

656, 13, 06

A 22



В. Я. ГРУДЗ, Я. В. ГРУДЗ, В. В. КОСТИВ,
В. Б. МИХАЛКІВ, О. В. МИХАЛКІВ, Д. Ф. ТИМКІВ

АВТОМОБІЛЬНІ **Г**АЗО- **Н**АПОВНЮВАЛЬНІ **К**ОМПРЕСОРНІ **С**ТАНЦІ



**В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. В. Костів,
В. Б. Михалків, О. В. Михалків, Д. Ф. Тимків**

АВТОМОБІЛЬНІ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ (АГНКС)



Івано-Франківськ
Лілея-НВ
2014

856.13.06
УДК (504.05 + 504.06) : 622.692.4

ББК 65.9(4УКР)304

~~F90~~

A22

Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС)
/ В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. В. Костів, В. Б. Михалків, О. В. Михалків,
Д. Ф. Тимків. Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2012. – 320 с.

Монографія містить теоретичні основи термогазодинамічних процесів в АГНКС, розгляд основних технологічних процесів і їхній розрахунок, методи діагностування та обслуговування обладнання, а також практичні питання обслуговування АГНКС.

Книжка побудована на основі оригінальних наукових розробок авторів.

Призначена для інженерних працівників системи транспортування газу України, студентів вищих навчальних закладів нафтогазового профілю, буде корисна для аспірантів та здобувачів наукових ступенів відповідного профілю.

Рецензенти:

І. І. Капцов – доктор технічних наук, професор,

С. В. Харченко – доктор технічних наук, професор

ISBN 978-966-668-273-7

© Ярослав Грудз, 2014

ВСТУП

Зі споживання природного газу як моторного палива Україна займає п'яте місце у світі. Це забезпечує потужна мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС).

Науковці багатьох країн світу дійшли висновку, що епоха нафти закінчується. Наступає епоха метану. Частка природного газу в загальносвітовому балансі споживання енергоносіїв неухильно зростає.

Серед основних чинників, що дозволяють говорити про природний газ загалом як про паливо ХХІ сторіччя, слід назвати такі:

доведені світові запаси природного газу істотно перевищують запаси нафти;

природний газ як моторне паливо не потребує будівництва заводів з його виробництва, потрібні тільки АГНКС для підвищення тиску;

потреба заміщення нафти іншими видами сировини для її вивільнення – на користь тих галузей господарства, де її не можна замінити;

вищий ступінь екологічної безпеки при видобуванні, транспортуванні, переробці, реалізації і використанні;

вищі споживчі якості при застосуванні як енергоносія або сировини;

вища цінова стабільність і економічна привабливість для кінцевих споживачів.

Сьогодні в Україні природний газ є основою паливно-енергетичного балансу. На його частку припадає понад 55 відсотків споживання енергоресурсів. Слід зазначити, що такий перекис у бік природного газу не зовсім правильний. Багато науковців відзначає потребу скоротити частку газу в енергоспоживанні і збільшити частку вугілля.

Разом зі скороченням видобування нафти відбувається пропорційне скорочення виробництва моторних палив у нафтопереробній галузі. При цьому значно понижено виробництво не тільки мазуту, дизельного палива і бензину, але й скрапленого нафтового газу.

Розвиток сучасних технологій автомобілебудування, а також поява нових двигунів призвели до вдосконалення роботи двигунів на газовому паливі.

Але навіть незважаючи на прорив, доказів доцільності використання метану для роботи автомобіля поки що немає.

Однак дехто виділяє ряд переваг метанового виду палива. Сьогодні як паливо для мотора використовують два різновиди газу – це метан (природний газ без домішок) і пропан-бутан (зріджений газ вуглеводневого типу).

Метаном можна заправлятися з балона або на заправках, куди газ потрапляє за газорозподільною системою. Метан відомий більшості з нас з використання в побуті для роботи газових плит.

Метан відрізняється від пропан-бутану рядом ознак. І ці відмінності не тільки в хімічних властивостях, але й у фізичних показниках, а також експлуатаційних властивостях.

За останню десятирічку автопарк, що працює на метані, зростає швидкими темпами, на відміну від машин, двигун яких функціонує завдяки пропан-бутанові.

Метан вважається дешевим, безпечним і зручним у застосуванні. Саме тому він набагато популярніший не тільки від пропан-бутану, а й від дизельного палива і бензину.

Дехто вважає, що природний газ дуже вибухонебезпечний. Однак це звичайний обман. Він менш небезпечний, ніж бензин. Його безпеку вже підтвердила низка досліджень. Цей вид газу має найвищий ступінь безпеки серед усіх різновидів займистих речовин. Тому він займається рідше і гірше, ніж пропан або бензин.

Виробники балонів для метану створюють такі ємності, які без проблем витримають удари і падіння незалежно від їхньої сили. Навіть при дорожньо-транспортній пригоді або під час пожежі балон, наповнений газом метаном, не вибухне.

Цей вид газу набагато легший від повітря. Він не встигає осідати й утворювати небезпечну концентрацію, що призводить до вибуху.

Якби метан був небезпечний, то навряд чи влада міст дозволяла б будувати автозаправні станції природним газом на території житлових кварталів.

Природний газ є найбезпечнішим видом палива для автотранспортних засобів. Балони з метаном володіють досить високим ступенем надійності. Їхній запас міцності багатократний. І це підтверджують постійні випробування, наприклад, на стійкість до впливу високих температур, до руйнування під час падіння з різної висоти, при впливі кислоти і т. д.

Оцінка пожеж і вибухів на транспорті зі звичайним паливом і з природним газом показує, що за участі метану нещасних випадків набагато менше, ніж, приміром, з бензином.

Метан характеризується високою антидетонаційною властивістю, що дозволяє використовувати високий ступінь стиснення і тим самим підвищувати потужність двигуна в автомобілі. Співвідношення стиснення дорівнює 12:1.

Провідні європейські виробники автомобілів уже почали випускати автомобілі, оснащені метановими двигунами. При цьому нові машини нічим не поступаються своїм бензиновим і дизельним аналогам.

Тому про метан можна сказати тільки одне: це безпечний, екологічно чистий, сучасний вид палива. Зростання заправних станцій на природному газі підштовхне до купування метанових автомобілів і переходу на цей вид палива автовласників, які ще до сьогоднішнього дня сумнівалися в цьому рішенні.

Розділ 1

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Промислове виробництво газу було організовано на межі XVIII–XIX ст. у Франції і Великобританії, коли для освітлення вулиць і житлових приміщень запропонували газ, який згодом назвали «світільним». У 1801 р. Ф. Лемон запропонував застосовувати світільний газ як паливо для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). 1860 р. Етьєн Ленуар сконструював перший практично придатний двигун внутрішнього згоряння, який працював на світільному газі, і 1861-го француз Е. Ленуар перший почав використовувати світільний газ для стаціонарних ДВЗ. За 16 років конструктор Отто створив свій чотиритактний двигун, який також працював на газі. Цей двигун згодом серійно випускав завод «Отто – Дейтц», і він набув широкого розповсюдження. Ще за дев'ять років Генрі Форд створив бензинову модель двигуна Ленуара і встановив її на свою першу саморушну коляску. Порівняна дешевизна газового палива, централізація постачання за допомогою мережі трубопроводів, простота обслуговування обумовили широке застосування світільного газу як палива для ДВЗ.

Але до кінця XIX ст. світільний газ перестав задовольняти вимоги практики. Крім того, наприкінці 70-х років XIX ст. було розроблено промислові типи генераторів електричного струму й нові способи передачі електроенергії, що дало можливість застосовувати електрику як енергоносію. І хоча споживання газу як палива для двигунів різко скоротилося, його майже до 30-х років XX ст. використовували для освітлення в багатьох країнах. У 1924 р. на освітлення витрачали 4–6% газу, який видобували. Більш-менш активно застосовувати природний газ як моторне паливо почали в середині 20-х років XX століття.

Вперше компримувати світільний газ спробували 1856 р. у Франції, і там же світільний газ намагалися використати на транспорті в ДВЗ. У 1888 р. досліди повторили в Лейпцигу. Але недосконалість технічних засобів обумовила їхню невдачу. 1895 року в передмісті Парижа Сен-Дені успішно випробували трамвай, що

використав як моторне паливо світильний газ. Французи повторили експеримент, здійснений 1884-го в німецькому місті Дессау. У французькому експерименті трамвай виконував перевезення за маршрутом, прив'язаним до заводу фірми «Ланді». Світильний газ зберігали в балоні під тиском приблизно 10 атмосфер. Вартість транспортної роботи становила не більше 33 сантимів на кілометр пробігу. При цьому газ коштував 20 сантимів за кубічний метр. Тому 1895 рік можна вважати початком застосування компримованого природного газу на транспорті.

Роботи відновилися у 1914–1915 рр. внаслідок значного дефіциту палива під час воєнних дій. Причому на транспорті почали використовувати не лише світильний, але й природний газ. Але систематичні й досить широкі роботи з переведення автотранспорту на компримований газ розгорнули лише після 1925 р. Проводили досліді щодо експлуатації різних видів газобалонних автомобілів (газгольдерні, балони високого тиску), які дали позитивні результати. Незабаром в європейських країнах почали серійно виробляти газобалонні автомобілі і будувати газонаповнювальні станції. На станціях газ звичайно стискали до 20 МПа.

Стаціонарні двигуни й далі експлуатували на світильному та колошниковому газі. В колишньому СРСР сумарна потужність газових двигунів до 1930 р. сягала 73,5 тис. кВт. Більша частина двигунів працювала на металургійних заводах на колошниковому газі.

Компримований газ як моторне паливо спочатку використовували у країнах Західної Європи. Особливих успіхів досягли в Італії, де 1940 р. як газове паливо використали 50 млн м³ газу для вантажних автомобілів і автобусів.

У 30–40-х роках основна маса бензину мала октанове число 60...70, а природний і світильний газ – 80, тому використання газу дозволило значно форсувати двигуни.

У 1936 році вийшла Ухвала Раднаркому про газифікацію автотранспорту. Згідно з нею в 1937 році на дороги країни мали вийти перші 500 автомашин, що працюють на газі. Проте ні в 1937-му, ні в 1938-му роках вони не з'явилися, а газифікація транспорту так і залишилася у стадії одиночних дослідів.

Вперше в Україні природні гази як моторне паливо «в промислових масштабах» застосували в Приазовському районі Запорізької області. Там виявили значне родовище газу, в складі якого переважав метан. До листопада 1937 року в Мелітополі

побудували першу в країні газонаповнювальну станцію продуктивністю до 180 кубічних метрів газу на годину під тиском у 200 атмосфер. На добу ця станція, оснащена устаткуванням вітчизняного виробництва, обслуговувала 76 машин типу «ЗИС-5». Річна економія на вартості пального для цих газових машин за цінами того часу становила 509,8 тисячі карбованців. Але на цей час у країні було лише три газобалонні автомобілі.



Рисунок 1.1. Автомобіль на КПГ у Лондоні. 30-ті роки

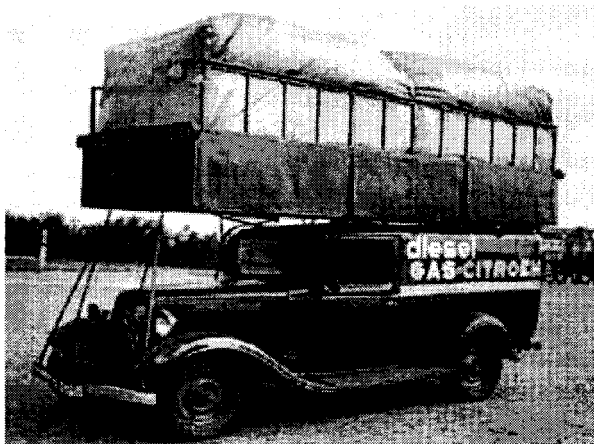


Рисунок 1.2. Автомобіль на КПГ у США. 30-ті роки



Рисунок 1.3. Вантажний автомобіль на КПГ. 30-ті роки ХХ сторіччя

Спершу під газ переобладнали тритонку «ЗИС-5». Після установки на нього шести балонів по 50 літрів вантажопідйомність впала на 15%, а максимальна дальність пробігу становила 180–200 км. Конструкція вантажівки допускала і роботу на бензині. Газову апаратуру розробив І. Я. Туровський. Машина пройшла випробування в пробігу Приазов'я – Дніпропетровськ – усього 262 км. ЗИС працював безвідмовно, а тому в 1937 році було переобладнано ще дві машини.

У травні 1938 року на випробувальній станції НАТІ випробовували «ЗИС-5» і «ГАЗ-АА», що працюють на стислому газі. Цього разу паливом служив світильний газ. На «ГАЗ-АА» встановили іноземну апаратуру, доведенням якої займалася група фахівців під керівництвом інженера А. Самоль. У ході випробувань «ГАЗ-АА» пройшов близько тисячі кілометрів з середньою швидкістю по шосе 56 км/год, витрачаючи в середньому 34 м³ газу на 100 км під навантаженням понад тону. «ЗИС-5» було обладнано вітчизняною апаратурою. Обидві машини показали цілком задовільні результати.

У 1939 р. в Горлівці збудували АГНКС на світильному газі.

3 травня 1939 року в Москві працювало декілька автобусів на стислому газі з вітчизняною апаратурою, проте після року роботи їх визнали нерентабельними. Ненабагато краще йшли справи і з машинами, що працювали на скрапленому газі.

Оскільки в СРСР у той час були відсутні технології виробництва міцних, але легких балонів, газові автомобілі за вантажопідйомністю поступалися звичайним. Крім того, виробництво газової апаратури було напівкустарним і обходилося більш ніж у 4,5 тисячі карбованців за комплект. Була відсутня мережа газозаправних станцій. Планували побудувати 1000 станцій по всій країні. Проте війна, що почалася, перервала роботу в цьому напрямі.

У роки війни широко використовували газогенераторні автомобілі (ГАЗ-42), в яких газ вироблявся з дров у спеціальному генераторі. За своїми властивостями газ наближався до колошникового.

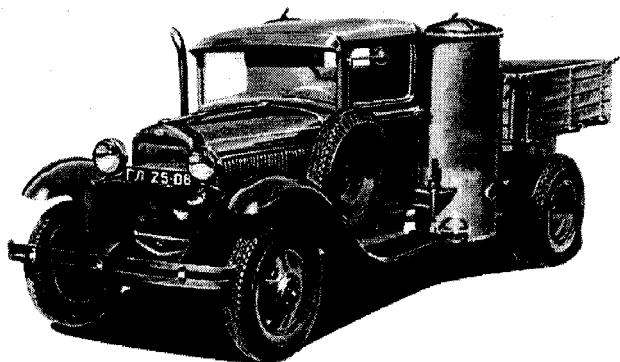


Рисунок 1.4. Газогенераторний автомобіль ГАЗ-42

Після війни роботи з газифікації продовжили. В 1946 році організували автопробіг за маршрутом Берлін – Київ – Москва. В ньому брали участь автомобілі всіх типорозмірів – від малолітражного з об'ємом двигуна $0,5 \text{ дм}^3$ до стомісного автобуса з 7,4-літровим двигуном. Шлях завдовжки 2603 км подолали за 14 днів (11 з них були на нафтовому газі).



Рисунок 1.5. Газобалонний автобус на 100 місць

У 1949–53 роках було спроектовано і передано у виробництво газобалонні автомобілі ГАЗ-51Б та ЗИС-15Б, що працювали на стисненому природному газі. Для їх забезпечення стисненим природним газом як моторним паливом було побудовано близько 30 АГНКС. Їх комплектувалися трьома чотириступінчатими компресорами виробництва Казанського заводу, також забезпечували природним газом вантажні автомобілі автопідприємств.

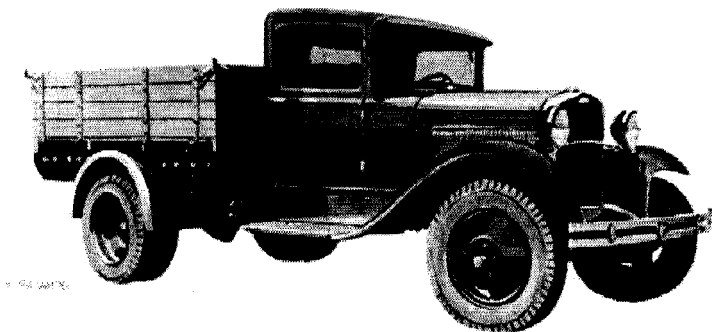


Рисунок 1.6. Автомобіль ЗИС-15Б

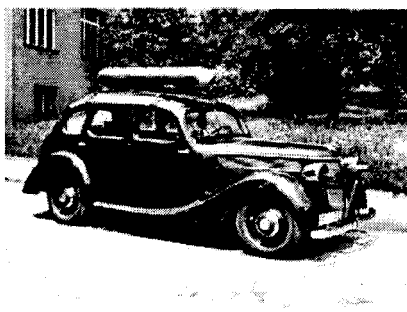


Рисунок 1.7. Газобалонні автомобілі в 50-ті роки ХХ сторіччя

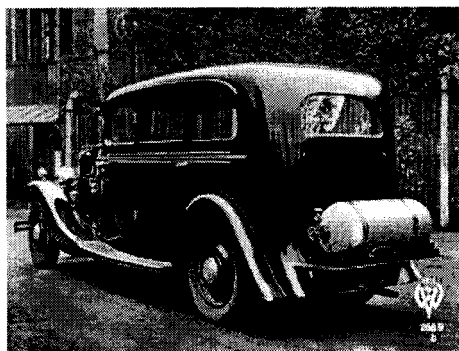


Рисунок 1.8. Встановлення газового балона на легковому автомобілі

Подальші роботи відновилися у 50-х роках, коли було збудовано 30 досить потужних станцій, які постачали газом близько 40 тис. автомобілів.

Період бурхливого росту змінив період занепаду. Було розвідано великі запаси нафти, і нафтопереробна промисловість почала задовольняти всі потреби.

Відкриття в 60-х роках значних покладів нафти в Західному Сибіру й екстенсивніший розвиток країни призвели до того, що на початок 80-х років, коли у світі розпочалась енергетична криза, в експлуатації залишилися лише дві станції – в Бердичеві та Львові.

Нафтова криза 70-х років знову загострила проблему використання природного газу як моторного палива. До цього часу було з'ясовано, що запаси нафти не такі вже великі, і виникає потреба шукати альтернативу рідкому паливу. До того ж у цей час було розвідано великі запаси природного газу. Від початку 80-х років починається наступний етап розвитку АГНКС.

В Україні широкого розмаху будівництво станцій сягло в 1984 році – було побудовано перші чотири АГНКС. В наступному році – ще дев'ять. Усього було побудовано 48 таких станцій першого покоління.

Будували ці станції безпосередньо на будівельному майданчику. Обладнання станцій надходило з різних місць. Компресори надходили з України, Росії, Німеччини й Італії. Станції були розраховані на заправку 500 автомашин на добу і живилися від газових мереж з тиском від 4 до 12 кг/см².

Наступним кроком було створення АГНКС другого покоління – АГНКС модульно-блочно-контейнерного виконання, розрахованих на обслуговування до 250 автомашин на добу. Будувати станції розпочали в 1987 році. Всього за 14 років побудували 39 АГНКС.

АГНКС першого і другого поколінь мали спільний недолік – для завантаження таких станцій потрібний великий парк газобалонних автомобілів, розташований на невеликій відстані від станцій. До того ж великий розмір станції і потреба забезпечення великої (не менше 100 м) охоронної зони не дозволяли розташовувати станції в густонаселених районах.

Подальшим кроком було створення АГНКС третього покоління – так званих «гаражних» АГНКС. Ці АГНКС розраховані на заправку до 100 машин і розміщувалися в одному-двох контейнерах. Це дозволило звести до мінімуму монтажні та налагоджувальні роботи й

розміщувати обладнання на території автогосподарств або як додаткове обладнання до бензинової заправки.

Тепер споруджують стаціонарні АГНКС четвертого покоління – блочно-комплексні. Тобто АГНКС міститься в одному контейнері і для встановлення потребує лише рівну площадку та підвідні комунікації. Такі АГНКС можуть працювати без чергового персоналу, здійснюючи платіжні розрахунки і передачу оперативної інформації через мережу Інтернет.

