та шиберів. Положення заслінок фіксується за допомогою тяги.

Аналогічним чином побудована схема КС із поршневими компресорами, що мають повітряне охолодження (рис. 10.5).

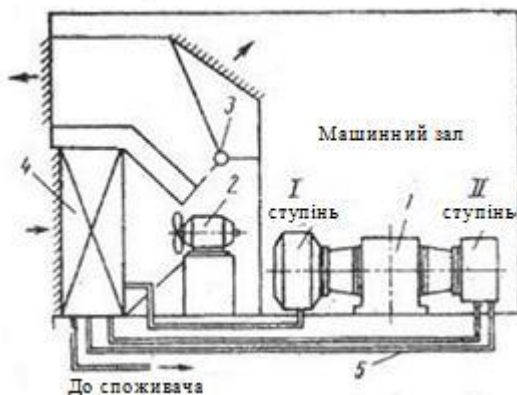


Рисунок 10.5 – Схема поршневої КС із системою повітряного охолодження: 1 – компресор; 2 – вентилятор системи охолодження; 3 – регулювальний клапан; 4 – блок теплообмінників повітряного охолодження; 5 – трубопроводи

У переважній більшості випадків поршневі компресорні установки мають водяне охолодження. Тепло гарячої води становить значний потенціал для корисного використання.

Стиснене повітря, що надходить до пневмомережі, як правило, має температуру 40–60 °С. При досить великій протяжності мережі повітря надходить до споживача із температурою навколишнього середовища. Підігрівання стисненого повітря перед споживачами об'ємної дії збільшує його працездатність, оскільки для роботи таких машин важлива не масова, а об'ємна витрата.

Якщо споживачі стисненого повітря (наприклад,

ковальський цех) розташовані близько від компресорної станції, то для підігрівання стисненого повітря може бути використане тепло стиснення другого ступеня компресора, як показано на рис. 10.6.

Гаряче повітря від компресора віддає своє тепло в теплообмінники-утилізатори, охолоджуючись від 120–140 до 80–100 °С. У кінцевому охолоджувачі водяного охолодження воно охолоджується вже до 25–30 °С замість 40–50 °С при звичайній схемі. Це сприяє більш глибокому вологовідділенню в сепараторі, і повітря надходить у міжтрубний простір утилізатора, де нагрівається до 60–90 °С.

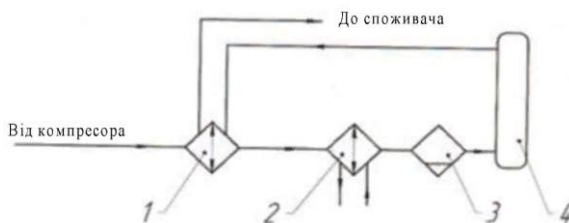


Рисунок 10.6 – Принципова схема установки підігріву стисненого повітря: 1 – теплообмінник-утилізатор; 2 – кінцевий повітроохолоджувач; 3 – вологовіддільник; 4 – повітрозбірник

Доцільність такої утилізаційної схеми та розмір економічного ефекту залежать від температури, з якою стиснене повітря надходить до споживачів, тобто від протяжності пневмомережі, способу прокладування повітропроводів, їх ізоляції.

На компресорних станціях із великою встановленою потужністю кількість виділеної теплоти дозволяє використовувати її в технологічних виробництвах для підігрівання реагентів, теплоносіїв, матеріалів. На схемі рисунка 10.7 показане використання тепла гарячої води після проміжних та кінцевих охолоджувачів на КС із

відцентровими компресорами. Тут охолоджувальна вода циркулює у замкненому контурі, нагріваючись послідовно у проміжних та кінцевому охолоджувачах, і віддає тепло технологічному продукту в поверхневому теплообміннику-утилізаторі.

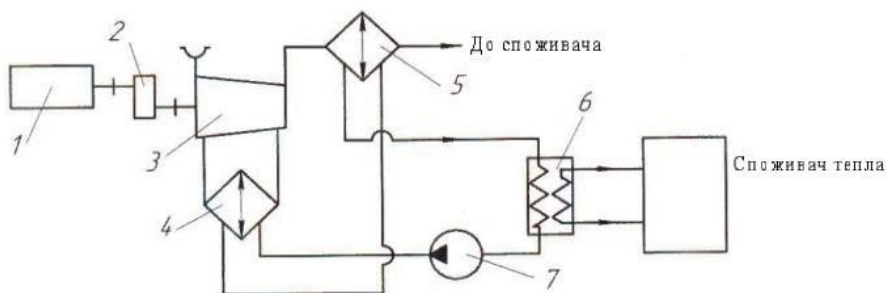


Рисунок 10.7 – Принципова схема КС з утилізацією тепла гарячої води: 1 – привідний електродвигун; 2 – мультиплікатор; 3 – компресор; 4 – міжступеневий повітроохолоджувач; 5 – кінцевий повітроохолоджувач; 6 – теплообмінник-утилізатор; 7 – циркуляційний насос

Термодинамічний аналіз показує, що використання теплоти низького потенціалу не досить ефективне. Сьогодні пропонуються схеми більш високого рівня, з більшою економічною віддачею. Наприклад, для станцій із великими відцентровими компресорами значний економічний ефект може дати заміна електроприводу на парові турбіни. Великі промислові підприємства, як правило, мають у своєму складі власні котельні, використовувані для задоволення технологічних і побутових потреб. Об'єднання їх у єдину теплову схему з компресорною станцією дозволяє одержати більш високі енергетичні показники.

На рисунку 10.8 показана схема КС із

паротурбінним приводом, в якій передбачена утилізація теплоти відпрацьованої пари і стиснуваного повітря. Для простоти на схемі зазначений лише один компресорний агрегат, хоча на реальних станціях їх встановлюють декілька.

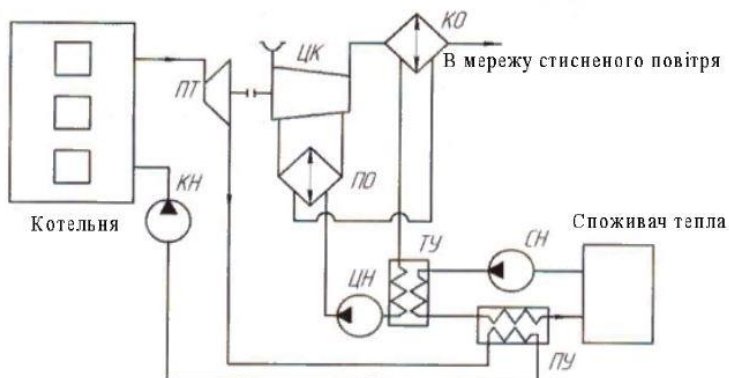


Рисунок 10.8 – Принципова схема компресорної станції з утилізацією тепла у паротурбінному циклі

У такій схемі нагрівання мережевої води, що спрямовується до технологічних споживачів, здійснюється двома етапами. Спочатку холодна мережева вода нагрівається в теплообміннику-утилізаторі гарячою водою з повітроохолоджувачів, а потім додатково нагрівається парою з турбін у паровому утилізаторі. В паровому утилізаторі відпрацьована пара віддає своє тепло мережевій воді і конденсується. Цей утилізатор у тепловій схемі є конденсатором пари. Конденсат відкачується конденсатним насосом у котельню. Для привода компресорів застосовуються парові турбіни із протитиском, тому параметри гріючої пари досить високі.