Крім того, набувають поширення автомобільні газонаповнювальні компресорні установки (АГНКУ), які можна віднести до АГНКС п'ятого покоління. АГНКУ являє собою компресорний блок з елементами автоматики, який встановлюється безпосередньо у споживача. Продуктивність блока 15...20 м³ газу на годину.

У теперішній час автомобільні газонаповнювальні компресорні станції (АГНКС) є практично в усіх обласних центрах і переважній більшості районних. Збудовані у 59 містах України 90 державних АГНКС загальною потужністю 33 тис. заправок на добу можуть забезпечити газовим паливом 66 тис. автомобілів, що дає можливість замінити 610 тис. тонн бензину на рік. Також в Україні є значна кількість приватних АГНКС (понад 300), які досить успішно конкурують з державними.

Тепер за характером використання в ролі палива означилися такі групи країн.

Перша з досить високим рівнем – Пакистан, Аргентина, Індія, Бразилія, Китай. Друга з високим рівнем – Німеччина, США, Італія, Канада, Україна, Росія. Третя група – в основному скраплені вуглеводневі гази (СВГ) – Данія, Бельгія, Нідерланди, Японія. Загальну кількість АГНКС у світі на 2013 рік подано на рисунку 1.9, а реалізацію стисненого газу по країнах світу подано на рисунку 1.10.

На рисунку 1.9 не вказано країн, що мають менше, ніж 10 АГНКС.

На рисунку 1.10 не вказано країн, про реалізацію газу в яких відсутні відомості.

На 01.01.2013 р. у світі на газовому паливі працювало близько 17 193 023 автомобілів. Якщо врахувати, що приріст автомобілів на КПП становить 14% на рік, то на 2020 рік у світі буде приблизно 19 044 584 автомобілі на КПП. Важливим стимулом переведення автомобілів на газове паливо є зниження токсичних викидів та зменшення податків на автомобілі з КПП. Кількість автомобілів, що працюють на стисненому природному газі, подано на рисунку 1.11.

Кількість ГБА, млн. шт.

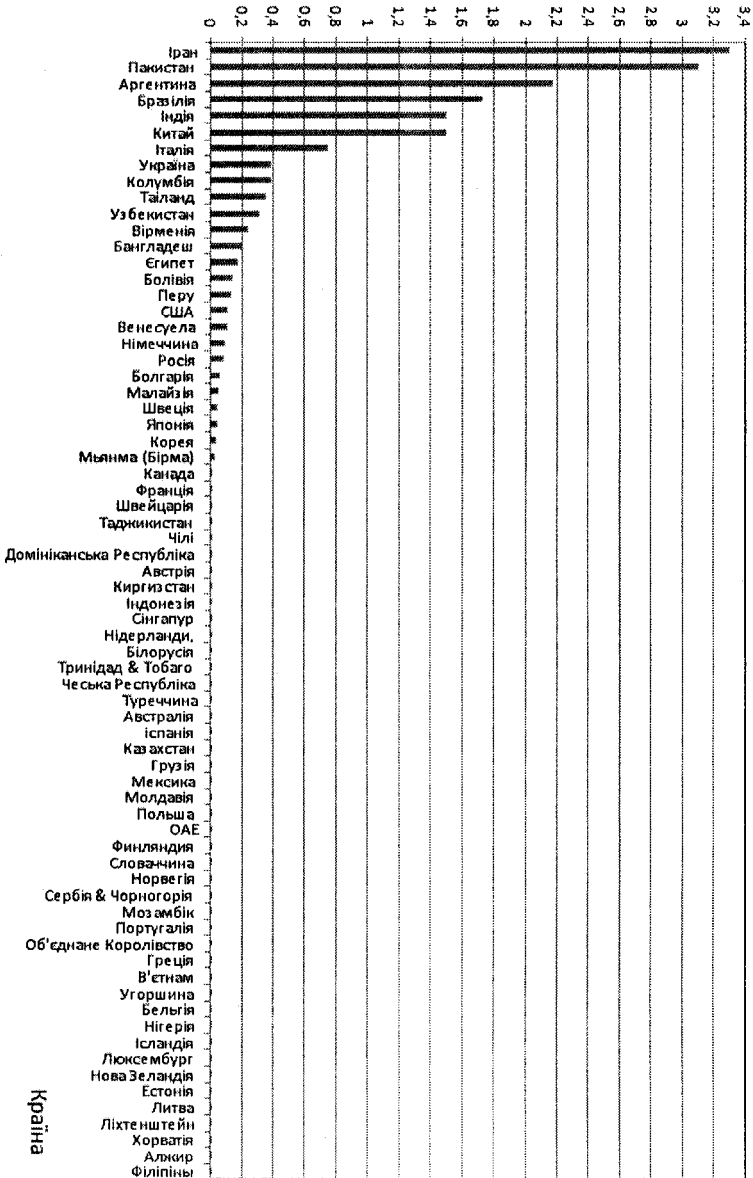


Рисунок 1.9. Світовий парк АГНКС на 2013 р.

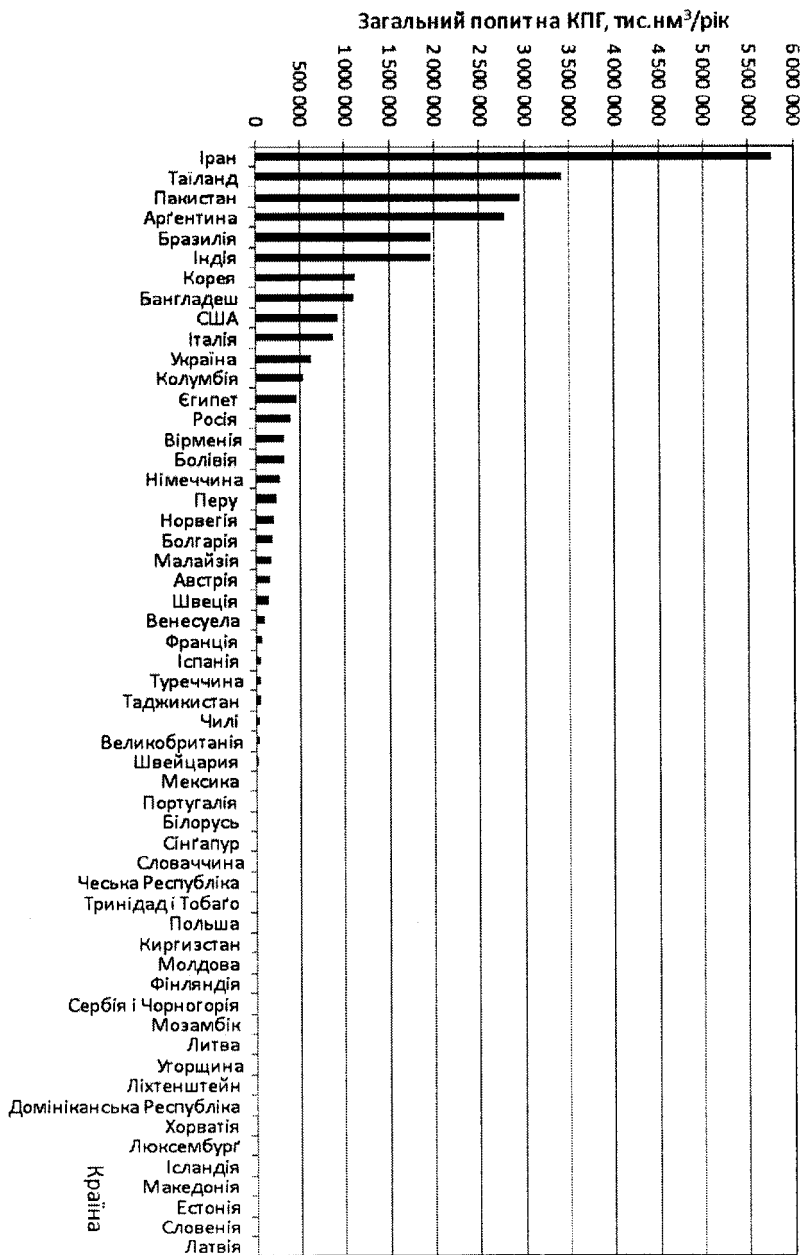


Рисунок 1.10. Світова реалізація стисненого газу у 2013 р.

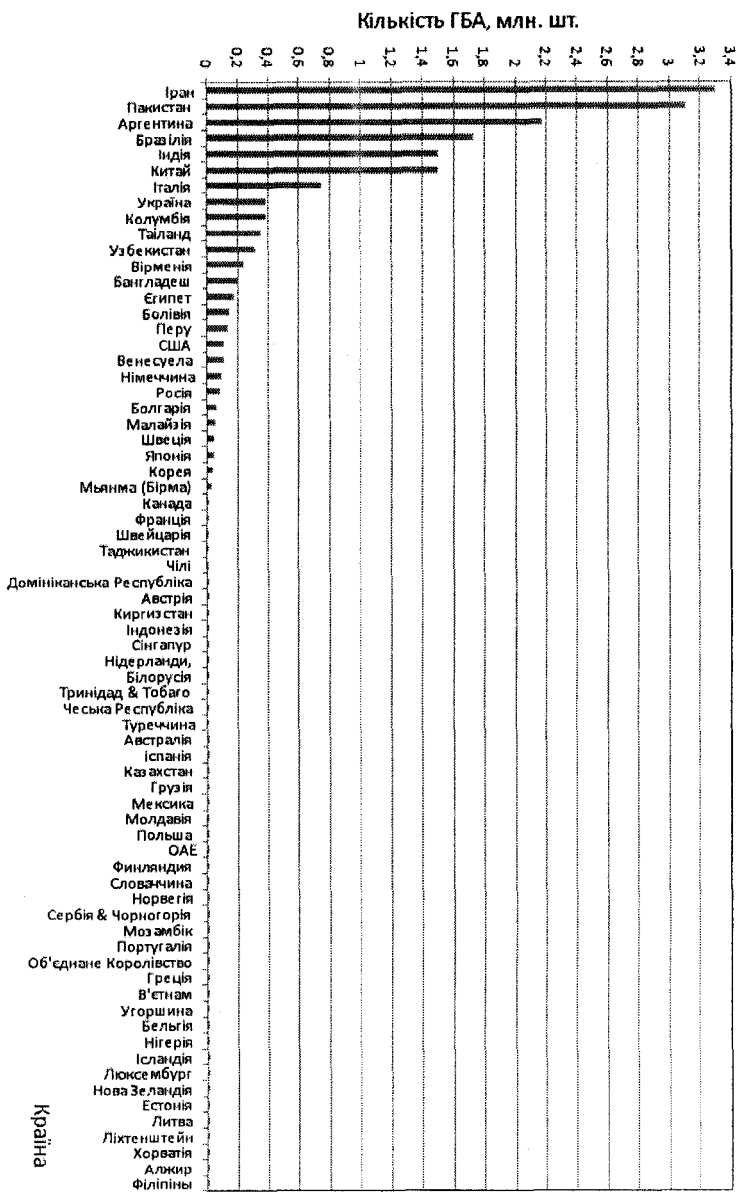


Рисунок 1.11. Світовий парк автомобілів, що працюють на КПП

Забезпечення автотранспорту стисненим природним газом зв'язано з потребою створення розгалуженої мережі АГНКС.

АГНКС, її продуктивність залежать від умов і місця її розташування, від обсягу і стабільності потоку машин, а також від моделі виконання газової апаратури на автомобілях. При визначенні місця розташування та продуктивності станції важливо забезпечити мінімальні затрати часу на пробіг і простій автомобіля, а також на будівництво інженерних мереж.

Розрахунки й техніко-економічні дослідження показали, що для створення мережі газопостачання автотранспорту потрібні станції таких типів і продуктивності [1]:

стаціонарні АГНКС продуктивністю від 5 тис. м³ до 50 тис. м³ на добу;

гаражні АГНКС продуктивністю до 10 тис. м³ на добу;

пересувні АГНКС або пересувні автогазозаправники (ПАГЗ) продуктивністю від 1000 тис. м³ до 4000 тис. м³ газу на один рейс;

стаціонарні автомобільні газонаповнювальні компресорні установки (АГНКУ) продуктивністю від 100 м³ до 300 м³ на добу.

З перелічених типів АГНКС основним є стаціонарна, конструкція й технологія якої досить добре відпрацьовані. Стаціонарні АГНКС доцільно створювати з декількома ступенями продуктивності, які задовольняють різні умови експлуатації:

від 40 тис. м³ до 50 тис. м³ на добу – для розміщення за міською межею на магістральних шосе великих і середніх міст;

від 20 тис. м³ до 30 тис. м³ на добу – для розташування за міською межею на магістральних шосе середніх і дрібних міст, а також на автодорогах великих міст з відповідним вантажопотоком;

від 10 тис. м³ до 20 тис. м³ на добу – для розташування за міською межею на автошляхах середніх і дрібних міст і населених пунктів;

від 5 тис. м³ до 10 тис. м³ на добу – для розташування за міською межею на автошляхах дрібних міст та населених пунктів;

від 100 м³ до 300 м³ на добу – для розташування в приватних господарствах та гаражах приватних будинків.

Стаціонарні АГНКС забезпечують заправку будь-якого автомобіля за час, не більший 10 хв.

Гаражні АГНКС передбачається розміщувати в невеликих автогосподарствах (50–100 машин) і експлуатувати переважно в нічний час.

Пересувні автогазозаправники призначені для заправки автомобілів віддалених від стаціонарних АГНКС, які не мають змоги

користуватися гаражними АГНКС. Вони можуть заправляти автомобілі у відведених місцях на магістральних шосе.

За приблизними підрахунками в Україні працює близько 440 станцій для заправки автомобілів стисненим газом. Більшість з них працює в системі «Нафтогазу України». Приватних АГНКС у країні вже досить багато, причому працюють станції такого типу, як правило, на потреби одного конкретного підприємства, шахти, автоколони та ін. Проте досить багато і суто комерційних заправок для обслуговування автотранспорту, що працює на стислому газі. Український бум цього виду заправного бізнесу ще попереду, але передумови для його успішного розвитку є. Хоча б тому, що Україна володіє вельми розвиненою системою газопроводів, до яких, як правило, тяжіють АГНКС, а вітчизняні машинобудівники досить успішно освоюють виробництво устаткування для таких станцій.

Перелік державних АГНКС подано в таблиці 1.1, а приватних – у таблиці 1.2.

Таблиця 1.1.

Державні АГНКС, розподіл по областях

| Назва АГНКС | Адреса | Телефон | Координати GPS |
|--------------------------|---|-------------------------------------|------------------------|
| Вінницька область | | | |
| Вінниця-1 | м. Вінниця, 365км+200м (праворуч) автошляху Львів – Кіровоград – Знам'янка | (043) 266-43-55, (043) 266-46-61 | 49.282578 28.491269 |
| Вінниця-2 | м. Вінниця, вул. Черняхівського, 2а | (043) 235-57-78 | 49.210597 28.430367 |
| Гайсин | Вінницька обл., м. Гайсин, вул. Груднева, 82а | (043) 342-30-72 | 48.807503 29.415192 |
| Волинська область | | | |
| Ковель | Волинська обл., Ковельський р-н, с. Зелена, вул. Люблінська, 2 | | 51.180000 24.658014 |
| Володимир-Волинський | Волинська обл., м. Володимир-Волинський, вул. Луцька, 261 | (0334) 22-79-76 | 50.840121 24.338322 |
| Луцьк | Волинська обл., Луцький р-н., с. Підгайці, вул. Об'їзна, 2 | (03322) 584-92 | 50.731417 25.402247 |

| Дніпропетровська область | | | |
|-------------------------------------|---|-----------------|-------------------------|
| АГНКС-1 м. Дніпро- дзержинськ | 51900 м. Дніпродзержинськ, вул. Дніпропетровська, 1 | (056) 927-11-81 | 48.473421 34.697192 |
| АГНКС-1 м. Дніпро- петровськ | Дніпропетровська обл., Дніпропетр. р-н, с. Дороге, Криворізьке шосе, 30 | | 48.431116, 34.943267 |
| АГНКС-2 м. Дніпро- петровськ | 49000 м. Дніпропетровськ, вул. Героїв Сталінграда, 170В | (056) 763-79-25 | 48.382727 34.998761 |
| АГНКС-3 м. Дніпро- петровськ | 49000 м. Дніпропетровськ, вул. Поштова, 139 | (0562) 27-39-14 | 48.538055 35.063843 |
| АГНКС-1 м. Кривий Ріг | 50000 м. Кривий Ріг, вул. Цимлянська, 8 | (056) 443-06-35 | 47.885194 33.407224 |
| Донецька область | | | |
| АГНКС-1 м. Макіївка | 86115 Донецька обл., м. Макіївка, вул. Магістральна, 13а | (06232) 6-10-60 | 48.116 37.5559 |
| АГНКС-2 м. Макіївка | 886119 Донецька обл., м. Макіївка, вул. Руднева, 85 | | 48.092088, 37.985005 |
| АГНКС-2 м. Донецьк | 83009 м. Донецьк, вул. Новоросійська 35 | (062) 312-19-81 | 48.04215 37.47625 |
| АГНКС-3 м. Донецьк | 83005 м. Донецьк, вул. Чемпіонів, 80а | (062) 263-51-35 | 47.57091 37.49266 |
| АГНКС-1 м. Горлівка | 84601 Донецька обл., м. Горлівка, вул. Інтернаціональна, 115(б) | (06242) 7-38-54 | 48.269362 38.020801 |
| АГНКС-2 м. Горлівка | 84601 Донецька обл., м. Горлівка, вул. Мініна- Пожарського, 1216 | (06245) 5-24-57 | 48.17837 37.58744 |
| АГНКС м. Слов'янськ | 84118 Донецька область, м. Слов'янськ, вул. Криворізька, 77 | (06262) 2-55-85 | 48.48528, 37.37008 |
| АГНКС м. Костян- тинівка | 85100 Донецька обл., м. Костянтинівка, вул. Мірошніченко, 19 | (06272) 2-26-63 | 48.29168 37.42632 |
| АГНКС м. Крама- торськ | 84300 Донецька обл., м. Краматорськ, бул. Краматорський, 48з | (06264) 5-34-62 | 48.428 37.3623 |
| АГНКС м. Дружківка | 84205 Донецька обл., м. Дружківка, вул. Ново-Садова, 53 | (06267) 3-18-24 | 48.35548 37.3310 |

| | | | |
|----------------------------------|--|-----------------|------------------------|
| АГНКС м. Амросіївка | 87000 Донецька обл., м. Амросіївка, вул. Фрунзе, 32 | (06259) 2-24-76 | 47.806118 38.450965 |
| АГНКС м. Єнакієве | 86420 Донецька обл., м. Єнакієве, вул. Волзька, 2 | (06252) 2-71-11 | 48.213181 38.177105 |
| АГНКС м. Маріуполь | 87505 Донецька обл., м. Маріуполь, вул. Таганрозька, 62 | (0629) 22-31-69 | 47.7742 37.40180 |
| Житомирська область | | | |
| Бердичів | Житомирська обл., Бердичівський р-н., смт Гришківці, вул. Червоний промінь, 31 | (041) 437-64-05 | 49.931500 28.619614 |
| Житомир | Житомирська обл., м. Житомир, вул. Жуйко, 45а | (041) 234-54-15 | 50.231894 28.675597 |
| Закарпатська область | | | |
| Хуст | Закарпатська обл., Хустський р-н, м. Хуст, об'їзна дорога Мукачеве – Ів.-Франківськ | | 48.196038 23.317384 |
| Свалява | Закарпатська обл., м. Свалява, вул. Верховинська, 21б | | 48.565987 22.965674 |
| Ужгород | Закарпатська обл., Ужгородський р-н, с. Великі Лазі, вул. Краснодонців, 25 | | 48.600970 22.324782 |
| Запорізька область | | | |
| АГНКС-1 м. Запоріжжя | 61145 м. Запоріжжя, вул. Південне шоссе, 59 | (0612) 24-67-38 | 47.857460 35.131059 |
| АГНКС-2 м. Запоріжжя | 69032 м. Запоріжжя, вул. Вороніна, 29Б | (0612) 67-73-15 | 47.768392 35.242639 |
| АГНКС м. Бердянськ | 71112 Запорізька обл., м. Бердянськ | (06153) 2-55-02 | 46.7576 36.7904 |
| Івано-Франківська область | | | |
| Івано- Франківськ | Івано-Франківська обл., Тисменицький р-н, с. Черніїв, вул. Хриплинська, 1 | | 48.915717 24.729358 |
| Коломия | Івано-Франківська обл., Коломийський р-н., с. Раківчик, вул. Прикарпатська, 34 | (03433) 997-14 | 48.583222 24.972771 |