Реалізація такої схеми вимагає значних капітальних витрат, які будуть складатися із витрат на заміну

електродвигунів паровими турбінними установками, на модернізацію котельні та спорудження утилізаційної системи. Очевидно, що така схема доцільна в разі компактного розміщення котельні, КС та споживачів тепла. Гаряча вода може бути використана як для технологічних цілей (як теплоносій), так і для потреб теплофікації (обігрів приміщень, нагрівання води для побутових потреб та ін.).

10.3. Техніко-економічні показники компресорної станції

10.3.1. Інтегральні оцінювання економічності компресорної станції

Ефективність роботи КС характеризується різними показниками. Одні з них оцінюють енергетичну досконалість станції – наприклад, ККД компресорних агрегатів та станції в цілому, витрата електроенергії на одиницю стисненого повітря, що відпускається, ступінь утилізації тепла системи охолодження повітря й масла. Інші характеризують показники режиму роботи КС: співвідношення витрат технологічного повітря і повітря для КВП, коефіцієнт використання та ступінь нерівномірності завантаження встановленої потужності КС та ін.

Найбільш важливим і широко застосовуваним показником роботи КС є собівартість стисненого повітря, що, як правило, визначається натуральним значенням вартості вироблення 1 000 м³ стисненого повітря за будь-який період, найчастіше за 1 рік. Визначення цього показника вимагає вимірювання кількості виробленого стисненого повітря та кількості витраченої (споживаної) електроенергії. Для цього на КС встановлюються

витратоміри й електричні лічильники. Оцінювання ефективності роботи КС проводиться шляхом порівняння дійсних та планових значень собівартості. Планова собівартість визначається на основі статичних даних за попередній період з урахуванням її коригування на зміну обсягу продукції, що випускається.

Для цехів, технологічних ліній та виробництв, що випускають продукцію із великими питомими витратами стисненого повітря, використовують нормативний показник

$$\alpha = \frac{V_{\text{зод}}}{A_{\text{зод}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ед.продукции}}, \quad (10.6)$$

де $V_{\text{рік}}$ – річна витрата повітря, м³;

$A_{\text{рік}}$ – річний випуск продукції у натуральному обчисленні.

Поглиблений аналіз ефективності роботи КС вимагає використання додаткових показників.

10.3.2. Електрична економічність компресорної станції

Необхідно враховувати, що споживана з мережі електрична потужність, кВт, дорівнює сумі потужностей

$$N_{\text{ен}} = \sum N_{\text{е}} + N_{\text{дп.і.}} + N_{\text{в.і.}}, \quad (10.7)$$

де складові:

$N_{\text{к}}$ – на привід компресорів;

$N_{\text{доп.м}}$ – на привід допоміжних механізмів;

$N_{\text{в.п.}}$ – на власні потреби.

Електроенергія, споживана приводом компресорів, залежить від типу компресорів, продуктивності, тиску нагнітання, режиму роботи, наявності системи регулювання. Електроенергія потрібна також і для *привода допоміжних механізмів*: масляних насосів, насосів системи

водяного охолодження та вентиляторів системи повітряного охолодження компресорів. Витрата електроенергії на *власні потреби* складається із витрат на освітлення, вентиляцію, кондиціонування, привід верстатів та інструментів і, як правило, становить 2–5 % від потужності КС.

ККД компресорної установки визначається за виразом

$$\eta_{\dot{e}.\dot{o}} = \eta_{i\ddot{i}\ddot{e}} \cdot \eta_{i\ddot{a}\ddot{o}} \cdot \eta_{y\ddot{e}}, \eta_{i\ddot{a}\ddot{a}}, \quad (10.8)$$

де $\eta_{пол}$ – політропний ККД компресора;

$\eta_{мех}$ – механічний ККД компресора;

$\eta_{ел}$ – електричний ККД привідного електродвигуна;

$\eta_{наг}$ – ККД нагнітального тракту (від компресора до повітрозбірника).

Потужність, корисно витрачена на стискання повітря у компресорах, дорівнює

$$N_{i\ddot{i}\ddot{e}} = \Sigma N_{\dot{e}\dot{s}} \cdot \eta_{\dot{e}\dot{o}}, \quad (10.9)$$

де $N_{\dot{e}\dot{s}}$ – потужність, споживана компресором;

$\eta_{\dot{e}\dot{o}}$ – ККД компресорної установки.

ККД компресорної станції, що визначається як відношення корисно витраченої потужності до загальної підведеної до КС потужності (ККД бруто), дорівнює

$$\eta_{кс}^B = \frac{N_{пол}}{N_{кс}}. \quad (10.10)$$

ККД станції без урахування потужності, витраченої на привід допоміжних механізмів і на власні потреби (ККД нетто), дорівнює

$$\eta_{кс}^H = \frac{N_{пол}}{N_{кс} - N_{вс.м} - N_{с.н}}. \quad (10.11)$$

Різниця між цими показниками характеризує ступінь технічної досконалості інфраструктури компресорної станції.

10.3.3. Теплова економічність компресорної станції

Якщо компресорна станція укомплектована компресорами із повітряним охолодженням, то використання гарячого повітря для обігрівання приміщень може дати значну економію палива котельні в опалювальний сезон.

Приклад 1. Визначити економію від використання тепла КС на опалення приміщень.

Гвинтовий компресор із повітряним охолодженням номінальною потужністю 37 кВт, ККД електродвигуна 0,93. Час роботи компресора 8 годин на день. Корисне тепло в потоці гарячого повітря становить 90 % від загального енергоспоживання. Опалювальний сезон 125 днів на рік. У вихідному варіанті передбачене опалення від котельні на рідкому паливі. Нижча теплотворна здатність палива $Q^u = 9,97$ кВт·год/л, ціна палива 8 грн за 1 літр, ККД котла 0,8.

Загальна корисна теплова енергія кВт у потоці гарячого повітря $Q_{пол} = (37 \text{ кВт}/0,93) 0,9 = 35,81$.

Якщо така сама кількість тепла виробляється в котельні, то витрати на паливо за опалювальний сезон становитимуть $3 = 35,81 \text{ кВт} \cdot (125 \cdot 8) \text{ години} \cdot (8 \text{ грн/л}) / 9,97 \text{ кВт} \cdot \text{год/л} \cdot 0,8 = 22 \text{ 987 грн}$.

Таким чином, використання тепла компресорної установки дає економію енергії 35,81 МВт·год, що еквівалентно спалюванню $22 \text{ 987} : 8 = 2 \text{ 873}$ л рідкого палива.

Утилізація на підприємстві тепла стисненого повітря і гарячої води системи охолодження компресорів еквівалентна збільшенню корисної потужності, вироблюваної КС. Наприклад, при утилізації гарячої води

кількість теплоти, кВт, що відпускається, в електричному еквіваленті дорівнює

$$Q = mc_p (t_z - t_x) \cdot \varphi, \quad (10.12)$$

де m – масова витрата циркулюючої води, кг/с;
 t_z і t_x – температура гарячої і повертаної холодної води;

φ – коефіцієнт використання тепла ($\varphi = 0,6-0,8$).
З урахуванням цього ККД КС одержуємо у вигляді

$$\eta_{\text{КС}} = \frac{N_{\text{пол}} + N_{\text{тепл}}}{N_{\text{КС}}}, \quad (10.13)$$

де $N_{\text{тепл}}$ – електричний еквівалент корисно використаного тепла.

Показники (10.10) – (10.13) повною мірою характеризують економічність, власне, компресорної станції.

10.3.4. Ефективність пневмосистеми

Сучасний підхід до питання енергоефективності вимагає розгляду всієї системи повітрязабезпечення підприємства в цілому. Якщо оснащена сучасними компресорами станція подає стиснене повітря до застарілої, технічно недосконалої розподільної пневмосистеми, в якій мають місце значні витікання, надмірне охолодження повітря, великі гідравлічні втрати, то це не приведе до бажаного зниження собівартості як стисненого повітря, так і продукції, що випускається. Інвестування в модернізацію КС виявляється не досить ефективними. Тому необхідно враховувати показники, що характеризують стан пневмомережі, тобто необхідно ввести показник ефективності пневмосистеми в цілому, що включає як КС, так і систему розподілу стисненого повітря

між споживачами.

Якщо здатність 1 кг стисненого повітря до механічної роботи при адіабатичному розширенні його до початкового тиску p_n , що обчислюється за параметрами на вихідному колекторі КС, дорівнює

$$l_{\kappa} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{\kappa} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (10.14)$$

то на вході до споживача з урахуванням гідравлічних втрат і охолодження повітря в мережі ця здатність зменшується до

$$l_n = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_n \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_n} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (10.15)$$

де $T_n < T_{\kappa}$, а $p_n = p_{\kappa} - \Delta p_{\rho}$.

Ефективність пневмосистеми КС – споживач у цьому випадку можна оцінити умовним ККД системи

$$\eta_c = \frac{l_n}{l_{\kappa}} \quad (10.16)$$

і ввести інтегральну енергетичну характеристику всієї системи подачі повітря (від вхідної електропідстанції до введення до споживача) у вигляді умовного ККД системи подачі повітря в цілому:

$$\eta_{CB} = \eta_{\kappa c} \cdot \eta_c. \quad (10.17)$$

У реальних умовах завжди мають місце витоки повітря із системи, а також умисний відбір або скидання зайвого повітря за відсутності системи регулювання КС, що призводить до ще більшого зниження працездатності

стисненого повітря, що надходить до споживача.

Якщо за параметрами на виході із КС при витраті m стиснене повітря може здійснити функцію розширення:

$$L_k = ml_k, \quad (10.18)$$

то на вході до споживача ця робота буде меншою:

$$L_n = (m - m_{ym})l_k\eta_c, \quad (10.19)$$

що може бути охарактеризоване коефіцієнтом зниження працездатності:

$$K_c = \frac{L_n}{L_k} = (1 - q_{ym})\eta_c, \quad (10.20)$$

де $q_{ym} = m_{ym}/m$ – коефіцієнт втрат повітря в системі.

Наведені вище показники застосовні, строго кажучи, для спрощеної моделі системи «КС – узагальнений споживач». У реальних системах споживачів може бути багато, усі вони розміщені на різних відстанях від КС, мають різні гідравлічні й теплові характеристики, споживають різну кількість стисненого повітря. У цьому випадку для визначення умовних ККД пневмережі η_c і системи η_{CB} у формулу (10.16) замість l_n необхідно підставляти вираз

$$l_n = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \sum_i^n T_{ni} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{ni}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right], \quad (10.21)$$

де i – порядковий номер споживача (цеху, майстерні і т. п.).

На діючому підприємстві необхідно виконувати вимірювання витрати, тиску, температури на вході до

кожного споживача, що виконується не завжди.

Для спрощення завдання доцільно, виходячи із конкретної схеми пневмережі, розбити споживачів на компактні групи («кущі»), наприклад, групи цехів, допоміжних служб і т. п., і виконати вимірювання для кожного куща. При використанні формули (10.21) підсумовування необхідно проводити не за кількістю споживачів, а за кількістю кущів.

Лише комплексне визначення показників КС та системи в цілому може дати об'єктивну оцінку техніко-економічної ефективності системи подачі повітря підприємства.

Зауважимо, що важливим є також ефективне використання підведеного стисненого повітря кінцевими споживачами: пневмоінструментами, пневмообладнанням, пневмоприладами і т. п. Якщо б вдалося оцінити узагальнений ККД споживачів, $\bar{\eta}_n$, то можливим стало б визначення показника ефективності виробництва та використання стисненого повітря на даному підприємстві:

$$\eta = \eta_{кc} \eta_c \bar{\eta}_n. \quad (10.22)$$

Оскільки навантаження на компресорну станцію нерівномірне в часі, визначення всіх наведених вище показників проводиться шляхом осереднення за якийсь певний часовий інтервал: зміна, доба, місяць, рік.

Сучасний підхід до енергозбереження при використанні стисненого повітря вимагає оснащення системи подачі повітря приладами обліку використання ресурсів та контролю параметрів вироблюваного на КС стисненого повітря, що використовується споживачами.

10.4. Економічна ефективність і термін окупності компресорних станцій

10.4.1. Загальні положення

Нова техніка повинна забезпечувати економію коштів та ресурсів й окупатися у прийнятні терміни. Це повною мірою стосується компресорних установок, станцій та пневмосистеми.

Проекти створення нових компресорних станцій або модернізації існуючих розробляються на основі техніко-економічного оцінювання можливих варіантів з метою застосування оптимального рішення. Основним документом є розрахунок економічної ефективності варіантів, що базується на порівнянні різних варіантів підбору обладнання (для нових КС) або на зіставленні економічних показників існуючої та модернізованої КС.

Методика оцінювання економічної ефективності від впровадження нової техніки відома. Результати розрахунків залежать від конкретних умов, що склалися на підприємстві, від технічних характеристик обладнання та економічних показників діяльності підприємства, вартості ресурсів.

Під *технічними характеристиками* використовуваного обладнання розуміють їх технічний стан, коефіцієнт використання, характер навантаження і т. п. Під *економічними показниками* розуміють рівень вироблення та споживання стисненого повітря, вартість електроенергії, охолоджувальної води, рівень амортизаційних відрахувань, експлуатаційні витрати, капітальні витрати і т. п.

Термін окупності, років, нової техніки визначається зі співвідношення

$$T = \frac{K}{E}, \quad (10.23)$$

де K – загальні капітальні витрати, понесені при будівництві, купівлі та під час монтажу обладнання;
 E – річна економія від впровадження нової техніки.

При модернізації КС загальні капітальні витрати є сумою вартості закупленого обладнання та витрат на монтаж і пусканалагодження, що беруться, як правило, такими, що дорівнюють 15 % від вартості обладнання, $K = 1,15C_{об}$.