| | | | |
|-------------------------------|---|---|------------------------|
| Долина | Івано-Франківська обл., Долинський р-н, с. Новоселиця, урочище Толока, 2 | | 48.955160 23.938233 |
| Київська область | | | |
| Київ-1 | м. Київ, вул. Вербова, 20 | (044) 419-34-85 | 50.485016 30.509850 |
| Київ-2 | м. Київ, вул. Григоровича-Барського, 2а | (044) 402-59-82, (044) 402-83-09 | 50.408450 30.392992 |
| Київ-3 | м. Київ, вул. Крайня, 3 | (044) 512-77-21 (оп-р), (044) 512-02-41 ф/авт(каб) | 50.491167 30.615108 |
| Київ-4 | м. Київ, вул. Червонопрапорна, 162б | (044) 259-41-96 | 50.342911 30.529331 |
| Бровари | Київська обл., Броварський р-н., с. Требухів, вул. Перемоги, 3 | (045) 946-71-99, (045) 946-69-26 | 50.509986 30.850242 |
| Біла Церква | Київська обл., м. Біла Церква, вул. Сухоярська, 16 | (045) 636-60-15 | 49.822133 30.130250 |
| Фастів | Київська обл., м. Фастів, промзона «Завокзалля» | (045) 656-70-73 | 50.057450 29.942936 |
| Бориспіль | Київська обл., м. Бориспіль, вул. Привокзальна, 46а | (045) 957-16-38 | 50.372167 30.977183 |
| Переяслав-Хмельницький | Київська обл., м. Переяслав-Хмельницький, вул. Золотоніське шосе, 59 | (045) 675-46-34 | 50.064594 31.501025 |
| Кіровоградська область | | | |
| АГНКС-1 м. Кіровоград | 25000 м. Кіровоград, вул. Ливарна, 2 (р-н Чавуноливарного заводу) | (0522) 27-28-43 | 48.520766 32.157027 |
| АГНКС-1 м. Олександрія | 25000 Кіровоградська обл., м. Олександрія, Куколівське шосе, 2а | (0523) 57-24-64 | 48.677113 33.154485 |
| Луганська область | | | |
| АГНКС м. Сіверсько-донецьк | 93400 Луганська обл., м. Сіверськодонецьк, шосе Сіверськодонецьк-Луганськ | (06452)3-20-41 | 48.56402 38.33376 |
| АГНКС м. Луганськ | 91014 м. Луганськ, вул. Вселогорівська, 164 | (0642)42-40-17 | 48.606514 39.293127 |

| Львівська область | | | |
|-----------------------------|--|-----------------|-------------------------|
| Львів-1 | Львівська обл., Пустомитівський р-н, Миклашівська сільська рада, урочище Біля заправки, 1 | (032) 296-04-64 | 49.818365, 24.181171 |
| Львів-2 | Львівська обл., Пустоми- тівський р-н, с. Холодно- відка, вул. Кільцева, 14 | | 49.812210, 23.916792 |
| Львів-3 | Львівська обл., Пустомитівський р-н, с. Солонка | (032) 264-64-18 | 49.737607, 24.014016 |
| Львів-4 | Львівська обл., Пусто- митівський р-н, с. Холодно- відка, вул. Кільцева, 14 | (032) 234-03-07 | 49.810965, 23.917598 |
| Львів-5 | м. Львів, вул. Липинського, 69 | (032) 291-90-68 | 49.865895, 24.049555 |
| Дрогобич | Львівської обл., Дрого- бицький р-н., с. Почасевичі, вул. Білозіра I, 16 | | 49.343925, 23.574455 |
| Стрий | Львівська обл., Стрийський р-н, с. Угерсько, вул. Львівська, 28 | | 49.328332, 23.907913 |
| Червоноград | Львівська обл., м. Червоноград, вул. Радехівська, 1 | (0249) 39-65 | 50.363536, 24.221077 |
| Самбір | Львівська обл., Самбірський р-н, с. Рудня, вул. Біковицька, 2 | | 49.531796, 23.173417 |
| Миколаївська область | | | |
| АГНКС-1 м. Миколаїв | 69120 м. Миколаїв, Херсонське шосе, 102 | (0512) 29-91-13 | 46.950072 32.078018 |
| АГНКС-2 м. Миколаїв | 57115 Миколаївська обл., с. Тернівка, вул. 116-ї дивізії, 12 | (0512) 42-70-97 | 47.023290 32.004676 |
| АГНКС-1 м. Нова Одеса | 56600 Миколаївська обл., м. Нова Одеса, вул. Бузька, 44 | (05167) 922-80 | 47.322447 31.777289 |
| Одеська область | | | |
| Одеса-1 | м. Одеса, вул. Балтська дорога, 71а | (048) 720-33-36 | 46.544950 30.710181 |
| Одеса-2 | 65085 м. Одеса, Тираспольське шосе, 24а | (048) 230-26-04 | 46.484544 30.619178 |

| Полтавська область | | | |
|------------------------------|--|-------------------------------------|------------------------|
| АГНКС-1 м. Полтава | 36000 м. Полтава, Київське шосе, 31 | (0532) 68-43-52 | 49.565306 34.461730 |
| АГНКС-2 м. Полтава | 38782 Полтавський район, с. Горбанівка, вул. Газовиків, 1 | (0532) 63-62-99 | 49.561461 34.484229 |
| АГНКС-1 м. Кременчук | 39600 Полтавська обл., м. Кременчук, пров. Шишкіна, 31 | (0536) 72-90-53 | 49.082187 33.465643 |
| АГНКС-2 м. Кременчук | 39600 Полтавська обл., м. Кременчук, вул. Київська, 66в | (0536) 65-35-58 | 49.107917 33.410266 |
| АГНКС-1 Лубни | 37551 Полтавська обл., Лубенський р-н., с. Піски, вул. П'ятикопа, 26 | (053) 619-72-18 | 50.006336 33.078267 |
| Рівненська область | | | |
| Дубно | Рівненська обл., Дубнівський р-н, с. Рачин, вул. Київська, 10 | (03656) 415-73 | 50.440903 25.775278 |
| Рівне | Рівненська обл., Рівненський р-н, с. Бармаки, вул. Рівненська, 1а | (03622) 807-15, (03622) 806-16 | 50.630462 26.292365 |
| Сумська область | | | |
| Суми-1 | 40032 м. Суми, вул. Білопільський шлях, 40 | (054) 261-51-30 | 50.932475 34.745442 |
| Суми-2 | Суми, Курський пр., 157 | (054) 224-10-87 | 50.953897 34.767511 |
| Шостка | Сумська обл., м. Шостка, вул. Шевченка, 40 | (054) 492-23-92, (054) 492-02-90 | 51.862906 33.430767 |
| Тернопільська область | | | |
| Тернопіль-1 | Тернопільська обл. Тернопільський р-н., с. Великі Гаї, вул. Гайова, 58 | | 49.534479 25.625924 |
| Тернопіль-2 | Тернопільська обл., Тернопільський р-н, с. Острів, вул. Промислова, 6 | | 49.478927 25.613658 |
| Чортків | Тернопільська обл., м. Чортків, вул. Об'їзна, 2 | (03552) 31532 540-371 | 49.010873 25.753123 |
| Харківська область | | | |
| АГНКС-1 м. Куп'янськ | 73000 Харківська обл., м. Куп'янськ, вул. Леніна, 103 | (05742) 221-175 | 49.734859 37.595472 |

| | | | |
|---------------------------------|--|-------------------------------------|------------------------|
| АГНКС-1 м. Лозова | 63700 Харківська обл., Лозівський р-н, с. Димитрове, вул. Волзька, 16 | (05745) 2-68-03 | 48.898920 36.262613 |
| АГНКС-2 м. Харків | 64600 Харківський р-н, с. Комунар, вул. Озерна, 3 | (0572) 52-41-07 | 49.904268 36.282118 |
| АГНКС-3 м. Харків | 62416 Харківська обл., Харківський р-н, селищна рада Пісочинська, під'їзд до міжнародного аеропорту Харків 4 км+250м | (057) 376-23-03 | 49.923046 36.132360 |
| АГНКС-4 м. Харків | 62404 Харківський р-н, смт Кулиничі, вул. Шляхова, 4і | (0572) 62-31-45 | 49.995140 36.371044 |
| Хмельницька область | | | |
| Хмель- ницький | м. Хмельницький, вул. Західно-окружна, 3/1 | (038) 223-51-47, (038) 223-22-10 | 49.456461 26.956269 |
| Кам'янець- Подільський | Хмельницька обл., Кам'я- нець-Подільський р-н., с. Гу- менці, Хмельницьке шосе, 3 | (038) 497-16-98, (038) 496-72-49 | 48.747736 26.621281 |
| Шепетівка | Хмельницька обл., м. Шепетівка, вул. Ново- град-Волинське шосе, 27 | (091) 326-85-19 | 50.212675 27.047128 |
| Черкаська область | | | |
| АГНКС-1 м. Черкаси | 18000 м. Черкаси, вул. Сурикова, 21 | (0472) 64-90-51 | 49.388229 32.044260 |
| АГНКС-1 м. Звени- городка | 20200, Черкаська обл., м. Звенигородка, пр. Шевченка, 144 | (04740) 2-60-65 | 49.061579 30.973163 |
| АГНКС-1 м. Золото- ноша | 19700 Черкаська обл., м. Золотоноша, автодорога Золотоноша – Драбів 65 км | (04737) 551-74 | 49.707539 32.461730 |
| АГНКС-1 м. Черкаси | 18000 м. Черкаси, вул. Сурикова, 21 | (0472) 64-90-51 | 49.388229 32.044260 |
| Чернівецька область | | | |
| Чернівці | м. Чернівці, вул. Енергетична, 1 | (0372) 54-62-97 | 48.320228 25.933069 |
| Чернігівська область | | | |
| Чернігів | Чернігівська обл., Чернігівський р-н., с. Жавинка, вул. Теплична, 3 | (046) 224-23-45 | 51.458472 31.244422 |
| Носівка | Чернігівська обл., м. Но- сівка, Іржавецький шлях, 7 | (046) 422-74-03 | 50.953742 31.554650 |

Таблиця 1.1

Приватні АГНКС, розподіл по областях

| № | Населений пункт | Кількість | Власник | Адреса | Обладнання | Кількість КУ | Потужність, м ³ /год | Кількість хвилявкопонок | Постачальник газу |
|--------------------------|----------------------|-----------|-----------------------------|---|--------------------------------------|--------------|---------------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| Вінницька область | | | | | | | | | |
| 1 | м. Вінниця | 2 | «Фактор» ВКФ СЕНС ЛТД | вул. Щорса, 43 вул. Тарно-городського, 46 | МБКВ-250 м. Суми Аргентина-125 | 2 | 200 450 | 2 4 | Міські мережі |
| 2 | смт Стрижавка | 1 | «РосУкрОйл» | вул. Індустріальна, 1 | МБКВ-250 м. Суми | 3 | 800 | 6 | Бердичівське ЛВУМГ |
| 3 | м. Жмеринка | 1 | Техногаз | вул. Барлава, 9 | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | 100 | 4 | Міські мережі Жмеринське УГГ |
| 4 | м. Шаргород | 1 | «Фактор-нафтогаз» | вул. Вагупіна, 1а | МБКВ-250 м. Суми | 2 | 200 | 2 | Міські мережі |
| 5 | м. Іллінці | 1 | ПП Сухін | вул. Залізнична, 50 | «Сервісгаз» м. Євпаторія | 2 | 102 | 1 | Міські мережі Лллінецьке УГГ |
| 6 | с. Лука-Мелешківська | 1 | ТзОВ «Метан» | 12 км траси Сокиринці – Л.-Мелешківська | Аргентина | 1 | 900 | 4 | Бердичівське ЛВУМГ |
| Волинська область | | | | | | | | | |
| 7 | с. Струмівка | 1 | ТзОВ «Авектра» | Луцький р-н, вул. Об'їзна, 1 | Аргентина | 2 | 900 | 4 | ВАТ «Волингаз» |
| 8 | с. Черкаси | 1 | Трансгаз індастрі АГ | вул. Польова, 1 Ковельський р-н | Аргентина | 2 | 900 | 6x2 | Волинське ЛВУМГ |

| Дніпропетровська область | | | | | | | |
|--------------------------|--------------------------|---|---|---------------------------------|-------------------------------|------------------|---------------------------------|
| | | | перехрестя Запорізького шосе та вул. Панікахи, 2к | | сита- ри 3000 м. куб | Міські мережі | |
| 9 | м. Дніпро- петровськ | ТОВ «Аста Еліт» | Сухий острів, 3 | Аргентина | 1 | 4 | Міські мережі |
| | | ТОВ «Транс- енергосервіс» «Фактор- нафтогаз» | вул. Березинська, | Міські мережі | | | Міські мережі |
| | | Хлібзавод №2 | вул. Маліновсько- го, 108,б | Евпаторія | 1 | 75 | Міські мережі |
| | | ТЗОВ «Фактор- комерс» | Індустріальний район вул. Калинова, територія автостоянки | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | 810 | Міські мережі |
| | | ЗАТ «Екогаз- авто» | вул. Винокурова, 106 (піски) | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 150 | 4 |
| | | ТОВ «ДАГ» ТЗОВ «Дніпро- трансавто» | вул. Почтова, 139 | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 810 | Дніпро- петровське ЛВУ МГ |
| | | | вул. Каштанова | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | 810 | Міські мережі |
| | | | вул. Берегова, 7 | АГНКС-350 | 2 | 4 | Міські мережі |
| 10 | м. Дніпро- дзержинськ | ПП «Булавок» ВАТ «Дніпро- петровськгаз» | вул. Коліусовська | Євпаторія АГНКС-350 | 2 | 4 | Міські мережі |

| | | | | | | | | |
|----|-------------------|---|---|---|--|-----------------------|-------------------------|--|
| 11 | м. Кривий Ріг | 7 | «Криворіж-сталь» ЧП «Восход» «НТС» «Фактор-нафтогаз» ТОВ «Сангаз» | м. Кривий Ріг м. Кривий Ріг, Циплянська, 5 вул. Урицького, 52 вул. Конституційна, 7в ст. Роковата, вул. 23 лютого, 3ф виїзд на Кіровоград, вул. Об'їзна, 25 кільцева, виїзд на Миколаїв, вул. Залізнична, 7 | АГНКС-120 Аргентина Аргентина АГНКС-150 | 2 1 1 1 2 | 3 2 6 2*2 4 | Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі |
| 12 | с. Софіївка | 1 | ТОВ «Дніпро-енергосинтез» | шосе Дніпропетровськ – Кривий Ріг | Сумгазмаш (АГНКС-75) | 1 | 205 | Міські мережі |
| 13 | смт Царичанка | 1 | ТОВ «Дніпро-енергосинтез» | 88 км шосе Дніпропетровськ – Решетилівка – Київ | м. Євпаторія | 3 | 3 | Міські мережі |
| 14 | м. Нікополь | 2 | Комунгосп | Нікополь, с. Придніпровське, вул. Польова, 14 | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 310 | Міські мережі |
| 15 | м. Ново-московськ | 1 | ТзОВ «Сангаз» ТзОВ «Метан-авто» | Нікополь, вул. Херсонська, 415 кільцева дорога | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 4 6 | Міські мережі Дніпропетровське ЛВУ |

| | | | | | | | | | |
|-------------------------|------------------|----|---------------------|-------------------------------------|---------------------------|---|------|---------------|----------------|
| 16 | сmt Пок-ровське | 1 | Трансенерго-сервіс | вул. Промислова, 13 | Аргентина | 1 | 2 | Міські мережі | |
| 17 | м. Орджо-нікiдзе | 1 | МПК «ОАГНКС-45» | | | | | Міські мережі | |
| Донецька область | | | | | | | | | |
| | | | шахта ім. Засядька | Київський р-н, територія шахти | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 102 | 4 | Шахтний газ |
| | | | ПФ «Газсервіс» | вул. Автобазівська, 1 | | 2 | 170 | 2 | Міські мережі |
| | | | ТОВ «ТД «Оргсинтез» | вул. Стратонавтів, 264а | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 800 | 5 | Міські мережі |
| | | | ТПК «Автогаз» | Будьонівський р-н | АГНКС-200 | 2 | 400 | 5 | Макіївське ЛВУ |
| | | | | Кіровський р-н, вул. Шутова, 1а | АГНКС-150 | 2 | | 4 | Міські мережі |
| 18 | м. Донецьк | 10 | ПП «Геліос» | початок траси Київ – Луганськ | АГНКС-200 | 2 | 400 | 2 | Міські мережі |
| | | | ТЗОВ «РосУкройл» | Ворошиловський р-н, пр. Артема, 4а | Аргентина | 1 | 2250 | 8 | Міські мережі |
| | | | | Ленінський р-н, пр. Куліріна, 290 | | | | | |
| | | | ТОВ «АВТО-ГАЗ» | Київський р-н, пр. Партизанський, 1 | АГНКС-150 | 2 | | 4 | Міські мережі |
| | | | «Газсервіс» | Пролетарський р-н | АГНКС-75 | 1 | 205 | 2 | Макіївське ЛВУ |
| 19 | м. Макіївка | 1 | ПФ «РосУкройл» | ПАГЗ | вул. Донецька, 25 | | | | Міські мережі |
| | | 1 | ПФ «Будсервіс» | вул. Антропова | АГНКС-150 | 2 | | 3 | Макіївське ЛВУ |

| | | | | | | | | | |
|----|--------------|---|--------------------------------|--|-----------|-----|-----|---------------|----------------|
| 20 | м. Маріуполь | 7 | АТ «Маріупольгаз» | вул. Краснофлотська | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | Міські мережі |
| | | | Володарське шосе | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | Міські мережі | |
| | | | вул. Таганрозька | АГНКС-200 | 2 | 400 | 4 | Міські мережі | |
| | | | Східний р-н | | 3 | | 2 | Міські мережі | |
| 21 | м. Єнакієве | 2 | ТОВ «Спецмашавто» | вул. Тополина | АГНКС-150 | 2 | | 4 | Міські мережі |
| | | | ВАТ «Металокмбінат ім. Ілліча» | територія ВАТ | АГНКС-75 | 1 | 205 | 2 | Міські мережі |
| 22 | м. Горлівка | 8 | ВАТ «Реал» | Пр. Металургів, 63 | АГНКС-125 | 1 | 280 | 3 | Міські мережі |
| | | | ПФ «Шельф» | вул. Магстральна, 139в | АГНКС-125 | 2 | 280 | 4 | Міські мережі |
| | | | ПФ «Автометан» | вул. Жукова, 1 | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | Міські мережі |
| | | | ПФ «Галілей» | вул. Інтернаціональна, 80 | АГНКС-45 | 1 | 102 | 2 | Міські мережі |
| 22 | м. Горлівка | 8 | Концерн «Стірол» | вул. Інтернаціональна, 125 | АГНКС-400 | 3 | 900 | | Макіївське ЛВУ |
| | | | ТОВ «Джако» | вул. Горлавської дивізії, 97/1 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | Міські мережі |
| | | | ПФ «Магніт» | вул. Пересипкіна, 21 | АГНКС-75 | 1 | 205 | | Міські мережі |
| | | | ДП «Метансервіс» | вул. Леніна, 198 вул. Кузнецова-Зубарева, 18а | АГНКС-75 | 1 | 205 | | Міські мережі |

| | | | | | | | | | | | | | |
|----|--------------------|---|-------------------------|-----------------------------------|-----------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|------------------|---------------|
| 23 | смт Нов-городське | 1 | | вул. Заречна, 24 | | | | | | | | | |
| 24 | с. Пантелеймонівка | 1 | Ясинуватський машзавод | вул. Виноградна, 71 | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | 280 | 2 | 280 | Макіївське ЛВУ | |
| 25 | м. Селдове | 1 | ПФ «РосУкрОйл» | вул. Московська, 51 | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | 280 | 2 | 280 | Макіївське ЛВУ | |
| 26 | м. Сло-в'янськ | 4 | | вул. Сользаводська, 1а | АГНКС-90 | 3 | 205 | 3 | 205 | 3 | 205 | Міські мережі | |
| | | | ПП «Сервіс» | центр міста, вул. Свободи, 170 | АНГКС-90 | 3 | 205 | 3 | 205 | 3 | 205 | Міські мережі | |
| | | | ТОВ «Алма» | вул. Фрунзе, 58 (автовокзал) | | | | | | | | | Міські мережі |
| | | | ПФ «Жета» | вул. Современная, 31 | АГНКС-180 | 3 | 410 | 3 | 410 | 3 | 410 | Міські мережі | |
| 27 | м. Сніжне | 1 | ПФ «Транс Реал» | Сніжанське АТП 11412 | АГНКС-45 | 1 | 102 | 2 | 102 | 2 | 102 | Міські мережі | |
| 28 | м. Костянтинівка | 1 | ТД «Лідер» | вул. Мірошніченко – в'їзд у місто | АГНКС-125 | 2 | 280 | 4 | 280 | 2 | 280 | Краматорське ЛВУ | |
| 29 | м. Краматорськ | 2 | ЗАТ «Зовні-промресурси» | вул. Орджонікідзе | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | 280 | 2 | 280 | Міські мережі | |
| 30 | м. Ясинувата | 1 | ПФ «Шельф» | вул. Орджонікідзе | АГНКС-180 | 2 | 410 | 5 | 410 | 2 | 410 | Міські мережі | |
| | | | | Ясинуватський машзавод | вул. Артема, 31 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | 205 | 1 | 205 | 3 |
| 31 | м. Шахтарськ | 1 | ПФ «Дон Гермес» | | АГНКС-75 | 1 | 205 | 4 | 205 | 1 | 205 | Міські мережі | |

| | | | | | | | | | | |
|----------------------------|------------------------|---|---------------------|--|---------------------------|---|------|---|--------------------|--|
| 32 | м. Кіровсь-ке | 1 | ТОВ «Реал» | | АГНКС-110 | 2 | 245 | 4 | Міські мережі | |
| 33 | м. Харцизьк | 1 | ПФ «РоУкрОйл» | ПАГЗ | | | | | Міські мережі | |
| | м. Артемівськ | 1 | | | | | | | | |
| 34 | м. Авдіївка | 1 | ПФ «Сталкер» | вул. Індустріальна | АГНКС-75 | 1 | 205 | 2 | Міські мережі | |
| Житомирська область | | | | | | | | | | |
| 35 | м. Житомир | 2 | «Фактор-Капітал» | вул. Малинська, 10 | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 205 | 4 | Міські мережі | |
| | | | Самсон | вул. Малинська, 10 (територія АТП-11827) | | | | | Міські мережі | |
| 36 | м. Коростень | 2 | «Фактор-Капітал» | вул. Житомирська, 50ж | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | 205 | 2 | Міські мережі | |
| | | | ПП Борис Іванович | | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | 205 | | Міські мережі | |
| 37 | с. Глибочиця | 1 | ТЕК «Ітера Україна» | вул. Київська, 9 | Аргентина | 1 | 1800 | 4 | Бердичівське ЛВУМГ | |
| | | | ПП Бричковський | вул. Нізгурецька, 4 | Росія | 3 | 540 | 3 | Міські мережі | |
| 38 | м. Бердичів | 2 | «Екогаз» | вул. Білопільська, 123 | Аргентина | 2 | 1800 | 4 | Бердичівське ЛВУМГ | |
| 39 | м. Новоград-Волинський | 1 | | | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 2 | 205 | 4 | УМГ «ЛПГ» | |

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------------|---|---|---|-------------------------------------|---|-----|-----|------------------|
| 40 | м. Овруч | 2 | ПП «Овруггаз-авто» «Фактор-Капітал» | вул. Вашука, 4 | АГНКС-75 | 2 | 205 | 3 | Міські мережі |
| Закарпатська область | | | | | | | | | |
| 41 | м. Ужгород | 1 | | вул. Баб'яка, 26 | Сумигазмаш | 2 | 205 | 2x2 | Закарпатське ЛВУ |
| 42 | с. Баранинці | 1 | | траса Київ – Чоп, КПП «Ужгород», вул. Об'їзна, 9 | завод ім. Фрунзе, м. Суми АГНКС-200 | 2 | 900 | 6x2 | Закарпатське ЛВУ |
| 43 | м. Хуст | 1 | ТзОВ «Енерго-ресурси» | Об'їзна траса, вул. Львівська | Сумигазмаш | 1 | 205 | 2x2 | Хустське ЛВУ |
| 44 | м. Мукачеве | 1 | | вул. Об'їзна | Сумигазмаш, АГНКС-200 | 2 | 900 | 6x2 | Закарпатське ЛВУ |
| 45 | с. Яноші | 1 | | вул. Головна, 1в, Берегівський р-н, траса Мукачеве – Берегове | Сумигазмаш | 1 | 205 | 2x2 | Закарпатське ЛВУ |
| Запорізька область | | | | | | | | | |
| 46 | м. Бердянськ | 3 | ТОВ ВТФ «Алексі К» ТОВ «Газова заправка» | вул. Шаумяна, 1а | | | | 4 | Міські мережі |
| | | | | с. Луначарське | АГНКС-250 | 2 | 810 | 3 | Міські мережі |
| | | | | вул. Приазовська, 114 | | 3 | | 4 | Міські мережі |

| | | | | | | | | | |
|----------------------------------|---------------------|---|--|---|---|-------------|-------------------|-------------|--|
| 47 | м. Запоріжжя | 4 | ТОВ «Фактор Нафтогаз» Концерн «Укр.-газтехсервіс» ТОВ «ДНК Груп» | Траса Донецьк – Запоріжжя, Донецьке шосе, 2а с. Нове-Запоріжжя, Нікопольське шосе, 1в Нікопольське шосе, 1б вул. Південне шосе | завод ім. Фрунзе, м. Суми Сумгазмаш Аргентина | 1 2 1 | 135 450 400 | 2 4 5 | Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі Запорізьке ЛВУ |
| 48 | м. Токмак | 1 | ТОВ «Інтер» | | | | | | Міські мережі |
| 49 | м. Василівка | 1 | ТОВ «ВТС Алекс і Ко» | | | | | | Міські мережі |
| 50 | м. Мелітополь | 1 | ТОВ «Проба» | вул. Ломоносова, 341 | завод ім. Фрунзе, м. Суми | 1 | | 2 | Міські мережі |
| 51 | м. Полони | 1 | «Газ-сервіс» | вул. Східна, 15 | Сумгазмаш | 2 | 90 | 2 | Міські мережі |
| Івано-Франківська область | | | | | | | | | |
| 52 | м. Івано-Франківськ | 2 | ВАТ «Вега» | вул. Юності | Аргентина | 2 | 900 | 6 | Міські мережі |
| 52 | с. Дем'янів | 1 | ТЗОВ «Галнафтогаз» | вул. Львівська, Бурштинський р-н | Аргентина | 2 | 900 | 6 | Тернопільське ЛВУ |

| Київська область | | | | | | | | | | |
|------------------------|-----------------|---|---------------------------|-------------------------|----------------------|---|-------|-----|-----------------------------|------------------|
| 53 | м. Бровари | 1 | «Біокон С» | Промвузол | Сумигазмаш | 2 | 120 | 1x2 | Міські мережі | |
| 54 | м. Обухів | 1 | ТЗОВ «Стіро-лонтфармторг» | вул. Київська, 127 | АГНС-140 | 1 | 270 | 4 | Міські мережі | |
| 55 | м. Біла Церква | 2 | не | повідомляють | вул. Сухоярська, 10Б | 2 | 15000 | 4 | Білоц. філія ВАТ Київоблгаз | |
| | | | не | | | | | | | повідомляють |
| 56 | м. Володарка | 1 | не | повідомляють | вул. Кооперативна | 1 | 205 | 2 | Міські мережі | |
| 57 | м. Бородянка | 1 | ТЗОВ «Ітера Україна» | | Аргентина | 1 | 1800 | 4 | Міські мережі | |
| Кіровоградська область | | | | | | | | | | |
| 58 | м. Кіровоград | 4 | ТОВ «Енергоатом» | кільцева дорога | Н-250 | 3 | 810 | 8 | Олександрівське ЛВУ | |
| | | | поруч з «Артемідіою» | | Аргентина 500 | | | | Олександрівське ЛВУ | |
| | | | ВАТ «13527» | вул. Героїв Сталінграда | Н-250 | | | | | Міські мережі |
| | | | Форсаж ТОВ «ТЗП ОіК» | | | | | | | Золотоніське ЛВУ |
| 59 | м. Світловодськ | 1 | | територія АТП | Італія-400 | 1 | | 4 | Міські мережі | |

| Луганська область | | | | | | |
|-------------------|---|---------------|---|-----|---|---------------|
| | вул. Лугутінська, 32 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 4 | Міські мережі |
| | вул. 50-річчя оборони Луганська, 19 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 4 | Міські мережі |
| | вул. Комісара Сапока | АГНКС-75 | 1 | 205 | 4 | Міські мережі |
| | Бахмутський проїзд, 27 | | | | | |
| | квартал Южний | | | | | |
| | мікрор-н Ювілейний | АГНКС-65 | 1 | 178 | 3 | Міські мережі |
| | квартал Держинського, вул. Монтажна, 40 | АГНКС-125 | 2 | 280 | 3 | Міські мережі |
| | початок траси Луганськ – Станичне | АГНКС-400 | 3 | 900 | 5 | Луганське ЛВУ |
| | траса на Старобільськ | АГНКС-400 | 2 | 900 | 8 | Міські мережі |
| | мікрор-н Металіст | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | Міські мережі |
| | квартал Держинського, вул. Монтажна, 18 | АГНКС-125 | 2 | 280 | 5 | Міські мережі |
| | вул. Таллінська, 62б | АГНКС-125 | 2 | 280 | 3 | Міські мережі |
| 60 | м. Луганськ | 12 ПФ «Чинар» | | | | |
| | «Востокавтогаз» | | | | | |
| | ТОВ «Оріон» | | | | | |
| | «Екопром-ресурсе» | | | | | |
| | ЧП «Овчаренко» | | | | | |
| | ПП «Спецсервіс» | | | | | |

| | | | | | | | | | |
|----|-----------------|---|------------------------------------|---|---|-----------|-----|-----|---------------|
| 61 | м. Красний Луч | 2 | ПП «Панчук» ПП «Сервіс Автогаз» | вул. Луганське шосе, 286 | | | | | |
| 62 | м. Ровеньки | 1 | | вул. Комуністична (р-н шахти «Київська») | | | | | |
| 63 | м. Краснодон | 1 | «Востокавтогаз» | | АГНКС-110 | 2 | 245 | 4 | Міські мережі |
| 64 | м. Кременна | 1 | | | траса Луганськ – Харків, вул. Матросова, 75 | АГНКС-110 | 2 | 245 | 2 |
| 65 | м. Рубіжне | 1 | | вул. Визволителів, 79 | | | | | |
| 66 | м. Лутугіне | 1 | | | АГНКС-110 | 2 | 245 | 4 | Міські мережі |
| 67 | м. Перевальськ | 1 | ТЗОВ «Лугойл» | територія пивзаводу | АГНКС-110 | 2 | 245 | 4 | Міські мережі |
| 68 | м. Лисичанськ | 2 | ТОВ «Фактор Нафтогаз» | вул. Первомайська, 43 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | Міські мережі |
| | | | ТОВ «Абсолют+К» | вул. 9 травня, 46 а | | | | | |
| 69 | м. Старобільськ | 1 | ПФ «Алекс» | молокозавод | АГНКС-75 | 1 | 205 | 2 | Міські мережі |
| 70 | м. Щастя | 1 | ТОВ «Екотоп» | вул. Осіння, 1А | АГНКС-75 | 1 | 205 | 4 | Міські мережі |
| 71 | м. Антрацит | 2 | ВАТ «Антрацитівське АТП10918» | вул. Петровсько-го, 75 «А» (на території АТП 10918) | | | | | |
| | | | ПП «Сервіс Автогаз» | | | | | | |
| 72 | Луганська обл. | 1 | ТЗОВ «Екотоп» | Життянська сільрада (на об'їзній дорозі) | | | | | |

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------|------------------------|---|---------------------------------|---|-----------|---|-----|--------------------------|----------------|
| 73 | м. Стаханов | 1 | ТОВ «Пром-індустрія» | вул. 60-річчя Жовтня, 32 | | | | | |
| 74 | м. Олександрівськ | 1 | «Востокавтогаз» | вул. Нова (в районі СПМК 239) | | | | | |
| 75 | м. Сватове | 1 | ЗАО «Сватівський молокозавод» | вул. Ново-Старобільська, 32 | | | | | |
| 76 | м. Сіверськ-кодонський | 1 | ТОВ НЕО | вул. Селікатна, 10є | 3 | 6 | | Сіверсько-донецьке ВУТЗГ | |
| Львівська область | | | | | | | | | |
| 77 | м. Радехів | 1 | ЗАТ «Галичина» | вул. Львівська, 61 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 2 | ВАТ «Львівгаз» |
| | м. Золочів | 1 | КНК | м. Золочів | Аргентина | 2 | | 3x2 | Міські мережі |
| 78 | м. Самбір | 1 | ПП | | АГНКС-250 | | 650 | | ВАТ «Львівгаз» |
| Миколаївська область | | | | | | | | | |
| 79 | м. Миколаїв | 2 | ТОВ «Фактор-Нафтогаз» | вул. Новозаводська, 13/2 | АГНКС-250 | 3 | | 6 | Міські мережі |
| | | | ЗАТ «Шельф» | виїзд на Одесу | Аргентина | 1 | | 2 | Міські мережі |
| 80 | м. Вознесенськ | 2 | Комунальна власність УЕГГ міста | виїзд з міста в напрямку Одеси, вул. Жовтневої революції, 256 | АГНКС-75 | 1 | 205 | 1 | Міські мережі |
| | | | ТЗОВ «Екогаз» | | АГНКС-75 | 1 | 205 | 3 | Міські мережі |

| Одеська область | | | | | | | | | |
|--------------------|-------------|---|--|---|------------------------------|-------------|-----|---|--|
| Полтавська область | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| 81 | м. Полтава | 4 | ТЗОВ «Екометан» ЕК Сервіс-метан ТОВ ТОВ «Поставський регіональний агропротровий дім» | район с. Гора, траса Харків – Київ вул. Артема, 79 «Огнівка» с. Супрунівка, Київське шосе, 334 км пров. Перспективний, 4а | Італія-400 Росія Китай | 1 4 2 | 500 | 4 | Міські мережі Міські мережі Міські мережі Міські мережі |
| 82 | м. Лубни | 1 | ПП Костюк | Італія | 1 | 2 | | 2 | Лубенське ЛВУ Міські мережі |
| 83 | м. Пирятин | 2 | ПП Храбрис В.О. | траса Київ – Харків | АГНКС-100 | 1 | 130 | 1 | Міські мережі Міські мережі |
| 84 | м. Галяч | 1 | ТОВ «Метангазавто» | вул. Сумська, 14 | Сумгазмаш | 2 | | 3 | Міські мережі |
| 85 | м. Шишаки | 1 | ТОВ «Метангазавто» | виїзд з міста, напрямок на Ромни | АГНКС-75 | 1 | | 3 | Міські мережі |
| 86 | м. Кобиляки | 1 | АГНКС Голтвянська ПП (Кобеляцьке АТП 1534) | АТП | АГНКС-45 | 1 | | 1 | Полтавське ЛВУ МГ |

| 87 | с. Решетилівка | 1 | ТОВ «Азалія» ЛТД Решетилівка | Рівненська область | | | | | Міські мережі | |
|------------------------|----------------|---|------------------------------------|--|------------------|-----|------|---------------|-------------------------|-------------------------|
| 88 | м. Рівне | 2 | ТзОВ «СВ Трансгаз» | вул. Енергетиків, 1а | Аргентина | 1 | 2250 | 5x2 | Рівненське ЛВУ | |
| | | | ТзОВ «Метан» – ЕКОГАЗ | вул. Костромська, 25 | АГНКС-250 | 1 | 205 | 2x2 | Рівненське ЛВУ | |
| | | | «Ареті» | вул. Хотинська, 1, Костопільський р-н | Аргентина | 1 | 900 | 8 | Рівненське ЛВУ | |
| | | | ТзОВ «Ролшип» «Феста» | вул. Барона Штейнгеля, 88а | АГНКС-250 | 1 | 900 | 5 | Рівненське ЛВУ | |
| Сумська область | | | | | | | | | | |
| 91 | м. Суми | 6 | Хімпром | вул. Харківська | Сумгазмаш | 1 | 270 | 2 | Міські мережі Сумгаз | |
| | | | ВАТ «Сумгаз» | вул. Погранична, 18 | завод ім. Фрунзе | 1 | 550 | 3 | Міські мережі Сумгаз | |
| | | | | вул. Курська (с. Нижнєпіщане) | завод ім. Фрунзе | 1 | 550 | 3 | Міські мережі Сумгаз | |
| | | | Оріон-Д | пр. Курський, 147 | | | | | Міські мережі Сумгаз | |
| | | | | Білопільський шлях, 16/1 | | | | | | Міські мережі Сумгаз |
| | | | | вул. Роменська | АГНКС-125 | | 400 | 8 | Міські мережі | |
| 92 | с. Токарі | 1 | Метеко | вул. Шевченка, 22 | АГНКС-250 | 650 | 10 | Міські мережі | | |
| 93 | м. Шостка | 2 | «Інтернафта» | вул. Воронезька, 57 | АГНКС-75 | 2 | 300 | 6 | Міські мережі | |

| | | | | | | | | | |
|------------------------------|--------------|----------|---------------------------------------|---|-----------------------|------|-----|------------------|---------------|
| | | «Форсаж» | вул. Шевченка, 57 | Аргентина | 1 | 1700 | 4x2 | Чернігівське ЛВУ | |
| 94 | м. Ромни | 1 | «Агротехсервіс» | вул. Полтавська, 121 | Сумгазмаш | 1 | 360 | 4 | Міські мережі |
| Тернопільська область | | | | | | | | | |
| 95 | м. Тернопіль | 1 | «Фактор» | вул. Галицька, 38 | Італія-110 | 1 | 110 | 5 | Міські мережі |
| | смт Ланівці | 1 | Агро-Рось | смт Ланівці | Сумгазмаш | 2 | 75 | 2x4 | Міські мережі |
| 96 | м. Теревовля | 1 | «Фактор» | | Євпаторія | 1 | 205 | 2x2 | Міські мережі |
| 97 | м. Березани | 2 | «Фактор» | Березани ДЛГ | вул. Привокзальна, 1а | 1 | | | Міські мережі |
| | | | | | вул. Золочівська, 53а | 2 | 270 | 3x2 | Міські мережі |
| Харківська область | | | | | | | | | |
| 98 | м. Харків | 5 | ТОВ «Кулинський хлібозавод» | територія заводу | | | | | Міські мережі |
| | | | ТОВ «Етвас» | виїзд з міста, Сумський напрямок, с. Подворки | Китай | 1 | 900 | 3x2 | Міські мережі |
| | | | ФОП Поляков С. О. (вул. Роганська, 1) | вул. Свердлова, 1а | | | | | |
| | | | ФОП Поляков С. О. (вул. Роганська, 1) | виїзд з міста на Донецьк, вул. Ростовська, 11 | Аргентина | 1 | | 2x2 | Міські мережі |
| | | | ФОП Поляков С. О. (пос. Високий) | виїзд з міста, Сімферопільський напрямок | | 2 | | 4 | Міські мережі |

| | | | | | | | | | |
|----------------------------|----------------------|---|--|--|-----------------------|---|------|--|--|
| 99 | м. Ізюм | 1 | ТОВ «СААМ-7» ПП «Нічипорук» | район «Горизонт», ви- їзд з міста на Донецьк | Аргентина | 1 | 6 | Міські мережі | |
| 100 | м. Красно- град | 1 | ВАТ «Лихачівський хлібокомбінат» | траса Харків – Дніпропетровськ | АГНКС-45 | 1 | 2x2 | Міські мережі | |
| 101 | м. Перво- майськ | 1 | ВАТ «Лихачівський хлібокомбінат» | | Сумгазмаш | 1 | 2 | Міські мережі | |
| 102 | м. Лозова | 1 | «РосУкрОйл» | вул. Свободи, 32а | | | | Міські мережі | |
| Херсонська область | | | | | | | | | |
| 103 | м. Херсон | 4 | ЗАТ Укравтогаз ТОВ «Газ-Авто» ЗАТ БК «Содружество» ПП «Лукойл- Україна» | с. Жовтневе вул. Садова, 3 4-й км Миколаївського шосе | Італія-400 | 1 | 4 | Херсонське ЛВУМГ Міські мережі Міські мережі Херсонське ЛВУМГ | |
| 104 | Нова Каховка | 1 | Ітера Україна ТЕК | | Росія | 4 | 3 | Херсонське ЛВУМГ | |
| Хмельницька область | | | | | | | | | |
| 105 | м. Хмель- ницький | 1 | ВАТ «Хмель- ницьгаз» | вул. Озерна | Євпаторія АГНКС-75 | 2 | 400 | Міські мережі | |
| 106 | с. Ружична | 1 | | траса Хмельницький – завод ім. Фрунзе Чернівці | (АГНКС-125) | 2 | 600 | Міські мережі | |
| 107 | с. Малиничі | 1 | ТЗОВ «Веста Сервіс» | | Аріель АГНКС-125 | 1 | 1100 | УМГ «КТТ» | |

| | | | | | | | | | |
|-----|--------------------------|---|---------------------|-----------------------|---------------------|---|-----|---|---------------|
| 108 | м. Кам'янець-Подільський | 1 | ППП Ковальчук В. І. | Хмельницьке шосе | АГНКС-275 | 2 | 600 | 4 | Міські мережі |
| 109 | м. Дунаївці | 1 | | | Євпаторія | | | 2 | Міські мережі |
| 110 | м. Красилів | 1 | ТОВ «Автогаз» | | | | | | |
| 111 | м. Староконстянтинів | 1 | ПФ «Укргаз» | вул. Чкалова, 18/1 | АГНКС-75 | 1 | | 2 | Міські мережі |
| 112 | м. Славути | 1 | ПФ «Укргаз» | вул. Привокзальна, 1а | Євпаторія АГНКС-100 | 1 | 198 | 2 | Міські мережі |