Річна економія є різницею сумарних витрат на експлуатацію до і після модернізації:

$$E = Z_o - Z_m. \quad (10.24)$$

Витрати на експлуатацію передбачають такі складові (як правило, у розрахунку на 1 000 м³ стисненого повітря):

$$E = C_e + C_{o.e} + A + П, \quad (10.25)$$

де C_e – вартість електроенергії; $C_{o.e}$ – вартість оборотної води; A – амортизаційні відрахування;
 $П$ – умовно-постійні витрати.

Амортизаційні витрати для нової техніки беруться такими, що дорівнюють 9 % за рік від первісної вартості обладнання в розрахунку на 1 000 м³. Амортизаційні витрати на існуючу техніку беруться за діючими нормативами підприємства.

Умовно-постійні витрати включають заробітну плату обслуговуючого персоналу, вартість витратних матеріалів та запасних частин і т. п.

10.4.2. Наближене оцінювання економічної ефективності і терміну окупності при заміні компресорів

Нижче наведемо наближене оцінювання терміну окупності гвинтових компресорних установок при заміні ними поршневих компресорів. Вважаємо, що у структурі загальних витрат Z основну частку (80–95 %) становить вартість електроенергії, яку наближено можна вважати такою: $Z = 1,25 C_e$.

Річний графік завантаження устаткування найчастіше являє собою залежність, близьку до синусоїдальної, що коливається між V_{max} і V_{min} . При цьому середнє споживання

$$V_{cp} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2}.$$

Вважаємо, що до модернізації компресори працюють із постійною фактичною продуктивністю, що дорівнює або менша від номінальної (паспортної), а коливання споживання нижчі від V_{ϕ} забезпечують скиданням зайвого повітря в атмосферу. Гвинтовий же компресор, маючи систему регулювання, відстежує зміну споживання повітря, переходячи на часткові режими і витрачаючи менше потужності.

Режим роботи компресорної станції визначається коефіцієнтом змінності K_c , який дорівнює 1/3; 2/3 та 1 відповідно для одно-, дво- та тризмінної роботи. Загальний фонд робочого часу за 1 рік за умови 5-денного робочого тижня і 11 місяців експлуатації дорівнює, год:

$$T = 24 \cdot 22 \cdot 11 \cdot K_c = 5808 K_c.$$

Річне споживання електроенергії, кВт·год:

$$E = N_{номп} \cdot T,$$

де $N_{спож}$ – фактична споживана компресором потужність, кВт. Річні витрати на електроенергію, грн, (вартість) дорівнюють

$$C_э = C_э \cdot E,$$

де $C_э$ – ціна електроенергії, грн за кВт·год.

Для нерегульованого компресора споживана потужність та продуктивність беруться такими, що дорівнюють паспортним величинам, якщо компресор новий. Якщо ж компресор перебуває в експлуатації довгий час, то за відсутності середньостатистичних даних з експлуатації фактична споживана потужність береться такою самою, а продуктивність – нижчою, що враховується коефіцієнтом технічного стану $K_{m.c} \leq 1,0$:

$$V_ф = K_{m.c} \cdot V_n, \text{ м}^3/\text{хв.}$$

Чим старіший компресор і гірший його технічний стан, тим менше значення коефіцієнта. Орієнтовно можна брати значення коефіцієнта $K_{m.c}$ з табл. 10.3.

Таблиця 10.3 – Коефіцієнти технічного стану компресорів

Строк експлуатації, років		1–5	6–10	11–15	понад 15
$K_{m.c}$	поршневих компресорів	1–0,9	0,9–0,75	0,75–0,65	0,65
	відцентрових компресорів	1–0,95	0,95–0,9	0,9–0,8	0,8
	гвинтових компресорів	1–0,95	0,95–0,9	0,9–0,8	0,85

Що стосується регульованих гвинтових компресорів, то їх споживана потужність зменшується зі зменшенням продуктивності від номінальної V_n до необхідної V , кВт, і може бути визначена за перетвореною формулою (5.18):

$$N = N_i \left[\frac{V}{V_i} - k_N \left(1 - \frac{V}{V_i} \right) \right].$$

У цій формулі V – осереднена за рік продуктивність компресора, в нашому випадку $V = V_{сер}$, а k_N – коефіцієнт зменшення потужності. Для сучасних гвинтових маслозаповнених компресорів із регулюванням переведенням на холостий хід можна взяти $k_N = 0,5$ і тоді

$$N = 0,5 N_n \left(1 + \frac{V_{cp}}{V_n} \right).$$

Приклад 2. Потреба цеху забезпечується повітряними поршневыми компресорами 2ВМ10-50/8 Московського заводу «Борець». Параметри номінальні: $V_n = 50 \text{ м}^3/\text{хв}$; $P_{к\text{ абс}} = 8 \text{ кг/см}^2$, споживана потужність $N_n = 275 \text{ кВт}$ (за паспортом). Коефіцієнт технічного стану визначаємо за таблицею для терміну експлуатації 15 років, $K_{m.c} = 0,65$. Режим роботи цеху тримісний, $K_c = 1$. Рівень споживання цехом стисненого повітря упродовж 1 року коливається від 20 до 45 $\text{м}^3/\text{хв}$. Фактична середня продуктивність дорівнює $V_\phi = 0,65 \cdot 50 = 32,5 \text{ м}^3/\text{хв}$.

У періоди, коли потреба вища, ніж може забезпечити один компресор (тобто понад 32,5 $\text{м}^3/\text{хв}$), вмикається резервний компресор.

Річне споживання електроенергії компресором (без урахування роботи резервного компресора):

$$E = 275 \cdot 5808 \cdot 1 = 1597200 \text{ кВт}\cdot\text{год}.$$

Річні витрати на електроенергію при її вартості $C_e = 0,22$ грн.

$$C_e = 0,22 \cdot 15\,97200 = 35\,1384 \text{ грн}.$$

Загальні витрати на експлуатацію:

$$Z = 1,25; C_e = 439230 \text{ грн}.$$

Загальне річне вироблення стисненого повітря:

$$V_z = 60 \cdot 32,5 \cdot 5808 = 11325600 \text{ м}^3.$$

Вартість 1 000 м^3 стисненого повітря дорівнює

$$1000 \frac{Z}{V_r} = \frac{1000 \cdot 439230}{11325600} = 38,72 \text{ грн}.$$

Нехай пропонується замінити поршневий компресор на гвинтову повітряну установку ВАТ «ВНДКомпресормаш» типу

ВВ-50/8М із такими номінальними параметрами: $V_n = 50 \text{ м}^3/\text{хв}$; $N_n = 285 \text{ кВт}$.