Черкаська область

| | | | | | | | | | |
|-----|------------|---|-------------------------|---|---------------------|---|--------------------------------------|-----|--------------------|
| | | | ТОВ «Фактор-Нафтогаз» | м. Черкаси вул. 30 р. Перемоги, 9/7 | Сумигазмаш АГНКС-75 | 1 | Реалізація до 6000 м ³ /д | 2 | Міські мережі |
| 113 | м. Черкаси | 3 | ТОВ «Совгаз» | виїзд з міста на Смілу 8 кілометр | Аргентина-250 | 1 | Реалізація до 6000 м ³ /д | 6 | Міські мережі |
| | | | ТОВ «ТРК Автогазінвест» | виїзд з міста на Смілу | Америка-250 | 1 | 1000 | 2x2 | Золотоноське ЛВУМГ |
| 114 | м. Умань | 2 | ТЗОВ «Автотрансгаз» | вул. Індустріальна траса Стрий – Знам'янка | завод ім. Фрунзе | 3 | 810 | 6 | Міські мережі |
| | | | | | завод ім. Фрунзе | 3 | 810 | 6 | Гайсинське ЛВУ |

Чернігівська область

| | | | | | | | | |
|-----|------------------|-------------------------|----------------------------------|------------------------|---|------|---|------------------|
| | | ТзОВ «Чернігів-автогаз» | вул. Робоча, 6 | Сервісгаз м. Євпаторія | 4 | 220 | 3 | Міські мережі |
| 115 | м. Чернігів | 2 ВАТ «Чернігівгаз» | вул. Любецька, 96 | ASPRO Аргентина | 2 | 400 | 6 | Міські мережі |
| 116 | м. Ніжин | 1 «РосУкрОйл» | об'їзна дорога, вул. Батюка, 1а | завод ім. Фрунзе | 1 | 900 | 3 | Мринське ВУПЗГ |
| 117 | м. Мена | 1 Ітера | вул. Жовтнева, 128 | Аргентина | | | 4 | Міські мережі |
| 118 | м. Олександрівка | 1 Чернігівресурси | 2-й км траси Чернігів – Петрушин | Аргентина | 1 | 2050 | 6 | Чернігівське ЛВУ |
| 119 | м. Борзна | 1 ТзОВ «Райсільбуд» | вул. Урицького, 29 | м. Євпаторія | 2 | 220 | 2 | УМГ «КТГ» |

Чернівецька область

| | | | | | | | | |
|-----|-------------|-----------------|------------------------|--------------|---|--|---|---------------|
| 120 | м. Чернівці | 1 «Екотрансгаз» | вул. Південна кільцева | м. Євпаторія | 2 | | 2 | Міські мережі |
|-----|-------------|-----------------|------------------------|--------------|---|--|---|---------------|

АР Крим

Працює 17 приватних АГНС по всій території

Загалом кількість робочих приватних АГНС по всій території України становить 238.

Розділ 2

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНИХ ГАЗІВ

2.1. Початкові поняття і визначення

Сучасний рівень розв'язання цілого ряду технологічних завдань з експлуатації і обслуговування енергоприводу АГНКС зв'язаний з використанням законів як ідеальних, так і реальних газів. Через це фахівцям газотранспортних підприємств, що використовують ті чи інші методи теплових розрахунків, пов'язаних з визначенням характеристик устаткування АГНКС, перш за все слід чітко засвоїти основні поняття і визначення природних газів, знати межі вживаності законів ідеальних газів, уміти визначати теплофізичні властивості природних газів.

Залежно від способу отримання і фізико-хімічних властивостей усі гази умовно можна поділити на природні і штучні. Природний газ сьогодні є основним видом палива в системі міст і селищ, цінною сировиною для хімічної промисловості. Розрізняють три основні групи природних газів:

гази, які отримують із суто газових родовищ (сухі гази); складаються в основному з метану CH_4 до 98%;

гази, які отримують з газоконденсатних родовищ; складаються з сухого газу і домішок конденсату (бензину, лігроїну, гасу);

попутні гази, які отримують зі свердловин нафтових родовищ разом з нафтою, складаються з суміші газів з газовим бензином і пропан-бутанової фракції.

Штучний газ отримують у результаті термічної обробки твердих і рідких палив, а також підземної газифікації вугілля. Основний склад цих газів – оксид вуглецю, водень і азот.

Стан будь-якого газу прийнято характеризувати величинами, які називаються параметрами стану. Найпоширенішими параметрами стану є: густина, тиск, температура. Крім того, широко використовують такі поняття, як маса, теплоємність, робота, теплота, ентальпія, ентропія і так далі.

Маса газу (G) характеризує властивість його інерційності, тобто властивість зберігати набутий рух або стан спокою. Масу газу вимірюють у кілограмах.

Густина газу прийнято визначати як відношення маси газу G до його об'єму V або масу газу, що міститься в одиниці його об'єму:

$$\rho_r = G/V. \quad (2.1)$$

Густина газу вимірюють у кг/м^3 або в г/см^3 . При розв'язанні цілого ряду завдань компримування природних газів користуються поняттям відносної густини газу, тобто відношенням густини газу до густини сухого повітря ρ_n за одних і тих же умов:

$$\Delta = \rho_r / \rho_n. \quad (2.2)$$

Густина газу при 0°C і атмосферному тиску можна визначити за його молярною масою μ :

$$\rho_r = \mu/22,4, \quad (2.3)$$

де 22,41 – об'єм одного кіломоля будь-якого газу при 0°C і атмосферному тиску, м^3 .

Кіломоль – це кількість речовини в кілограмах, чисельно рівна його молярній масі. Так, наприклад, кіломоль кисню O_2 дорівнює 32 кг, кіломоль вуглекислого газу CO_2 – 44 кг і так далі (1 кіломоль = 1000 моль).

При розв'язанні завдань компримування газів часто доводиться мати справу із зміною густини газу в результаті його стиснення, нагрівання, охолодження і так далі. При цьому маса газу G , природно, залишається сталою, а густина змінюється тільки у зв'язку із зміною об'єму газу V . В цьому випадку зручніше буває оперувати з поняттям питомого об'єму газу v – величини, зворотної густині газу:

$$v = V/G = 1/\rho_r. \quad (2.4)$$

Тиск прийнято визначати як відношення сили, що діє перпендикулярно до поверхні тіла, на одиницю цієї поверхні:

$$P = F_n/f, \quad (2.5)$$

де F_n – сила, що діє по нормалі до поверхні тіла; f – площа поверхні тіла, перпендикулярна до сили, що діє.

Якщо силу F_n , прикладену до поверхні тіла, вимірювати в ньютонах (Н), а площу поверхні f – у квадратних метрах (m^2), то одиницею тиску буде ньютон на квадратний метр (H/m^2). Ця одиниця тиску називається Паскалем (Па). Поряд з Паскалем у практиці проведення розрахунків уживаються і крупніші одиниці – кілопаскаль (кПа), що дорівнює 1000 Па, і мегапаскаль (МПа), який дорівнює 10^6 Па.

Тиск рідин і газів вимірюють приладами барометричного типу для визначення абсолютного тиску P або приладами манометричного типу P_m для визначення надлишкового тиску. Абсолютний тиск, наприклад, у балонах, трубопроводах і тому подібне визначатиметься як сума манометричного тиску P_m і абсолютного тиску навколишнього середовища, зміряного, наприклад, барометром:

$$P = P_m + P_0, \quad (2.6)$$

Якщо прилади манометричного типу використовують для вимірювання розрідження в посудинах, то їх називають вакуумметрами. Абсолютний тиск газу в цьому випадку визначається співвідношенням:

$$P = P_0 + P_B, \quad (2.7)$$

де P_B – різниця тиску навколишнього середовища і тиску в посудині, звана розрідженням і вимірювана вакуумметром.

Слід добре пам'ятати, що у всі розрахункові співвідношення входять тільки значення абсолютного тиску газу і рідини.

Температура є найважливішим термодинамічним параметром, що визначає стан газу, ступінь його нагрітості. В інженерній практиці при вимірюванні температури газу використовують дві температурні шкали: шкалу Цельсія і шкалу Кельвіна. Показники температури в градусах Кельвіна більші від температури, виміряної в градусах Цельсія, на 273,16 градуса. Так, наприклад, якщо газ має температуру $t = 20^\circ C$, то його абсолютна температура буде $T = 273,16 + 20 = 293,16$ К і так далі

Робота в звичайному визначенні механіки – це добуток сили F , що діє в напрямі руху, на шлях переміщення тіла (газу). В умовах АГНКС робота газоперекачувальних агрегатів (ГПА) йде на зміну потенціальної енергії, подолання сил тертя газу об стінки трубопроводу та подолання місцевих опорів.

У технічних розрахунках і визначенні показників газоперекачувальних агрегатів важливе значення має поняття термодинамічного процесу. Під термодинамічним процесом прийнято розуміти будь-яку зміну стану тіла. При цьому процес може визначатися умовою про постійне значення якого-небудь параметра газу (наприклад $P = \text{const}$, $t = \text{const}$ і тому подібне) або умовою про рівність нулю якого-небудь ефекту в процесі (наприклад, рівність нулю теплообміну в процесі роботи і тому подібне). Часто користуються узагальненим поняттям процесу, називаючи його в цьому випадку політропним процесом. Політропний процес – де одночасно можуть змінюватися всі параметри тіла (тиск, об'єм, температура), здійснюватися підведення або відведення теплоти і тому подібне.

Масовою витратою газу називається маса газу, що проходить через поперечний переріз труби в одиницю часу (кг/с):

$$m = G/t, \quad (2.8)$$

де G – маса газу (за час t); t – час, протягом якого через цей переріз проходить газ.

Звідси виникає поняття масової швидкості потоку, що визначається як кількість газу, що проходить через одиницю поперечного перерізу газопроводу в одиницю часу (кг/м²·с):

$$u = m/F, \quad (2.9)$$

де m – масова витрата газу; F – площа поперечного перерізу газопроводу.

Об'ємною витратою газу називається кількість газу в одиницях об'єму, що проходить через переріз газопроводу в одиницю часу (м³/с):

$$Q = V/t, \quad (2.10)$$

де V – об'єм газу, м³; t – час, протягом якого через цей переріз проходить об'єм газу.

Об'єм і об'ємну витрату зазвичай відносять до певної температури і певного тиску. В розрахунках систем газопостачання об'ємну витрату визначають при температурі 0°C і тиску 760 мм рт. ст. (1,03 кг/см² або 0,101 МПа) або при температурі 20°C і тиску 0,101 МПа.

Відповідно лінійну швидкість визначають як об'ємну витрату газу в умовах потоку через одиницю поперечного перерізу газопроводу (м/с):

$$W = Q/F, \quad (2.11)$$

де W – лінійна швидкість газу в газопроводі; Q – об'ємна витрата газу в умовах потоку при цих тиску і температурі.

Між масовою u і лінійною W швидкістю існує простий взаємозв'язок: $u = m/F = (Q.p)/F = W.p$. Використання в розрахунках поняття масової швидкості зручне тим, що, на відміну від лінійної швидкості, вона для газопроводу постійного перерізу залишається незмінною.

Вологість газів

Вологість газів характеризує кількість водяної пари, що міститься в одиниці кількості газу. Газ, що транспортується газопроводами, на жаль, завжди містить якусь кількість вологи, що призводить до утворення конденсату, знижує кількість перекачуваного газу, викликає корозію трубопроводу та веде до утворення гідратів у газобалонній апаратурі. Розрізняють поняття абсолютної і відносної вологості газу. Абсолютну вологість можна розглядати як масову абсолютну вологість і як об'ємну абсолютну вологість. У першому випадку вологість визначають як відношення кількості водяної пари до кількості газу: $d_m = m_n/m_r$; у другому – як відношення кількості водяної пари до об'єму газу: $d_v = m_n/V$. Відносну вологість газів визначають як відношення кількості водяної пари, що фактично міститься в m_n , до максимально можливого m_s за певних умов:

$$\varphi = m_n/m_s, \quad (2.12)$$

Відносну вологість визначають за співвідношенням густини пари і насиченої пари, а також за співвідношенням парціального тиску водяної пари і тиску насиченої пари при тій же температурі. Волога пара називається насиченою, коли вона містить максимально можливу кількість пари при цих температурі і тиску:

$$\varphi = p_n/p_s = P_n/P_s, \quad (2.13)$$

де p_n – густина пари; p_s – густина насиченої пари; p_n – парціальний тиск водяної пари; p_s – тиск насиченої пари.

Теплоємність газів

При теплових розрахунках АГНКС часто доводиться користуватися поняттям питомої теплоємності газу. Питомою теплоємністю газу називається кількість теплоти, потрібної для нагріву одиниці маси речовини (або об'єму) на один градус у певному процесі:

$$C_{zm} = g_z / (t_2 - t_1), \quad (2.14)$$

де g_z – кількість теплоти, підведеної до одиниці маси (або об'єму) газу в процесі його нагріву від температури t_1 до температури t_2 ; t_1 і t_2 – відповідно початкова і кінцева температура газу.

На практиці найчастіше використовують теплоємності ізобарного і ізохорного процесів. Ці теплоємності називаються ізобарною і ізохорною і позначаються відповідно C_p і C_v . Теплоємність C_z – величина змінна, залежна від температури і тиску, а для ідеальних газів – тільки від температури. Теплоємність, визначувану рівнянням (2.14), називають середньою теплоємністю і позначають C_{pm} і C_{vm} на відміну від дійсних теплоємностей C_p і C_v , визначуваних для конкретно заданої температури.

Середню теплоємність газу в інтервалі заданих температур процесу визначають за значенням середньоарифметичної температури процесу $t_m = (t_1 + t_2)/2$, тобто для того, щоб знайти середню теплоємність, треба знати середню температуру процесу t_m . За знайденим значенням середньої температури t_m з використанням спеціальних таблиць (табл. 2.1) визначають теплоємність газів.

У практичних розрахунках середню теплоємність найпростіше визначати за співвідношенням:

$$C_{pm} = (i_2 - i_1) / (t_2 - t_1), \quad (2.15)$$

де i_1 і i_2 – ентальпії природного газу на початку і в кінці процесу. Значення ентальпій визначають за відповідними таблицями або діаграмами для цього газу або речовини.

Таблиця 2.1

**Масова теплосміність деяких газів
при постійному (атмосферному) тиску в кДж/(кг·°С)**

| Температура t °С | Кисень O ₂ | Азот N ₂ | Водень H ₂ | Вугле- кисл. газ CO ₂ | Вода H ₂ O | Метан CH ₄ | Повітря |
|-----------------------|--------------------------|------------------------|--------------------------|--|--------------------------|--------------------------|---------|
| 0 | 0,917 | 1,010 | 14,21 | 0,820 | 1,855 | 2,190 | 1,005 |
| 100 | 0,925 | 1,038 | 14,35 | 0,871 | 1,867 | 2,471 | 1,005 |
| 200 | 0,938 | 1,047 | 14,43 | 0,913 | 1,888 | 2,800 | 1,013 |
| 300 | 0,950 | 1,051 | 14,46 | 0,950 | 1,913 | 3,206 | 1,017 |
| 400 | 0,967 | 1,056 | 14,49 | 0,984 | 1,938 | 3,650 | 1,030 |
| 500 | 0,980 | 1,060 | 14,52 | 1,013 | 1,968 | 4,104 | 1,038 |
| 600 | 0,992 | 1,073 | 14,56 | 1,042 | 2,001 | 4,545 | 1,051 |
| 700 | 1,005 | 1,089 | 14,60 | 1,066 | 2,030 | 4,991 | 1,063 |
| 800 | 1,017 | 1,101 | 14,66 | 1,088 | 2,064 | - | 1,072 |
| 900 | 1,026 | 1,109 | 14,72 | 1,109 | 2,097 | - | 1,084 |
| 1000 | 1,034 | 1,118 | 14,79 | 1,126 | 2,131 | - | 1,093 |
| 1100 | 1,042 | 1,130 | 14,87 | 1,143 | 2,164 | - | 1,101 |
| 1200 | 1,051 | 1,139 | 14,95 | 1,160 | 2,194 | - | 1,109 |
| 1300 | 1,059 | 1,147 | 15,04 | 1,172 | 2,227 | - | 1,118 |
| 1400 | 1,063 | 1,155 | 15,13 | 1,185 | 2,257 | - | 1,126 |
| 1500 | 1,072 | 1,164 | 15,22 | 1,197 | 2,286 | - | 1,130 |

Суміші газів

Природні гази є сумішшю, що складається з декількох чистих речовин, що хімічно не взаємодіють між собою: метану CH₄, етану C₂H₆, пропану C₃H₈, бутану C₄H₁₀ і інших вуглеводнів. Тому однією з найважливіших характеристик суміші є її склад. Склад суміші зазвичай визначають за допомогою знаходження масової або молярної концентрації компонентів, що входять в суміш. Поняття «моль», як наголошувалося вище, означає кількість речовини в грамах, чисельно дорівнює його молярній масі, а кіломоль – кількість речовини в кілограмах, теж чисельно дорівнює його молярній масі. Так, наприклад, кіломоль кисню O₂ дорівнює 32 кг, кіломоль метану CH₄ – 16,04 кг і так далі. Фізичні характеристики компонентів природного газу наведено в табл. 2.2.