Оскільки середньорічне споживання повітря $V_{ср} = 32,5 \text{ м}^3/\text{хв}$, а гвинтовий компресор оснащений системою регулювання переведенням на холостий хід, то середня споживана потужність, кВт:

$$N_{нсс} = 0,5N_n \left(1 + \frac{V_{ср}}{V_n} \right).$$

Для гвинтового компресора, оснащеного системою регулювання шляхом зміни частоти обертання, кВт, ця залежність дещо інша:

$$N'_{пер} = N_n \frac{V_{ср}}{V_n}.$$

Обчислимо споживані потужності, кВт:

$$N_{пер} = 0,5 \cdot 285 \cdot \left(1 + \frac{32,5}{50} \right) = 235,125.$$

$$N'_{пер} = 285 \frac{32,5}{50} = 185,25.$$

Річне споживання електроенергії, кВт·год, для цих випадків:

$$E = 235,125 \cdot 808 \cdot 1 = 136\,560.$$

$$\dot{A}' = 185,25 \cdot 808 \cdot 1 = 1\,075\,932.$$

Річні витрати на електроенергію, грн, відповідно:

$$C_э = 0,22 \cdot 1\,365\,606 = 300\,433.$$

$$\dot{N}'_э = 0,22 \cdot 1\,075\,932 = 236\,705.$$

Загальні річні витрати на експлуатацію, грн:

$$З = 1,25 \cdot 300\,433 = 375\,541.$$

$$C' = 1,25 \cdot 236\,705 = 295\,881.$$

Відповідно вартість $1\,000 \text{ м}^3$ стисненого повітря, грн:

$$1000 \frac{З}{V} = 1000 \frac{375541}{11325600} = 33,16,$$

$$1000 \frac{З'}{V_э} = 1000 \frac{295881}{11325600} = 26,12,$$

тобто на 14,36 і 32,54 % нижча, ніж для поршневого компресора.

Річна економічна ефективність від заміни поршневого компресора на гвинтовий (із тією чи іншою системою регулювання) відповідно дорівнює, грн:

$$E = 439\,230 - 375\,541 = 63\,689,$$

$$\dot{Y}' = 439\,230 - 295\,881 = 143\,349.$$

Насправді ефективність буде ще вищою, оскільки тут не враховувалися витрати на ввімкнення резервного поршневого компресора. Нехай, наприклад, він вмикається лише на першій зміні. Тоді додаткові річні витрати, грн, на його експлуатацію становлять

$$C_{\text{дод}} = \frac{1}{3} C = \frac{1}{3} \cdot 439\,230 = 146\,410.$$

Ці витрати, грн, відсутні у гвинтового компресора і повинні бути додані до економічного ефекту:

$$E = 63\,689 + 146\,410 = 210\,099;$$

$$\dot{Y}' = 143\,349 + 146\,410 = 289\,759.$$

Якщо взяти ціну одного гвинтового компресора ВВ-50/8М на рівні 300 тис. грн із регулюванням холостого ходу і 500 тис. грн із частотним регулюванням, то термін окупності капітрат із заміни поршневих компресорів на один гвинтовий компресор дорівнюють:

а) для ВВ-50/8М із регулюванням холостого ходу, років:

$$T = \frac{1,15 \cdot 300\,000}{210\,099} = 1,64;$$

б) для ВВ-50/8М із регулюванням частоти обертання:

$$T' = \frac{1,15 \cdot 500\,000}{289\,759} = 1,98.$$

Наведена вище методика придатна лише для наближених розрахунків. Уточнені розрахунки повинні враховувати економію через повітряне охолодження замість водяного, зменшення кількості обслуговуючого персоналу, зменшення витрат на планові та капітальні ремонти і т. п.

10.5. Визначення економічної ефективності компресорів на основі вартості їх життєвого циклу

Наведене вище економічне оцінювання ефективності нової техніки ґрунтується на методах, затверджених багато років тому. Економічний ефект нової техніки обчислюється як сумарна економія всіх виробничих ресурсів (капітальні вкладення, матеріали, жива праця) в розрахунковому році (річний економічний ефект). За розрахунковий береться перший рік після

впровадження нової техніки. Ця методика широко застосовується при оцінюванні ефективності заміни застарілої техніки на нову та визначення терміну окупності витрат. Перевага надається тим зразкам, що забезпечують більш швидку окупність. Якщо поставлена мета вибору найбільш доцільного в економічному відношенні варіанта з ряду адекватних, технічно рівноцінних машин, то використовують порівняльний техніко-економічний розрахунок, що ґрунтується на порівнянні наведених витрат. При проведенні розрахунків необхідно враховувати такі фактори:

- різночасність витрат та одержання економічного результату за розрахунковий період часу;

- додатковий ефект, одержуваний поєднано (наприклад, при застосуванні нового компресора розрахунок економічного ефекту повинен проводитися не лише для компресорної станції, але і для споживачів стисненого газу, що одержують газ високої якості);

- необхідність покриття зобов'язань підприємства щодо внесення платежів за фонди, сплати відсотків за банківський кредит і т. п.

Розрахунки повинні проводитися за всіма умовами статей, що змінюються в часі.

У нинішніх умовах господарювання при економічній нестабільності, кризових явищах, зростанні інфляції та індексції цін, зміні банківських ставок таке оцінювання, що базується на показниках розрахункового року, некоректне.

Останнім часом за кордоном набуває поширення оцінювання ефективності витрат на основі методик визначення вартості *життєвого циклу* складного обладнання.

Повітряні компресори загального призначення не належать до дорогих об'єктів тривалого користування.

Однак якщо врахувати, що компресорна станція включає, як правило, кілька компресорів, а також додаткове допоміжне обладнання, систему контролю та управління, розгалужену мережу повітроводів, то така технічна система повинна бути об'єктом довгострокового економічного аналізу. Основними елементами системи є компресори. Щодо компресорних машин, що випускаються малими серіями або партіями за розробленою документацією і такими, що вимагають незначного обсягу робіт на демонтаж та утилізацію, як термін життєвого циклу може бути взятий лише термін експлуатації.

Життєвий цикл складних машин складається з таких фаз: передексплуатація, експлуатація та післяексплуатація. Фаза передексплуатації передбачає підготовчі, проектні та будівельно-монтажні роботи. Фаза післяексплуатації включає демонтаж та утилізацію.

Грошові потоки (у нашому випадку витрати) на етапах життєвого циклу повинні виражатися у прогнозних цінах. Визначення прогнозних цін на тривалий період пов'язане з великими труднощами, оскільки в даному випадку необхідно спрогнозувати зміни світової та внутрішньої ринкової кон'юнктури, можливість кризових явищ і т. п. Тому визначення цих цін має суб'єктивний, імовірнісний експертний характер.

Прогнозна величина витрат на експлуатацію машин в будь-якому році життєвого циклу може бути визначена за формулою

$$Z_i = Z_1 K_{ин}^{(i-1)}, \quad (10.26)$$

де Z_i – витрати в цінах першого року інвестиційного проекту; $K_{ин}$ – середній індекс цін; $i = 1, 2, \dots, m$ – порядковий номер року життєвого циклу.

Зведення майбутніх витрат до їх цінності на базовий момент часу (перший рік експлуатації)

називається дисконтуванням і здійснюється шляхом множення грошового потоку на i -й рік на коефіцієнт дисконтування α_i :

$$Z_{i np} = \alpha_i Z_i. \quad (10.27)$$

Коефіцієнт дисконтування розраховують за формулою

$$\alpha_i = \frac{1}{(1+E)^i}, \quad \alpha_i = \frac{1}{(1+E)^{i-1}}, \quad (10.28)$$

де E – норма дисконту в частках одиниці, що є екзогенним (задається певними зовнішніми причинами) нормативом, що використовується для оцінювання ефективності інвестиційних проектів. Комерційну норму дисконту визначають з урахуванням динаміки зміни індексу інфляції та цін, факторів ризику та невизначеності, податкових пільг.

Загальні наведені витрати щодо проекту упродовж m років життєвого циклу визначають за формулою

$$\sum_s^m C_{s i \delta} = \sum_s^m \alpha_i C_s \quad (i = 1, \dots, m) \quad (10.29)$$

або з урахуванням виразів (10.26) та (10.28):

$$\sum_i^m Z_{i np} = Z_i \sum_i^m \left(\frac{K_{un}}{1+E} \right). \quad (10.30)$$

Якщо структура щорічних витрат у натуральному вираженні упродовж життєвого циклу змінюється (наприклад, паралельно із поточними витратами на експлуатацію в певні періоди виробляються витрати на поточні, середні та капітальні ремонти обладнання), то зведення витрат проводять за кожним з періодів із подальшим їх підсумовуванням:

$$\sum_i^m Z_{inp} = Z_1 + Z_2 + \dots + Z_{inp} + Z_{mnp}. \quad (10.31)$$

Приклад 3. Провести порівняння ефективності витрат упродовж життєвого циклу від впровадження гвинтового (ВВ-50/8) та поршневого (2М10-50/8) компресорів, що мають однакові параметри застосування. Основні показники компресорів наведені в табл. 10.4.

Таблиця 10.4 – Зіставлення ефективності витрат упродовж життєвого циклу поршневого та гвинтового компресорів*

Компресор	ВВ 50/8 (гвинтовий)	2М10-50/8 (поршневий)
1	2	3
Технічні дані		
Продуктивність, м ³ /хв	50	50
Потужність, кВт:		
– споживана компресором	285	275
– додаткова (вентилятором)	11	
Ціна, грн:		
– компресора	296 000	150 000
– додаткового обладнання (кінцевий повітроохолоджувач)	–	
Монтажні витрати, % ціни	5	15
Вартість монтажу, грн	14 800	25 680
Разом (у цінах базового року), грн	310 800	196 880
Життєвий цикл, год	90 000	90 000
Напрацювання до поточного ремонту	3 000	1500
Кількість поточних ремонтів за 1 рік	2	4
Ресурс до капітального ремонту, год	40 000	30 000
Кількість капітальних ремонтів	1	2
Вартість, грн:		
– річних поточних ремонтів із дисконтом	14 000	15 000
– капітальних ремонтів	103 600	90 000
Витрати на технічне обслуговування за життєвий цикл із дисконтом	209 898	211 971
Експлуатаційні витрати		
Електроенергія		
Коефіцієнт завантаження обладнання	0,75	0,75
Економія за рахунок автоматичного регулювання, %	12,5	

Продовження табл. 10.4

1	2	3
Річне споживання, кВт·год	1 562 000	1 650 000
Вартість електроенергії, грн:		
– за 1 кВт·год	0,24	0,24
– за 1 рік	374 880	396 000
– за життєвий цикл із дисконтом	4 906 429	5 182 848
Мастило	турбінне 22	КС19
Об'єм заправної місткості, л	370	100
Вартість 1 л, грн	3,2	2,6
Час між замінами масла, год	4 000	2 000
Число замін за 1 рік	1,5	3
Винесення масла, г/год	15	150
Річна витрата масла, л	645	1 200
Затрати на мастильні машини, грн:		
– річні	2 064	3 120
– за життєвий цикл із дисконтом	27 014	40 835
Охолоджувальна вода		
Вартість 1 000 м ³ , грн	250	250
Витрати води, м ³ /год	–	14,9
Річне споживання, м ³		89 400
Витрати на воду, грн:		
– річні	–	22 350
– за життєвий цикл із дисконтом	–	293 517
Заробітна плата		
Коефіцієнт обслуговування, люд/зміну	0,15	0,76
Кількість основного обслуговуючого персоналу при тризмінній роботі, осіб	0,7	2,5
Заробітна плата, грн:		
– місячна з нарахуваннями	2 300	8 200
– за життєвий цикл із дисконтом	360 600	1 287 852
Амортизаційні відрахування з дисконтом, грн	299 409	232 828
життєвого циклу, грн	6 114 150	7 445 731
Відхилення :		
– грн	–1 326 433	
– %	–17,83	
*Розрахунки виконані у докризових цінах		

Відзначимо, що гвинтовий компресор є більш сучасною машиною: він компактний, поставляється в контейнері в стані 100 % готовності, не потребує фундаменту, оснащений системою регулювання, не вимагає постійного обслуговування. Ціна гвинтового компресора в 2 рази вища за ціну поршневого, але загальні капітальні витрати на його установку більші лише в 1,5 рази.

Середній нормативний термін служби компресорного обладнання становить 15 років. Якщо вважати, що обладнання експлуатується в робочі дні у тризмінному режимі з коефіцієнтом завантаження 0,70, то середнє річне напрацювання становить 6 000 год. Тоді життєвий цикл (призначений ресурс) становить $15 \cdot 6\ 000 = 90\ 000$ год.

Структура циклу технічного обслуговування і ремонту поршневого компресора складається із щомісячного технічного огляду, поточних ремонтів (щомісячного, шоквартального, піврічного) та капітального ремонту. Ресурс докапітального ремонту становить 30 000 год, або 5 років. За життєвий цикл поршневий компресор піддається двом капітальним ремонтам (третій ремонт перед списанням недоцільний).

Поршневим компресорам властиві явища зношення через зворотно-поступальний рух деталей і циклічно змінні навантаження. Тому ряд деталей поршневих компресорів належить до швидко зношуваних і таких, що потребують частой заміни: ущільнювальні кільця циліндрів, вкладиші підшипників, пластини клапанів та ін. Витрати на придбання запасних частин на заміну зношених у процесі поточних ремонтів досить великі. Капітальний ремонт поршневих компресорів пов'язаний із повним розбиранням компресорів, відновленням ряду вузлів, заміною багатьох деталей. Річну вартість поточних ремонтів поршневих компресорів можна взяти такою, що дорівнює 10 %, а капітальних ремонтів – 60 % від ціни компресора.

В інструкціях з експлуатації гвинтових компресорів передбачається періодичне технічне обслуговування кожні 3 000 год. Ресурс докапітального ремонту дорівнює 40 000 год. Це означає, що за життєвий цикл доцільно виконати один капітальний ремонт.

Поточне обслуговування гвинтових компресорів передбачає лише заміну повітряного й масляних фільтрів, а через кожні два роки – заміну підшипників компресора. Річна вартість поточного обслуговування оцінюється в 5 % від ціни компресора.

Капітальний ремонт компресорної установки передбачає заміну гвинтового компресорного блока, вартість якого становить 30 – 40 % від ціни компресора.