Масовою концентрацією m_i -го компонента називається відношення маси цього компонента G_i до маси всієї суміші G :

$$m_i = G_i / G, \quad (2.16)$$

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n = \sum_{i=1}^n G_i \quad (2.17)$$

Сума всіх масових концентрацій компонентів, складників суміші, дорівнює одиниці:

$$\sum_{i=1}^n m_i = \sum_{i=1}^n G_i / G = 1/G \sum_{i=1}^n G_i = G/G = 1 \quad (2.18)$$

Таблиця 2.2

Фізичні характеристики компонентів природного газу

| Компонент складу газу | Формула | Молярна маса | Густина, кг/м ³ | Густина щодо повітря | Температура зріджування °C |
|-----------------------|--------------------------------|--------------|----------------------------|----------------------|----------------------------|
| Метан | CH ₄ | 16,04 | 0,72 | 0,55 | мінус 161,5 |
| Етан | C ₂ H ₆ | 30,07 | 1,36 | 1,05 | мінус 89 |
| Пропан | C ₃ H ₈ | 44,09 | 2,02 | 1,55 | мінус 42 |
| Бутан | C ₄ H ₁₀ | 58,12 | 2,70 | 2,08 | мінус 1 |
| Пентан | C ₅ H ₁₂ | 72,15 | 3,22 | 2,50 | плюс 36 |
| Гексан | C ₆ H ₁₄ | 86,18 | 3,88 | 3,00 | плюс 68 |
| Етилен | C ₂ H ₄ | 28,05 | 1,26 | 0,98 | мінус 104 |
| Пропен | C ₃ H ₆ | 42,08 | 1,92 | 1,48 | мінус 48 |
| Бутен | C ₄ H ₈ | 56,10 | 2,60 | 2,00 | мінус 6 |
| Пентен | C ₅ H ₁₀ | 70,13 | 3,13 | 2,42 | - |
| Ацетилен | C ₂ H ₂ | 26,04 | 1,17 | 0,31 | мінус 84 |
| Бензол | C ₆ H ₆ | 78,11 | 3,48 | 2,69 | - |
| Оксид вугл. | CO | 28,01 | 1,25 | 0,97 | мінус 192 |
| Вуглекис. газ | CO ₂ | 44,01 | 1,98 | 1,53 | мінус 78 |
| Сірководень | H ₂ S | 34,08 | 1,54 | 1,19 | плюс 46 |
| Азот | N ₂ | 28,02 | 1,25 | 0,97 | мінус 196 |
| Кисень | O ₂ | 32,0 | 1,43 | 1,10 | мінус 186 |
| Водень | H ₂ | 2,02 | 0,09 | 0,07 | мінус 253 |
| Водяна пара | H ₂ O | 18,02 | 0,77 | 0,59 | плюс 100 |

Відповідно визначають ізобарну теплоємність суміші газів:

$$C_{pm} = \sum_{i=1}^n m_i C_{pi} , \quad (2.19)$$

де m_i – масова частка i -го компонента суміші; C_{pi} – ізобарна теплоємність i -го компонента; n – число компонентів у суміші.

Молярною концентрацією r_i -го компонента називається відношення числа кіломолів цього компонента G_i до загального числа кіломолів G :

$$r_i = G_i / G, \quad (2.20)$$

$$\bar{G} = \bar{G}_1 + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \dots + \bar{G}_n = \sum_{i=1}^n \bar{G}_i . \quad (2.21)$$

Сума всіх молярних концентрацій компонентів, складників суміші, дорівнює одиниці:

$$\sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n \frac{\bar{G}_i}{\bar{G}} = \frac{1}{\bar{G}} \sum_{i=1}^n \bar{G}_i = \frac{\bar{G}}{\bar{G}} = 1 . \quad (2.22)$$

Відношення маси цього компонента G_i до кількості молів цього компонента G_i характеризує його молярну масу, а відношення маси всієї суміші G до кількості молів суміші характеризує молярну масу суміші μ_m :

$$\mu_i = G_i / G_i; \mu_m = G / G. \quad (2.23)$$

З урахуванням вищенаведених співвідношень середня молярна маса суміші визначається співвідношенням:

$$\mu_m = G / \bar{G} = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i / \mu_i} . \quad (2.24)$$

Молярні концентрації компонентів суміші ідеального газу чисельно дорівнюють його об'ємним концентраціям, які визначаються як відношення об'єму цього компонента V_i при тиску і температурі суміші до об'єму всієї суміші V . Через це об'ємні концентрації компонентів суміші газів у ряді випадків визначають і через співвідношення тиску:

$$r_i = P_i/P_m, \quad (2.25)$$

де P_i – парціальний тиск компонента газу; P_m – тиск суміші загалом.

Склад природного газу зазвичай регулярно визначають на газопроводах відповідні лабораторії з використанням хроматографічного аналізу.

Теплота згорання газів

Теплота згорання, або теплотворна здатність газу як палива, – це кількість теплоти, що виділяється при повному згоранні одиниці кількості речовини (кг або м), вимірної за нормальних стандартних умов (тиск, температура).

Розрізняють вищу $Q_{вр}$ і нижчу $Q_{нр}$ теплоту згорання. Вищою теплою згорання називається кількість теплоти (кДж), що виділяється при повному згоранні одиниці кількості речовини (кг або м³), з урахуванням конденсації водяної пари, що утворюється при окисленні водню. Нижчою теплою згорання називається кількість теплоти (кДж), що виділяється при повному згоранні одиниці кількості речовини за нормальних або стандартних умов без урахування теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари. На основі чисельного значення теплоти згорання палива визначають потребу в газоподібному паливі, а також ККД газоперекачувальних агрегатів і інших газовикористовувальних установок.

У розрахунках зазвичай використовують поняття нижчої теплоти згорання палива внаслідок того, що продукти згорання, що відходять з газовикористовувальних установок, мають відносно високу температуру, значно вищу, ніж температура точки роси, при якій і відбувається конденсація водяної пари, що міститься в продуктах згорання.

Чисельні значення нижчої теплоти згорання ряду компонентів газоподібного палива наведено в таблиці 2.3.

Слід відзначити, що наведені в літературі дані про теплоту згорання окремих компонентів газоподібного палива часто різняться між собою. Це певною мірою обумовлено відмінністю в підрахунку основних характеристик самого палива.

Нижча теплота згорання деяких компонентів природного газу

| Компонент суміші | Метан CH ₄ | Етан C ₂ H ₆ | Пропан C ₃ H ₈ | Бутан C ₄ H ₁₀ | Пентан C ₅ H ₁₂ | Гексан C ₆ H ₁₄ |
|--|--------------------------|---------------------------------------|---|---|--|--|
| Нижча теплота згорання, кДж/м ³ | 35 880 | 64 450 | 92 940 | 118 680 | 146 130 | 173 760 |

Перехід до визначення масової теплоти згорання палива (кДж/кг) здійснюється з використанням густини газу в цих умовах [$Q_{\text{нр}}$, кДж/кг = ($Q_{\text{нр}}$ кДж/ м³)/ ρ , кг/ м³].

Перерахунок теплоти згорання газу від нормальних умов до стандартних проводять за формулою:

$$Q_{\text{нр}}(20^{\circ}\text{C}) = Q_{\text{нр}}(0^{\circ}\text{C}).$$

Згідно з чинними вимогами номінальну нижчу теплоту згорання палива при проведенні теплотехнічних розрахунків у системі газової промисловості приймають такою, що дорівнює 34541 кДж/м³.

Межі вибуховості газоповітряних сумішей

Виключення утворення вибухонебезпечних газоповітряних концентрацій, а також поява джерел займання цієї суміші (полум'я, іскор) завжди є основним завданням обслуговувального персоналу компресорних станцій. При вибуху газоповітряної суміші різко підвищується тиск у зоні вибуху, що призводить до руйнування будівельних конструкцій, а швидкість розповсюдження полум'я досягає сотні метрів на секунду. Наприклад, температура самозаймання метаноповітряної суміші перебуває на рівні 700°C, а метан є основним компонентом природного газу. Його вміст у газових родовищах коливається в діапазоні 92...98%.

При вибуху газоповітряної суміші, що перебуває під тиском 0,1 МПа, розвивається тиск близько 0,80 МПа. Газоповітряна суміш вибухає, якщо в ній міститься 5...15% метану; 2...10% пропану; 2...9% бутану і так далі. При підвищенні тиску газоповітряної суміші межі вибуховості звужуються. Слід зазначити, що домішка кисню в газі збільшує небезпеку вибуху.

Межі й інтервал вибуховості газів у суміші з повітрям при температурі 20°C і тиску 0,1 МПа подано в таблиці 2.4.

2.2. Закони ідеальних газів. Сфери їх застосування

Ідеальними газами прийнято вважати гази, що підкоряються рівнянню Клапейрона ($Pv = RT$). Одночасно під ідеальними маються на увазі гази, в яких відсутні сили міжмолекулярної взаємодії, а об'єм самих молекул дорівнює нулю. Сьогодні можна стверджувати, що жоден з реальних газів не підкоряється цим газовим законам. Проте ці специфічні газові закони досить широко використовують в технічних розрахунках. Ці закони прості і досить добре характеризують поведінку реальних газів при невисокому тиску і не дуже низьких температурах, далеко від зон насичення і критичних точок речовини. Найбільшого практичного поширення набули закони Бойля – Маріотта, Гей-Люссака, Авогадро і на їхній основі отримане рівняння Клапейрона – Менделєєва.

Таблиця 2.4

Межі й інтервал вибуховості газів у суміші з повітрям при температурі 20°C і тиску 0,1 МПа

| Газ | Межі вибуховості % за об'ємом | | Інтервал вибуховості % за об'ємом |
|-------------------|-------------------------------|---------|-----------------------------------|
| | нижній | верхній | |
| Ацетилен | 2,3 | 82,0 | 79,7 |
| Бутан | 1,5 | 8,5 | 7,0 |
| Бутилен | 1,7 | 9,0 | 7,3 |
| Водень | 4,0 | 75,0 | 71,0 |
| Метан | 5,0 | 15,0 | 10,0 |
| Нафтопромисл. газ | 4,0 | 14,0 | 10,0 |
| Оксид вуглецю | 12,5 | 75,0 | 62,5 |
| Природний газ | 5,0 | 15,0 | 10,0 |
| Пропан | 2,0 | 9,5 | 7,5 |
| Пропілен | 2,2 | 9,7 | 7,5 |
| Етан | 3,0 | 14,0 | 11,0 |
| Етилен | 3,0 | 33,3 | 30,3 |

Закон Бойля – Маріотта стверджує, що при постійній температурі ($t = \text{const}$) добуток абсолютного тиску і питомого об'єму ідеального газу зберігає постійну величину ($Pv = \text{const}$), тобто добуток абсолютного тиску і питомого об'єму залежить тільки від температури. Звідки при $t = \text{const}$ маємо:

$$P_2 v_2 = P_1 v_1. \quad (2.26)$$

Закон Гей-Люссака стверджує, що при постійному тиску ($P = \text{const}$) об'єм ідеального газу змінюється прямо пропорційно підвищенню температури:

$$v = v_0 (1 + \alpha \cdot t), \quad (2.27)$$

де v – питомий об'єм газу при температурі $t^\circ\text{C}$ і тиску P ; v_0 – питомий об'єм газу при температурі $t_0 = 0^\circ\text{C}$ і тому ж тиску P ; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення ідеальних газів при 0°C , що зберігає одне і те ж значення при всьому тиску і однаковий для всіх ідеальних газів:

$$\alpha = \frac{1}{273,16} \text{K}^{-1}. \quad (2.28)$$

Отже, зміст закону Гей-Люссака зводиться до такого твердження: об'ємне розширення ідеальних газів при зміні температури і при $P = \text{const}$ має лінійний характер, а температурний коефіцієнт об'ємного розширення α є універсальним постійним ідеальних газів.

Зіставлення законів Бойля – Маріотта і Гей-Люссака приводить до рівняння стану ідеальних газів:

$$P v = RT, \quad (2.29)$$

де v – питомий об'єм газу; P – абсолютний тиск газу; R – питома газова стала ідеального газу; T – абсолютна температура ідеального газу:

$$T = \frac{Pv}{R} = t + 1/\alpha \approx t + 273,2. \quad (2.30)$$

Фізичний зміст питомої газової сталої R – це питома робота в процесі $P = \text{const}$ при зміні температури на один градус.

Закон Авогадро стверджує, що об'єм одного моля ідеального газу v не залежить від природи газу і цілком визначається тиском і температурою речовини (R, T). На цій підставі затверджується, що об'єми молів різних газів, узятих при однаковому тиску і температурі, рівні між собою. Якщо v – питомий об'єм газу, а μ –

молярна маса, то об'єм моля (молярний об'єм) рівний $v = \mu v$. При рівному тиску і температурах для різних газів маємо:

$$v = \mu v = \mu RT/P = f(P, T) = \text{const}. \quad (2.31)$$

Оскільки питомий молярний об'єм газу v залежить загальному тільки від тиску і температури, то й добуток μR в рівнянні (2.31) є величиною однаковою для всіх газів і тому називається універсальною газовою сталою:

$$R = \mu R = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}). \quad (2.32)$$

З рівняння (2.32) виходить, що питомі газові сталі окремих газів R визначаються через їх молярні маси. Наприклад, для азоту (N_2) питома газова стала буде

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu_{N_2}} = 8314/28 = 297 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \quad (2.33)$$

Для G кг газу з урахуванням того, що рівняння Клапейрона записується у вигляді:

$$PV = GRT = GRT, \quad (2.34)$$

де G – кількість речовини в молях $G = G/\mu$. Для 1 кмоль газу:

$$Pv = RT = RT. \quad (2.35)$$

Останнє рівняння, яке отримав російський учений Д. І. Менделєєв, часто називають рівнянням Клапейрона – Менделєєва.

Значення молярного об'єму ідеальних газів у нормальних фізичних умовах ($t = 0^\circ\text{C}$ і $P = 101,1 \text{ кПа}$) становитиме:

$$\bar{v} = \frac{\bar{R}T}{P} = \frac{8314 \cdot 273,16}{101,1 \cdot 10^3} = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}. \quad (2.36)$$

Рівняння стану реальних газів часто записують на основі рівняння Клапейрона з введенням в нього поправки z , що враховує відхилення реального газу від ідеального

$$Pv = zRT, \quad (2.37)$$

де z – коефіцієнт стисливості, визначуваний за спеціальними номограмами або з відповідних таблиць. На рисунку 2.1 наведено номограму для визначення чисельних значень величини z природного газу залежно від тиску P , відносної густини газу до повітря Δ і його температури t . У науковій літературі коефіцієнт стисливості z зазвичай визначають залежно від так званих приведених параметрів (тиск і температура) газу:

$$\pi = P/P_{кр}, \quad r = T/T_{кр}, \quad (2.38)$$

де π , P і $P_{кр}$ – відповідно приведений, абсолютний і критичний тиск газу; r , T і $t_{кр}$ – відповідно приведена, абсолютна і критична температура газу.

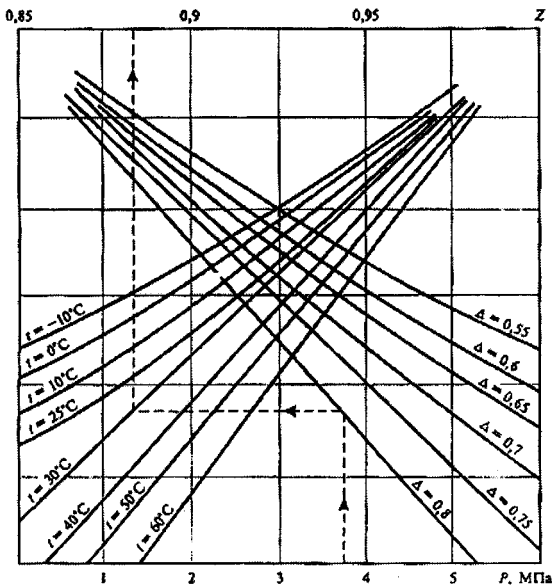


Рисунок 2.1. Номограма розрахунку z залежно від t

Критичним тиском називається такий тиск, при якому і вище за який будь-яким підвищенням температури рідина вже не може бути перетворена на пару.

Критичною температурою називається така температура, при якій і вище за яку ні при якому підвищенні тиску не можна сконденсувати пару.

Чисельні значення критичних параметрів для деяких газів наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Критичні параметри деяких речовин

| Речовина | Критична температура $^{\circ}\text{C}$ $t_{кр}$ | Критичний тиск $P_{кр}$, МПа |
|-----------------------------------|--|-------------------------------|
| Азот, N_2 | мінус 149,9 | 3,34 |
| Кисень, O_2 | мінус 118,4 | 0,51 |
| Метан, CH_4 | мінус 82,6 | 4,60 |
| Етан, C_2H_6 | 32,3 | 4,80 |
| Пропан, C_3H_8 | 96,7 | 4,20 |
| Аміак, NH_3 | 132,3 | 1,13 |
| Пентан, C_5H_{12} | 197,2 | 0,33 |
| Вода, H_2O | 374,15 | 2,21 |
| Повітря | мінус 140,7 | 0,38 |

2.3. Технологічні характеристики природних газів і їхніх компонентів

У природних газах чисто газових родовищ країни основним компонентом суміші є метан CH_4 , вміст якого в суміші становить від 92% до 98% за обсягом. Останні 2...8% припадають на «похідні» метану – гомологи метану й азоту. Як наголошувалося вище, окрім чисто газових родовищ, є так звані газоконденсатні родовища. Конденсат складається з легких бензинових фракцій і зріджених вуглеводневих газів, що володіють здібністю до випадання з суміші.

Окрім двох названих типів газових родовищ, розрізняють ще поняття газів нафтопромислів, супутніх родовищам нафти. Вміст метану в таких газах коливається від 30% до 90% за обсягом. Цей газ виділяється з нафти, що піднімається на поверхню, в спеціальних пастках-трапах. Зазвичай в тонні нафти, яку здобувають, міститься 200...400 m^3 газу за нормальних фізичних умов.

Теплофізичні властивості метану, що міститься у великій кількості в природних газах, що перекачуються газопроводами, практично повністю і визначають властивості природних газів.

Метан CH_4 – найлегший з вуглеводнів. Густина його за нормальних фізичних умов становить $0,717 \text{ кг/м}^3$. Відношення його густини до густини повітря дорівнює $0,554$.

Метан – це безбарвний газ, що не має запаху. Він нетоксичний, але при великій концентрації в повітрі викликає задуху. При тиску $0,1 \text{ МПа}$ і температурі мінус 162°C він скраплюється.

Вслід за метаном у гомологічному ряду йде етан C_2H_6 . За густиною цей газ близький до повітря; при тиску $0,1 \text{ МПа}$ і температурі 20°C його можна розглядати як ідеальний газ. У природних газах чисто газових родовищ містяться лише частки відсотка етану. Збільшення вмісту етану в складі природного газу підвищує його теплоту згоряння. Відповідно до цього етан є цінним компонентом газоутворення палива.

Ще один вуглеводень – пропан C_3H_8 . Пропан у $1,5$ рази важчий за повітря. Відмінність у складі пропану й етану зводиться до наявності в молекулі пропану однієї групи CH_2 . Кожен подальший вуглеводень цього гомологічного ряду відрізняється від попереднього на одну групу CH_2 , звану групою гомологічної різниці. Пропан міститься в порівняно незначній кількості в природних газах чисто газових родовищ. Значно більше його міститься в природних газах газоконденсатних родовищ.

Пропан легко скраплюється. Температура скраплення його при атмосферному тиску дорівнює мінус 43°C . При зниженні тиску зріджений пропан легко випаровується, що дозволяє зберігати і транспортувати його в зрідженому вигляді при невеликому тиску, а перед використанням регазифікуювати і спалювати в газоподібному стані.

Бутан C_4H_{10} – газ, що має два ізомери – н-бутан і ізобутан. Обидва ізомери при тиску $0,1 \text{ МПа}$ легко переходять у рідкий стан. При цьому тиску н-бутан стає рідиною при температурі мінус $0,5^\circ\text{C}$, а ізобутан – при температурі мінус $10,5^\circ\text{C}$. Отже, бутан, як і пропан, легко скраплюється, і вони становлять основу зріджених вуглеводневих газів. Парціальні тиски етану, пропану і бутану дуже малі, і в газовій суміші їх можна розглядати як ідеальні гази.

Окрім вуглеводнів, до складу природних газів входять негорючі гази, до яких відносяться азот, діоксид вуглецю, або вуглекислий газ, і кисень.

Азот N_2 є двоатомним безбарвним газом, що не має запаху і смаку. Азот практично не реагує з киснем, тому його розглядають як інертний газ. У більшості природних газів його вміст становить 0,5...3 %.