Сьогодні спостерігається тенденція до переходу від планово-попереджувальної системи обслуговування до обслуговування за

технічним станом машин. У цьому випадку повинні бути використані інші нормативи або статичні дані.

Найбільша стаття витрат – це експлуатаційні витрати. Витрати електроенергії при номінальному навантаженні на привід обох компресорів порівнянні, але у гвинтовій компресорній установці є додатковий привідний електродвигун для осьового вентилятора. При коефіцієнті завантаження 0,75 використання гвинтових компресорів приводить до 5 % споживаної енергії завдяки наявності системи автоматичного регулювання.

Основним витратним матеріалом для компресорів є мастило. Для гвинтових компресорів застосовуються більш дорогі мінеральні та синтетичні масла. Проте їх заміна проводиться в 2 рази рідше, а безповоротні втрати у 10 разів менші.

Значну економію коштів дає застосування повітряного охолодження масла і стисненого повітря у гвинтовому компресорі на відміну від водяної системи поршневих компресорів. Це особливо важливо для районів з обмеженими водними ресурсами. Для цього прикладу витрати на воду для охолодження поршневого компресора майже в 2 рази перевищують витрати на електроенергію, що споживається вентилятором повітряного охолодження гвинтового компресора.

Гвинтові компресори не вимагають присутності персоналу. Компресори (локальні), що стоять окремо, можуть приводитися в дію і вимикатися працівниками виробничих дільниць, що використовують стиснене повітря, і лише періодично (або за необхідності) повинні оглядатися й обслуговуватися машиністами.

Поршневі компресори обслуговує постійний персонал. Витрати на заробітну плату основних робітників при використанні гвинтових компресорів в 3,5 рази нижчі.

Витрати на амортизацію компресорів обчислені виходячи із щоквартального нормативу відрахувань – 6,25 % залишкової вартості. При цьому необхідно також враховувати, що витрати на капітальний ремонт належать до вартості основного обладнання на відповідному етапі життєвого циклу: для гвинтового компресора на 7-му році експлуатації, а для поршневого компресора на 6-му і 11-му роках.

Результати розрахунків вартості життєвих циклів порівнюваних компресорів наведені в таблиці 10.4. Норма дисконту взята такою, що дорівнює $E = 0,1$ (10 %).

Вартість життєвого циклу гвинтового компресора на 1,3 млн дисконтованих грн, або на 18 % нижча, ніж у поршневого компресора, хоча початкові витрати на придбання гвинтового компресора у 2 рази вищі. Порівняльний аналіз статей витрат показує, що економія утворюється в процесі тривалої експлуатації гвинтового компресора за

рахунок економії електроенергії та заробітної плати, а також за рахунок відносного зростання амортизаційних витрат для поршневого компресора. Насправді виграш буде ще більш значним з урахуванням таких обставин.

Досвід показує, що капітальний ремонт поршневого компресора не забезпечує повного повернення його технічного стану до вихідного. Продуктивність, питома потужність, міжремонтні ресурси зменшуються. Усе це викликає значні додаткові економічні втрати.

Капітальний ремонт гвинтової компресорної установки передбачає заміну компресорного блока на новий із повним відновленням вихідного технічного стану. Звідси впливає додаткова економія коштів на експлуатаційних витратах.

Повинен бути врахований також факт одержання економічного ефекту у суміжників (у нашому випадку – у споживача стисненого повітря за рахунок більш рівномірного, без пульсацій подачі більш чистого повітря, що забезпечує збільшення ресурсу пневмообладнання, дозволяє відмовитися від ресиверів та ін.)

Розрахунки наочно ілюструють результат порівняння двох одиничних компресорів різних типів. Як правило, компресорні станції комплектуються декількома компресорами, що працюють на загальну мережу. В цьому випадку абсолютні величини витрат та економії збільшуються у декілька разів.

Використання методики вартості життєвого циклу обладнання дозволяє ефективно вирішувати ряд практично важливих завдань маркетингового аналізу, оцінки інвестицій, вибору проектних рішень та обладнання тощо.

Методика дозволяє проводити управління витратами в процесі експлуатації з метою їх оптимізації. Наприклад, на певних етапах життєвого циклу може бути зроблене оцінювання доцільності і прийняте рішення про модернізацію обладнання, про закупівлю більш дорогих, але таких, що мають збільшений ресурс, запасних частин, масел і т. п. Може бути обґрунтоване рішення про продовження терміну служби або більш раннє виведення з експлуатації обладнання. Методика дозволяє розрахувати термін реконструкції обладнання (наприклад, оснащення

сучасною системою керування), при якому ці витрати ще зможуть окупитися, і т. п.

Методика може бути використана і для оцінювання інвестиційних проектів компресорних станцій промислових підприємств. У цьому випадку до вартості життєвого циклу повинні бути внесені додаткові показники: вартість будівельно-монтажних робіт, митні витрати при закупівлі імпортного обладнання, плата за шкідливі викиди і стоки, виплати за банківськими кредитами та ін.

10.6. Енергетичний аудит компресорних станцій

Енергоаудит є дієвим засобом підвищення енергоефективності підприємства в цілому та окремих його частин. *Енергоаудит* – це засіб управління виробництвом (менеджмент), що передбачає систематичне, періодичне, документоване оцінювання роботи керівництва і обладнання, маючи на меті зменшення енергоспоживання шляхом контролю енергоспоживання та модернізації обладнання.

Енергоаудит здійснюють трьома етапами:

- підготовка;
- проведення аудиту;
- висновки та план заходів.

Енергоаудит виконується групою компетентних фахівців підприємства, зовнішніх консультантів або спільно. Визначається глибина аудиту та перелік об'єктів обстеження. Підприємством подаються попередні дані; щодо системи подачі повітря це:

- технологічна схема об'єктів;
- дані про обсяг виробництва стисненого повітря;
- покази лічильників для кожного енергоресурсу (електроспоживання, витрата води, тепла та ін.);
- перелік та характеристики встановлених приладів;

– перелік енергоспоживаючого обладнання (основного, допоміжного, для власних потреб).

Власне, енергетичний аудит проводиться при відвідуванні аудиторами підприємства, шляхом перегляду реєстраційних журналів, огляду приміщень та обладнання. У необхідних випадках проводяться установка дублювальних або додаткових засобів вимірювальної техніки та виконання вимірювань.

Технічна мета аудиту полягає в установленні, де в технологічному процесі використовується енергія, скільки її споживається і скільки її безповоротно втрачається. Крім того, виконуються обстеження організації та управління технологічним процесом, ступеня його автоматизації.

Коли зібрана вся необхідна інформація, вона аналізується та визначається напрямок підвищення енергоефективності:

– зменшення використання енергії. При цьому визначається мінімально необхідна кількість стисненого повітря для забезпечення виробництва;

– ефективність енергозбереження. Розглядаються розподільні мережі для визначення необхідних змін у мережі, що забезпечать мінімальні втрати при постачанні мінімально необхідною кількістю стисненого повітря.

Одержані показники енергоефективності порівнюються з даними аналогічних об'єктів передових підприємств галузі, а також іноземних компаній. Це є критерієм оцінювання енергоефективності обстежуваної системи.