Діоксид вуглецю CO_2 є безбарвним важким газом із ледь кислуватим запахом і смаком. Цей газ не здатний до горіння. При високому вмісті вуглекислого газу в повітрі (5...10% за обсягом) цей газ викликає задуху. Вміст діоксиду вуглецю в природному газі зазвичай не перевищує 1% за обсягом. При тиску 0,1 МПа діоксид вуглецю, минувши рідкий стан, переходить у твердий стан при температурі мінус 78°C. Твердий діоксид вуглецю називають сухим льодом і використовують для зберігання харчових продуктів.

Кисень O_2 є безбарвним газом без запаху і смаку. Густина кисню за нормальних фізичних умов дорівнює 1,34 кг/м³. В процесі горіння кисень грає роль окислювача. Домішка кисню в газоподібному паливі допускається не більше 1% за обсягом як з міркувань вибухо-безпеки, так і з метою уберегти устаткування від корозії.

2.4. Теплотехнічні характеристики природних газів

У теплотехнічних розрахунках процесів АГНКС і визначенні показників роботи компресорних агрегатів використовують великий набір термодинамічних величин: густину газу, ізобарну (C_p) й ізохорну (C_v) теплоємності, коефіцієнт Джоуля –Томпсона D_i , коефіцієнт Джоуля – Гей-Люссака D_u і ряд показників термодинамічних процесів, таких як адіабатний, ізентальпний, ізотермічний і ін.

Теплотехнічні характеристики природних газів зазвичай визначають з використанням рівняння стану і диференціальних співвідношень термодинаміки, пов'язуючи відповідні параметри процесу з незалежними змінними рівняння стану.

Визначення характеристик природних газів завжди можна повністю здійснити, якщо початкові параметри дозволяють визначити питому роботу в цьому процесі.

Дійсно, з рівняння першого початку термодинаміки для адіабатичного процесу ($\delta q = 0$) виходить:

$$\delta g = di + \delta \omega \quad (2.39)$$

$$\text{При} \quad dg = 0, \delta \omega = -di, \quad (2.40)$$

$$\text{або} \quad \omega_{1,2} = i_1 - i_2. \quad (2.41)$$

Для реального газу його ентальпія (i) визначається як функція двох змінних – температури (t) і тиску (P), $i = i(t, P)$; для ідеальних газів – як функція тільки однієї температури (t), $i = i(t)$.

У зв'язку з цим для реального газу, коли ентальпія $i = i(t, P)$, питома робота в інтегральній формі визначатиметься співвідношенням:

$$\Delta i = C_{p_m}(t_2 - t_1) - (C_p \cdot Di)(P_2 - P_1), \quad (2.42)$$

де t_1 і t_2 – початкова і кінцева температури процесу відповідно; P_1 і P_2 – початковий і кінцевий тиск газу в процесі відповідно; Di – коефіцієнт Джоуля – Томпсона або характеристика дросельного процесу, що показує зміну температури газу при зміні його тиску в ізентальпійному (дросельному) процесі ($i = \text{const}$).

Для ідеальних газів ця величина дорівнює нулю і, отже, питома робота за рівнянням (2.42) для ідеальних газів визначатиметься тільки першим доданком правої частини:

$$\Delta i = C_{p_m}(t_2 - t_1). \quad (2.43)$$

Чисельні значення коефіцієнта Джоуля – Томпсона для метану приведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6

**Значення коефіцієнта Джоуля – Томпсона (Di)
для метану залежно від температури і тиску**

| Тиск МПа | Значення Di (°C/МПа) при температурі t °C | | | | | |
|-------------|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| | мінус 25 | 0 | 25 | 50 | 75 | 100 |
| 0,10 | 5,6 | 4,8 | 4,1 | 3,5 | 3,0 | 2,6 |
| 0,52 | 5,5 | 4,7 | 4,0 | 3,4 | 3,0 | 2,6 |
| 2,50 | 5,0 | 4,3 | 3,6 | 3,1 | 2,6 | 2,3 |
| 5,15 | 4,5 | 3,8 | 3,3 | 2,8 | 2,4 | 2,1 |
| 10,3 | 3,6 | 3,2 | 2,7 | 2,5 | 2,1 | 1,9 |

Позитивне значення коефіцієнта Джоуля – Томпсона характеризує дроселювання більшості природних газів при звичайних температурах і тиску. Тому при русі газу через різні опори (регулювальні клапани, фільтри і тому подібне), особливо при різкому падінні тиску, знижується і його температура, що викликає обмерзання трубопроводів, запірних, регулювальних і вимірювальних пристроїв. Це явище і називають ефектом дроселювання.

Слід зазначити, що за деяких умов дроселювання супроводжується і нагріванням газу. Коефіцієнт Джоуля – Томпсона в цьому випадку набуває негативного значення.

При розв'язанні ряду технологічних завдань, зокрема при побудові приведених характеристик компресорів, у розрахунках процесів стиску слід користуватися радше не первинними термодинамічними величинами C_p, C_v, D_i, D_u , а їхніми комплексами $C_p D_i, C_v D_u, Pv$ та ін.

Використання вказаних комплексів не тільки спрощує проведення розрахунків, але й дозволяє в кожному конкретному випадку вибрати правильний підхід до їх усереднювання в цьому процесі, уникнути додаткової помилки при побудові комплексу за усередненими величинами, наприклад $C_{pm} \cdot D_{im}$ і так далі.

Комплекс $C_p D_i$ для реальних газів залежить головно від температури. Для природних газів з вмістом метану в діапазоні 90...100% можна користуватися таким емпіричним рівнянням для його визначення:

$$C_p D_i = (C_p D_i)_{CH_4} (1,37 - 0,37 \cdot r_{CH_4}), \quad (2.43)$$

де r_{CH_4} – молярний вміст метану в газі, частки одиниці.

Маючи значення $C_p D_i$ для реальних газів, нескладно визначити, наприклад, роботу стиску газу в компресорі за рівнянням (2.42), маючи дані про перепад температур і тиску газу по компресору.

2.5. Аналіз методів визначення стисливості газових сумішей

У літературі наводять різні методи визначення термодинамічних властивостей газових сумішей. Деякі рекомендації, опубліковані до 1966 р., ми докладно аналізуємо в цій роботі [25]. У ній ми також розглядаємо методи розрахунку вуглеводневих сумішей. Усі застосовані на практиці рекомендації можна об'єднати в такі групи.

1. Використання узагальнених таблиць і графіків коефіцієнтів стисливості z , ентальпій i і теплоємностей C_p залежно від приведених температур і тисків або рідше приведених температур і густин. Ці

кореляції виконують за дослідними термічними даними чистих речовин і сумішей із притягненням критичних констант.

Для винаходження стисливостей суміші конкретних речовин і мольних складів x_i попередньо визначають псевдокритичні параметри, а потім – приведені параметри τ , ρ , ω , що відповідають заданим температурам, тискам і густинам. За графіками або таблицями знаходять z .

Найпростішу методику визначення псевдокритичних параметрів запропонував Кей:

$$T_{пк} = \sum x_i T_{ki} \quad \rho_{пк} = \sum x_i \rho_{ui}, \quad \rho_{пк} = \sum x_i \rho_{ki} \quad (2.44)$$

До розглянутої групи також можна віднести кореляції, в яких використовують дослідні термічні дані, оброблені з урахуванням силових констант. Фундаментальні дослідження в цьому напрямку виконано в роботі [5]. На підставі розробленої теорії й узагальнення експериментальних даних про тридцять чотири бінарні та чотири трикомпонентні системи ми пропонуємо відносний метод визначення стисливостей газових сумішей із використанням псевдосилових констант, даємо також методику визначення останніх. Як базисну речовину застосовують азот. У роботі [5] показано, що середнє відхилення розрахункових даних від експериментальних, узятє за 1077 точками, становить 2,3%. У цій роботі також відзначено, що стисливості, знайдені за методом Лідерсена, Грінкорна і Гоугена, що рекомендує в роботі [74] розділ 10, істотно розходяться з дослідними даними за сумішами. Наприклад, за сумішами $\text{CH}_4\text{-CO}_2$ на ізотермі 511 К середня розбіжність 3,4%, максимальна – 6,0%; за сумішами $n\text{-C}_4\text{H}_{10}\text{-N}_2$ на ізотермі 411 К відповідно 4,6 і 11,7%. За цими ж сумішами метод, наведений у роботі [5], дає кращі результати: середні відхилення 1,4%, найбільші – до 3%.

Цікаво зіставити результати розрахунку за методом з [137] із дослідними даними за сумішами, що містять основні компоненти природних газів.

За сумішами $\text{CH}_4\text{-C}_2\text{H}_6$ $\delta_{\text{сеп}} = 1,3 \%$, $\delta_{\text{макс}} = 3,8$;

за сумішами $\text{CH}_4\text{-C}_3\text{H}_8$ $\delta_{\text{сеп}} = 1,1 \%$, $\delta_{\text{макс}} = 8,1\%$;

за сумішами $\text{CH}_4\text{-}n\text{-C}_4\text{H}_{10}$ $\delta_{\text{сеп}} = 3,8 \%$, $\delta_{\text{макс}} = 6,5\%$;

за сумішами $\text{CH}_4\text{-N}_2$ $\delta_{\text{сеп}} = 5,3 \%$, $\delta_{\text{макс}} = 9,1\%$.

На думку авторів, досягнута точність недостатня для інженерних розрахунків. Можна було б істотно поліпшити одержані результати, використовуючи як базисну речовину не азот, а добре вивчену в

широких інтервалах температур і тисків бінарну чи багатокомпонентну суміш із великою концентрацією метану.

Метод визначення термодинамічних властивостей газових сумішей за узагальненими таблицями і графіками, крім недостатньої точності отриманих результатів, має й інші значні хиби. Основні з них:

1) відсутність внутрішнього термодинамічного пов'язання між значеннями v , i , s , C_p й іншими величинами, визначеними за незалежним один від одного методам;

2) громіздкість підготовчих розрахунків, особливо при визначенні калоричних величин;

3) трудність механізації обчислювальних робіт.

Особливу групу становлять узагальнення термодинамічних властивостей сумішей у рідкому стані. Метод за роботою [34] базується на застосуванні рівняння для питомого об'єму вуглеводневих рідин:

$$\rho' = \frac{M}{v} k \left(0,21349 - 0,09134\tau - \frac{2,0423}{548,15 - 50785\tau} \right) - \Delta \quad (2.45)$$

Дослідження різних методів розрахунку густин скраплених природних газів (СПГ) виконано в роботі [50]. Наведено складені за дослідними даними допоміжні таблиці та графіки. Також розроблено програму для розрахунку на ЕОМ густин СПГ при температурах 90–150 К і тисках насичення. Дано оцінку точності стосовно різних схем розрахунку.

2. Методи, засновані на застосуванні рівнянь стану чистих речовин і дослідних даних про стисливості суміші одного складу. Стосовно сумішей метан–етан і природних газів різних родовищ цей метод реалізовано у [2, 3]. Достатня точність розрахунку забезпечується при густинах до 5 моль/дм³ і надкритичних температурах.

3. Застосування рівнянь стану компонентів без притягнення дослідних даних про суміші. За чистими газами гарного збігу з дослідними термічними даними досягають застосуванням рівняння стану Бенедикта, Вебба і Рубіна (БВР). Рівняння містить сім констант: A_0 , B_0 , C_0 , a , b , α , γ . Крім оригінальних робіт, константи рівнянь для вуглеводневих газів наведено в роботі [25] розділі 10-му. Рівняння БВР справедливо при густинах до 1,8 критичної. Модифіковані рівняння БВР у роботах [3, 25] містять більше коефіцієнтів і охоплюють також рідку фазу метану.

Для переходу до суміші газів конкретного складу (x_i – мольний вміст i -го компонента в суміші) БВР запропонували метод комбінування коефіцієнтів рівнянь стану чистих газів: для A_0 , C_0 і γ за типом

$$A_0 = [\sum x_i (A_{0i})^{0,5}]^2; \quad (2.46)$$

для a , b і α за типом

$$a = [\sum x_i (a_i)^{1/3}]^3. \quad (2.47)$$

Для B_0 пропонують складнішу комбінацію:

$$B_0 = \frac{1}{4} \sum x_i B_{0i} + \frac{3}{4} \sum x_i (B_{0i})^{1/3} \sum x_i (B_{0i})^{2/3} \quad (2.48)$$

Цей метод застосовано в роботі [3] при складанні рівнянь стану різноманітних сумішей метану й азоту, щоб визначити їхні термодинамічні властивості, що знадобилися у зв'язку з розрахунком процесів виділення азоту з природних газів. У роботі [3] використовували модифіковане рівняння БВР, що містило додаткові константи D і δ , і це трохи поліпшило результати. За сумішшю $0,7\text{CH}_4-0,3\text{N}_2$ середнє відхилення розрахункових значень стисливостей від дослідних становило 0,83%, а найбільше – 4,8% (при тисках до 20 МПа). За сумішшю, що містить $0,5\text{N}_2$, результати виявилися гірші, через що в роботі [137] уведено поправку в A_0 :

$$A_0 = [\sum x_i (A_{0i})^{0,5}]^2 - 0,1x_1x_2 \quad (2.49)$$

Такий підхід до визначення констант рівнянь стану сумішей навряд чи можна визнати доцільним, тому що для забезпечення надійності розрахункових величин для кожної суміші потрібне індивідуальне коригування за дослідними даними.

Слід зазначити, що аналогічна картина спостерігається і за іншими сумішами. Наприклад, у роботі [10] для задовільного опису P , v , T цих сумішей метану й етану вводять у значення $P_{\text{роз}}$, обчислені за рівнянням стану, корегувальний член, що залежить від складу і тиску:

$$P_{\text{сум}} = P_{\text{роз}} - 2x_1x_2 \cdot 0,0625P_{\text{роз}}^2 \quad (2.50)$$

Водночас константу A_0 рівняння стану суміші знаходять інакше, ніж в оригінальних роботах:

$$A_0 = \left[\sum x_i (A_{0i}^{0,5}) \right]^2 + 0,125x_1x_2 \quad (2.51)$$

У роботах [3, 25] запропоновано кореляцію констант рівнянь стану БВР для n -алканів. Автори встановили, що в межах гомологічного ряду ці константи можна навести з деякою похибкою лінійно від числа вуглецевих атомів. В основу кореляції покладено метан. Параметри кореляції інших n -алканів визначали за експериментальними даними p , v , T при температурах 200–470 К і тисках до 4 МПа для C_2 – C_4 і до 2,0–2,5 МПа для C_5 і вище. Через це забезпечується задовільне узгодження з дослідними даними за метаном при густинах до 1,8 критичної. За іншими n -алканами інтервал дії кореляційного рівняння значно менший. Автори також наводять комбінаційні формули для констант рівнянь стану сумішей. Запропонований метод можна застосовувати лише до сумішей вуглеводневих газів з концентрацією метану не менше 75–80% мольних, що дозволяє його рекомендувати для розрахунку термодинамічних властивостей природних газів [74, 75].

Слід зазначити, що закладена в роботах [2, 8] ідея створення узагальнених одно- і двопараметричних рівнянь стану заслуговує на увагу. Проте висловлено сумнів щодо можливості забезпечення достатньої точності як за чистими компонентами, так і за сумішами в широких інтервалах зміни температур і тисків. Досить відзначити, що багато зарубіжних дослідників для підвищення точності рівнянь БВР значно збільшують число констант у них (Стобридж, наприклад, доводить їх до 16-ти, Стюарт – до 35-ти). З цієї причини в межах гомологічного ряду певним закономірностям будуть підпорядковуватися, очевидно, лише коефіцієнти при молодших ступенях густини і важко очікувати поширення їх на всі інші коефіцієнти.

Значні дослідження рівнянь стану БВР для сумішей двоокису вуглецю з вуглеводневими газами провели Екін і Еллінгтон [144]. Вони відзначили таку обставину. При впорядкуванні рівнянь стану слід проводити чимало перетворень із дослідними даними. Тому результати робіт, які отримали різні автори, за тими самими речовинами і навіть за тими самими дослідними даними будуть, природно, відрізнятися. Отже, знайдені різними авторами константи рівнянь можуть мати чисельно різні значення й навіть змінювати знаки, хоча середні й найбільші похибки виявляються зазвичай дуже

близькими. При переході від рівнянь стану чистих газів до рівнянь стану газових сумішей розходження в числових значеннях констант рівнянь компонентів призводять до значних розбіжностей в остаточних розрахунках термічних величин газових сумішей. Ще значніші розбіжності варто очікувати при обчисленні калоричних властивостей газових сумішей, тому що в розрахунках є перші і другі похідні.

Через це в роботі [2] зроблено висновок, що метод БВР не завжди виправдовує себе й у ряді випадків дає великі похибки. Проте, щоб зберегти його для сумішей CO_2 і вуглеводневих газів, автори, використовуючи експериментальні дані за бінарними сумішами CO_2 із метаном, етаном, пропаном і *n*-бутаном, за допомогою ЕОМ підібрали такі значення коефіцієнтів рівняння стану для CO_2 , які б забезпечили найкращий збіг із дослідними даними як за CO_2 , так і за сумішами CO_2 із легкими вуглеводневими газами. Подальша перевірка показала, що в сумішах з вмістом CO_2 , що іноді зустрічається в природних газах ($x \leq 0,4$), середні похибки розрахункових величин порівняно з дослідними даними, використаними при коригуванні констант, усе ж становлять 1,26% при тисках до 20 МПа і температурах 311–511 К. При вмісті двоокису вуглецю $x > 0,4$ у тих же інтервалах p і T середнє відхилення від дослідних даних становить 2,8%. Цей прийом, хоч він і забезпечує достатню точність за бінарними сумішами, не можна поширити на багатокомпонентні суміші. Отже, рівняння БВР не може претендувати на свою універсальність із погляду опису властивостей газових сумішей, тому що обов'язково будуть потрібні дослідні дані за сумішами газів і індивідуальний підхід до добору коригувальних членів по кожній конкретній суміші й навіть коригування констант рівнянь станів для чистих газів.

Оскільки надійний опис термодинамічних властивостей газових сумішей так чи так потребує притягнення дослідних даних за сумішами, набагато зручніше у зв'язку з задачею, яку ми розглядаємо, скористатися результатами досліджень [13, 14], в основу яких покладено доволі точні рівняння стану компонентів і всі дослідні дані про термічні властивості сумішей. Викладена нижче методика дозволяє описати термодинамічні властивості багатокомпонентних сумішей будь-якого складу в широких інтервалах температур і тисків із точністю експериментів.

2.6. Метод складання рівнянь багатоконпонентних сумішей

Теоретичні передумови запропонованого методу найповніше викладено в роботі [5]. Під час реалізації методу потрібно скласти рівняння стану компонентів у формі через незалежні перемінні T , ρ і подати в такій же формі функції взаємодії F_{jk} бінарних сумішей газів.

Загальні вирази для впорядкування рівнянь стану бінарних, трьох- і багатоконпонентних сумішей записують так:

$$(Pv)_{\text{сум}} = \sum_1^2 x_i (Pv)_i + x_1 x_2 F_{12} \quad , \quad (2.52)$$

$$(Pv)_{\text{сум}} = \sum_1^3 x_i (Pv)_i + x_1 x_2 F_{12} + x_1 x_3 F_{13} + x_2 x_3 F_{23} \quad , \quad (2.53)$$

$$(Pv)_{\text{сум}} = \sum_1^n x_i (Pv)_i + \sum_j \sum_k x_j x_k F_{jk} \quad , \quad (2.54)$$

де Pv вимірюється в Дж/моль; x_i – мольні частки компонентів; F_{jk} – функція взаємодії, яка залежить від температури T і густини ρ , що вимірюється в моль/дм³.

Дослідні дані щодо стисливості різних бінарних сумішей у поєднанні з даними щодо властивості компонентів, узятими при тих же ρ і T , дозволяють відповідно до (4.1) виділити по кожній дослідній точці значення

$$F_{12}(T, \rho) = \frac{(Pv)_{\text{сум}} - x_1 (Pv)_1 - x_2 (Pv)_2}{x_1 x_2} \quad . \quad (2.55)$$

Щоб одержати рівнянь стану газових сумішей у формі, зручній для розрахунку, функції взаємодії досліджуваних сумішей описано аналітично залежно від T і ρ за таким самим методом, що і рівняння компонентів.