Підсумком є складання плану організаційно-технічних заходів, в якому зазначається, де необхідно виконати зміни у виробництві або розподілі стисненого повітря і зазначити, які необхідні витрати та планований прибуток.

Останнім етапом є здійснення цих заходів та підтвердження їх ефективності необхідними вимірюваннями.

Контрольні питання

1. Що таке енергетичний баланс системи подачі повітря?
2. Як проявляється вплив кінцевих параметрів (у споживача) на роботу споживачів та на витрату повітря?
3. Як залежить вартість охолоджувальної води від місцевих водних ресурсів та варіантів системи охолодження?
4. Які допускаються втрати стисненого повітря і чим вони характеризуються?
5. Як проводиться утилізація тепла на КС при повітряному охолодженні компресорів?
6. Утилізація гарячої води системи охолодження: типові схеми.
7. Які інтегральні характеристики економічності КС?
8. Що таке електрична економічність КС? Наведіть вирази для ККД станції нетто та брутто.
9. Що таке теплова економічність КСВ з утилізацією? Наведіть вираз для ККД станції з утилізацією тепла.
10. Які характеристики ефективності пневмомережі? Що таке умовний ККД системи подачі повітря?
11. Як визначається термін окупності капітальних вкладень при спорудженні та модернізації КС?
12. Що таке життєвий цикл компресорних машин і як плануються витрати на експлуатацію?
13. Що таке енергоаудит і які основні етапи його виконання?

Список рекомендованої літератури

1. Алхазов А. Д. Воздушные поршневые компрессорные станции машиностроительных заводов / А. Д. Алхазов. – М. : Машгиз, 1961. 112 с.
2. Блейхер В. Я. Компрессорные станции / В. Я. Блейхер, В. Н. Елисеев. – М. : Машгиз, 1958. – 324 с.
3. Бондаренко Г. А. Винтовые воздушные компрессорные станции / Г. А. Бондаренко. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2005. – 254 с.
4. Бондаренко Г. А. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом / Г. А. Бондаренко, П. Е. Жарков. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2003. – 134 с.
5. Бондаренко Г. А. Регулирование режима работы центробежных компрессорных установок / Г. А. Бондаренко, В. Н. Довженко, Е. Н. Еременко. – М. : ЦИНТИХимнефтемаш, 1982. – 38 с.
6. Веригин И. С. Компрессорные и насосные установки / И. С. Веригин. – М. : Академия, 2007. – 289 с.
7. Воронежский А. В. Современные компрессорные станции / А. В. Воронежский. – М. : Изд-во «Премиум Инжиниринг», 2009. – 445 с.
8. Воронежский А. В. Современные центробежные компрессоры / А. В. Воронежский. – М. : Изд-во «Премиум Инжиниринг», 2007. – 140 с.
9. Гидон Л. М. Монтаж поршневых компрессоров / Л. М. Гидон. – М. : Машиностроение, 1968. – 187 с.
10. Дегтярев В. И. Снижение потерь в шахтных пневмоэнергосистемах / В. И. Дегтярев. – Киев : Техника, 1987. – 156 с.
11. Жарков П.Е. Газовые компрессорные станции : Монография / П.Е. Жарков, Г.А. Бондаренко, В.Н. Радзиевский. Сумы: Университетская книга, 2015. 285 с. Инструкция о порядке разработки, согласования, утверждения и составе проектной документации на

строительство предприятий, зданий и сооружений.
СНиП 11-01-2003.

12. Киселев Г. Ф. Техническое обслуживание и ремонт центробежных компрессорных машин / Г. Ф. Киселев. – М. : Химия, 1979. – 128 с.

13. Бондаренко Г. А. Компрессорное оборудование. Устройство, эксплуатация и маркетинг / под ред. Г. А. Бондаренко. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2004. – 105 с.

14. Компрессорные станции общего назначения. Оборудование компрессорное. Правила эксплуатации. Рекомендации по повышению технико-экономических показателей. РД РТМ 26-12-39-80. – М. : Минхиммаш, 1981. – 356 с.

15. Левин В. И. Профессии сжатого воздуха / В. И. Левин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

16. Машины электрические вращающиеся. Общие технические требования. – М. : Изд-во стандартов, 1982.

17. Назаренко У. П. Эксплуатация и повышение экономичности воздушных компрессорных установок / У. П. Назаренко, Н. А. Мещеряцкий. – М. : Энергия, 1977. – 220 с.

18. Невзоров Н. И. Теплоэнергетические системы энергоснабжения в текстильной промышленности / Н. И. Невзоров и др. – М. ; Л. : Легпромиздат, 1991. – 512 с.

19. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования / А. В. Нестеренко. – М. : Высшая школа, 1965.

20. Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов. – М. : Металлургия, 1973. – 30 с.

21. Радзиевский В. Н. Теплообменные аппараты компрессорных установок / В. Н. Радзиевский, Г. В. Кирик и др. – Сумы : Изд-во «Слобожанщина», 2007. – 318 с.

22. Рахмилевич З. З. Компрессорные установки в химической промышленности / З. З. Рахмилевич, Е. Н. Мыслицкий, С. А. Хачатурян. – М. : Химия, 1977. – 240 с.

23. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – Л. : Машиностроение, 1981. – 351 с.

24. Рутковский Ю. А. Пневмоэнергетические системы промышленных предприятий : учеб. пособие / Ю. А. Рутковский, А. Ю. Рутковский. – Алчевск : Изд-во ДонГТУ, 2008. – 517 с.

25. Сакун К. А. Винтовые компрессоры / К. А. Сакун. – Л. : Машиностроение, 1970. – 400 с.

26. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий / под ред. В. А. Германа. – М. : Изд-во МЭИ, 1989. – 180 с.

27. Тарасов В. М. Эксплуатация компрессорных установок / В. М. Тарасов. – М. : Машиностроение, 1987. – 135 с.

28. Технологическое оборудование и технологические трубопроводы. СНиП 3:05.05-84.

29. Фотин Б. С. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин. – Л. : Машиностроение, 1987. – 372 с.

30. Френкель М. И. Поршневые компрессоры / М. И. Френкель. – 3-е изд. – Л. : Машиностроение, 1969. – 744 с.

31. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов и др. – Казань : Издательство «ФЭН», 2010. – 671 с.

32. Konka, Karl-Heinz. Schrauben Kompressoren. Technik u. Praxis. –Duseldorf : VDJ-Verl., 1988.

33. Perry, Robert H., Editor/Chemical Engineers' Handbook. McGraw-Hill Book Comp., 1950.

34. Paul C. Halon Compressor Handbook / ISBN 0-07-026005-2 / Mc Grow-Hill/2001. – 754 с.

Навчальне видання

**Бондаренко Герман Андрійович,
Кирик Григорій Васильович**

КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ

ПІДРУЧНИК

Художнє оформлення обкладинки В. М. Баги
Редактори: Н. З. Клочко, Н. В. Лисогуб
Комп'ютерне верстання О. В. Казбан

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 22,55. Обл.-вид. арк. 20,30. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.