Розділ 3

СТАЦІОНАРНІ АГНКС, ЇХНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ, ГЕНЕРАЛЬНІ ПЛАНИ Й ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В умовах стабілізації видобутку нафти й навіть його зменшення забезпечити подальші транспортні перевезення можна завдяки використанню альтернативних видів палива й у першу чергу природного газу. Для досягнення зазначеної мети в Україні створюють розгалужену мережу стаціонарних газонаповнювальних компресорних станцій, створюють додаткові потужності для виробництва газової апаратури, газових балонів для транспортних засобів і устаткування для АГНКС, ПАГЗ та ін.

Станції заправки автомобілів будують насамперед у великих містах. Як правило, це обласні центри. Основу системи газопостачання автотранспорту становлять стаціонарні станції на 250 і 500 заправок на добу. Разом із цим будують і малогабаритні станції для автогосподарств і гаражів великих підприємств.

Як основну вибрано АГНКС-500 на 500 заправок на добу [1]. Технологію спорудження й експлуатації цього типу АГНКС досить добре відпрацьовано. Генеральний план АГНКС-500 подано на рисунку 3.1, до нього входять виробничо-технологічний корпус і зовнішнє устаткування технологічного обладнання, автозаправна з навісом з восьми постів з колонками й зовнішні інженерні комунікації (газопровід під'єднання до газової мережі, водопровід від міської мережі для побутових і протипожежних потреб, мережа каналізації, лінії електропередачі напругою 3–10 кВ і телефонний кабель).

Досвід будівництва АГНКС-500 показав, що обраний шлях не досить ефективний за терміном будівництва і трудомісткістю. Виникла потреба індустріалізації будівництва.

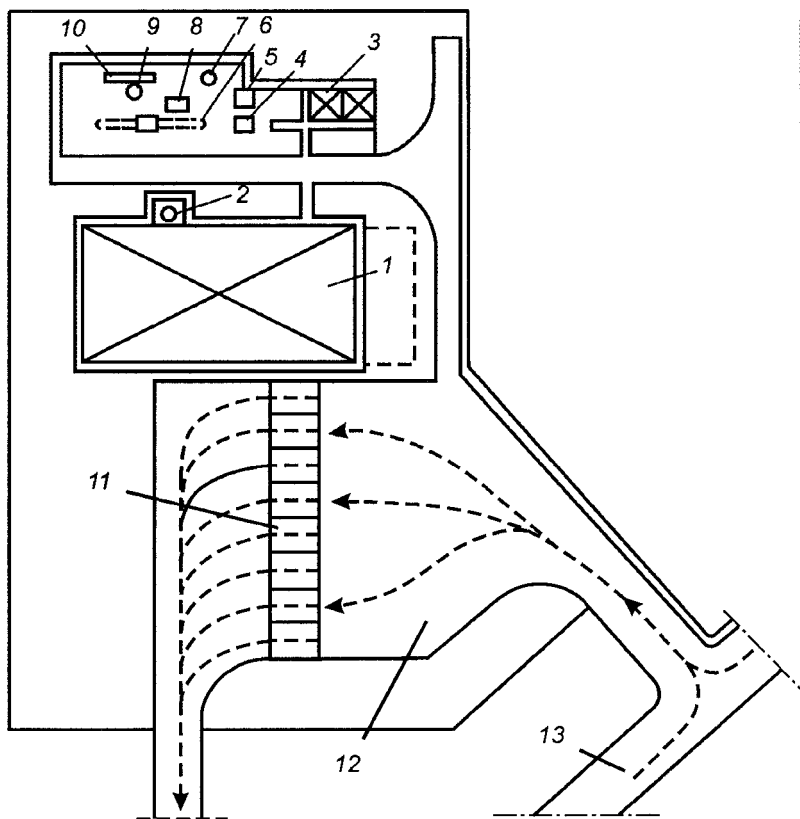


Рисунок 3.1. Генеральний план АГНКС-500:

- 1 – виробничо-технологічний корпус; 2 – забірник повітря;
 3 – апарати повітряного охолодження газу й антифризу;
 4 – місткість для антифризу; 5 – пожежна водойма;
 6 – акумулятори газу; 7,9 – сепаратори газу; 8 – теплообмінник;
 10 – електронідегрівач; 11 – заправні колонки;
 12 – зона очікування автомобілів; 13 – автодорога*

Внаслідок проведення пошукових передпроектних робіт і техніко-економічної оцінки означилися два шляхи розв'язання завдання:

1. Створення АГНКС з технологічних блоків устаткування, яке розташоване в одному блоці або в декількох блок-боксах.

2. Створення АГНКС з автономних модульних станцій, устаткування кожної з яких розташоване в одному контейнері.

Станції першого типу умовно називають блочно-комплектні (БК), а другого типу – блочно-комплексного виконання (БКВ). Генеральний план АГНКС-БК зображено на рисунку 3.2.

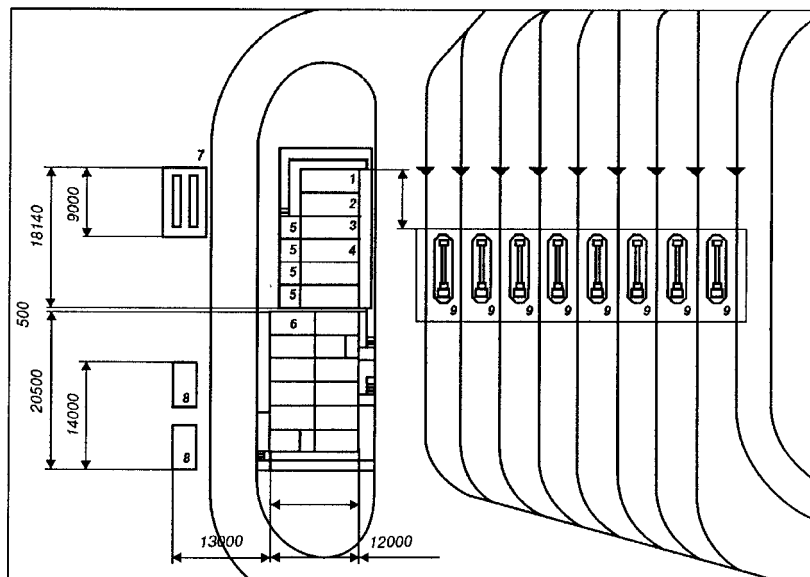


Рисунок 3.2. Генеральний план АГНКС-БК:

- 1 – блок-бокс запірної та регулювальної арматури;
- 2 – блок-бокс осушки газу; 3 – блок-бокс компресора газу регенерації;
- 4 – блок-бокс компресора; 5 – блок-бокс майданчика апаратів повітряного охолодження (АПО); 6 – блок-бокс допоміжних приміщень; 7 – акумулятори газу; 8 – пожежний резервуар;
- 9 – колонки для заправки автомобілів

Станцію виконано у вигляді єдиного виробничо-технічного комплексу, що складається з 12-ти транспортних контейнерів допоміжних приміщень 6×3×3 м і шести контейнерів виробничо-технологічного комплексу завбільшки 8×3×3 м. Між допоміжними приміщеннями й виробничо-технологічним комплексом розташовано протипожежну перегородку з залізобетону завтовшки не менше 500 мм.

В останній час намітився перехід на спорудження АГНКС-БКВ. Досвід експлуатації АГНКС показав, що потрібна достатня номенклатура проидуктивностей. Типорозмірний ряд за оцінками дослідних інститутів повинен включати станції на 2–3, 10–15, 30, 50, 75, 125 заправок на добу. Найбільший попит слід чекати на станції на 50 заправок.

На рисунку 3.3 зображено АГНКС-БКВ. Станція складається з базових модулів. Продуктивність базового модуля 50–100 заправок на добу при тисках відповідно на вході 0,6–1,2 МПа. Спорудження АГНКС-БКВ дозволяє гнучко регулювати їхню продуктивність у часі, що зменшує збитки, які спостерігаються за умови недовантаження станцій.

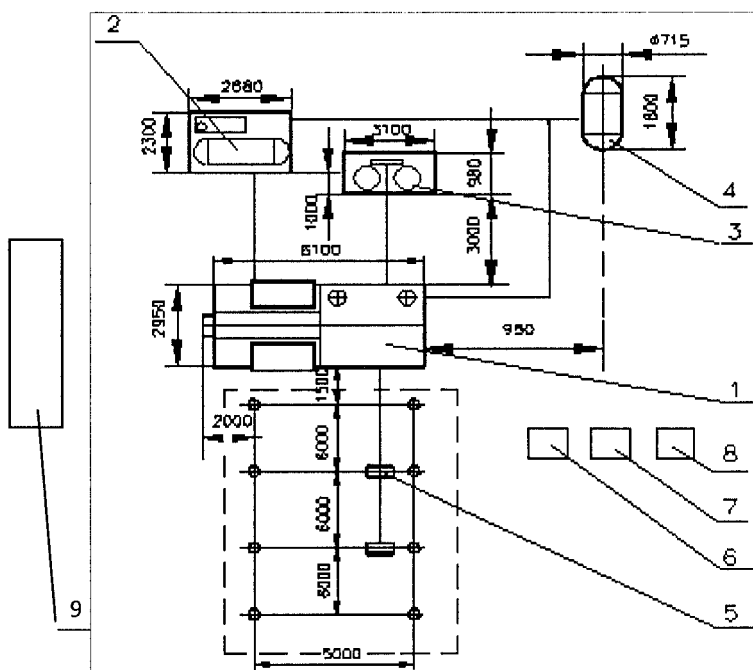


Рисунок 3.3. Генеральний план АГНКС БКВ:

1 – блок технологічний, 2 – блок вхідних кранів, 3 – блок акумуляторний, 4 – дренажна місткість, 5 – колонка заправна з комерційним обліком газу (3 шт.), 6 – вузол редукування, 7 – стійка відсічна заправної рампи, 8 – заправна колонка, 9 – операторна

Генеральні плани АГНКС типорозмірів 125, 75, 50, 40 мають аналогічну будову і відрізняються лише площею території і кількістю газозаправних колонок.

Розгляньмо чинні технологічні схеми АГНКС. Почнімо з базової АГНКС-500 (рисунок 3.4). АГНКС-500 складається з таких блоків. Блок підготовки газу 1, в який входять фільтри та сепаратор. Блок компримування 2 складається з компресорів з системою охолодження. Далі йде блок осушки газу 3 з двох адсорберів і блок зберігання газу 4 з акумуляторів. Останнім є блок редукування й розподілу 5, що складається з редуктора 25/20 МПа і заправних колонок з триходовими кранами.

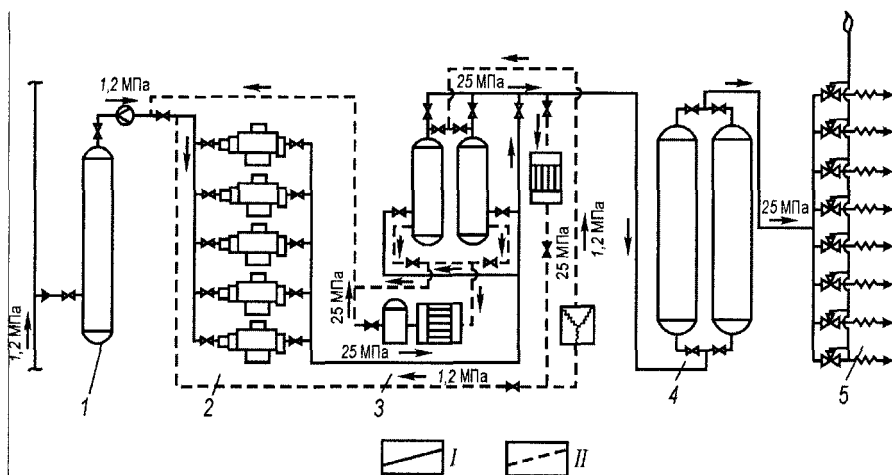


Рисунок 3.4. Принципова технологічна схема АГНКС-500

I – технологічний газ; II – газ регенерації

Дещо відрізняється технологічна схема АГНКС-БК (рис. 3.5). Тут установка осушки газу розташована до компримування.

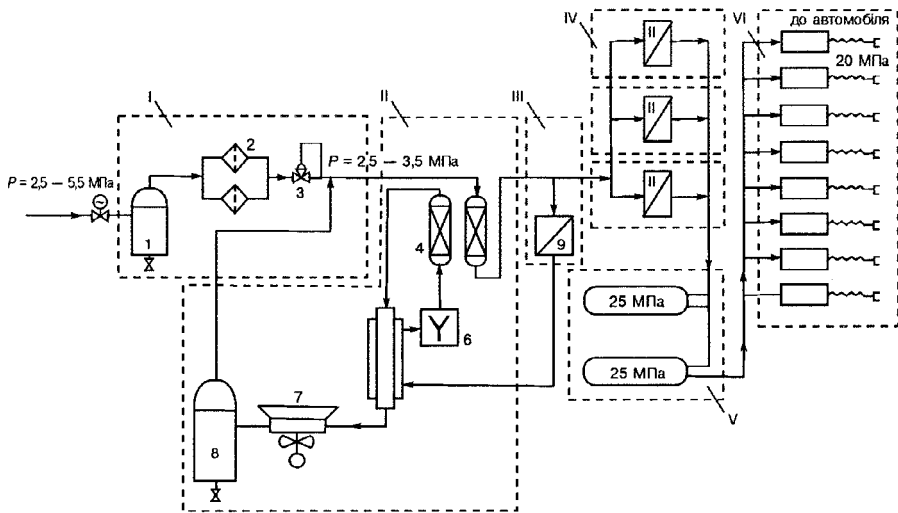


Рисунок 3.5. Принципова технологічна схема АГНКС-БК

Газ під тиском 2,5–5,5 МПа надходить у блок очищення I, де розміщені газовий сепаратор 1, фільтри 2 і регулятор тиску 3, який підтримує тиск на виході з блока 2,5–3,5 МПа. Далі газ потрапляє в установку осушки газу II. Робочий цикл установки осушки має два складники: саме осушка і регенерація. Регенерація проходить завдяки роботі компресора 9, який розташований в дожимному блоці III. Звідси газ іде на теплообмінник 5, де частково підігрівається, а далі – в електричний підігрівач 6, де нагрівається до 320–343°C. Нагрітий газ іде на адсорбер 4, де випарює вологу, проходить через теплообмінник 5 і частково охолоджується. Остаточний газ охолоджується в АПО 7 і, коли очиститься від вологи в сепараторі 8, потрапляє знову в магістраль. Після осушки газ потрапляє в блок компримування IV, де розміщені, як правило, три компресори, потім – у блок зберігання V місткістю 10 м³ і далі – в блок редукування та видачі VI. У блоці видачі може бути чотири або вісім заправних колонок.

Принципову технологічну схему АГНКС-БКВ зображено на рисунку 3.6. Газ надходить на АГНКС через блок входних кранів і очищення 1 у блок компресора 3. Блок компресора з'єднується з блоком акумуляторів газу 2 та системою газопроводів високого тиску 4 з газозаправними колонками 6, які розміщені на заправній рампі 5.

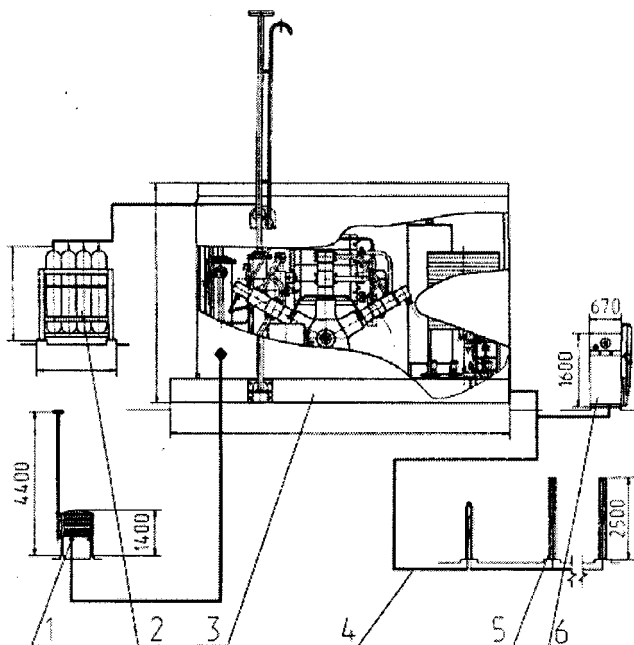


Рисунок 3.6. Принципова технологічна схема АГНКС-БКВ-40

У теперішній час у світі використовують дві схеми заправки стисненим газом (рис. 3.7, 3.8). Прогресивніша двоступенева схема заправки.

Заправка автомобіля починається з першого ступеня до досягнення тиску 14,7 МПа, а потім продовжується з другого до тиску 20 МПа. На АГНКС України використовують лише одноступеневу схему заправки.

АГНКС будуються, як правило, за міською межею, оскільки для функціонування станції потрібна територія площею не менше 1 га, а знайти такий майданчик у міській межі досить важко. Крім того, коли визначають місце розташування станції, слід витримувати допустимі віддалі від будівель і споруд. АГНКС повинна розташовуватись не ближче 60 м від людських осель і не ближче 150 м від інженерних споруд (мостів, гребель, димових труб тощо). Відстань від автомобільної дороги повинна становити 15–20 м залежно від категорії дороги.

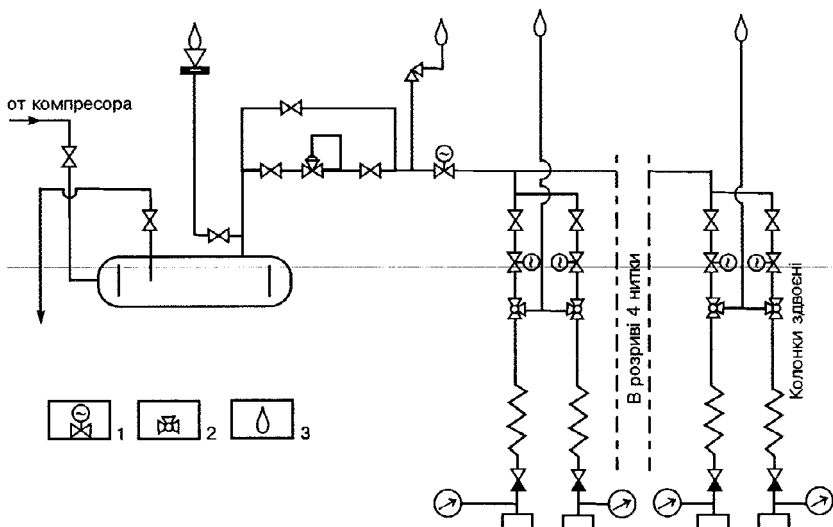


Рисунок 3.7. Одноступенева схема заправки на АГНКС

1 – кран з електроприводом; 2 – триходовий кран;
3 – свічка для продувки

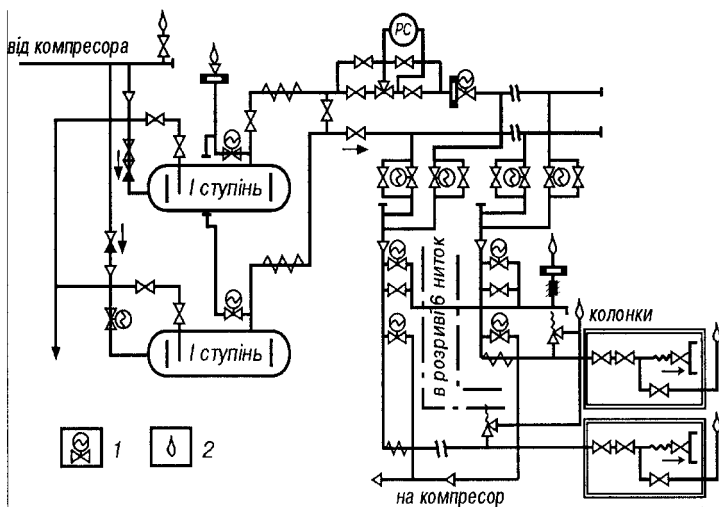


Рисунок 3.8. Двоступенева схема заправки АГНКС

1 – кран з електроприводом; 2 – свічка для продувки

Оснoву української мережі АГНКС становлять станції великої продуктивності: АГНКС-500, АГНКС-250 (на 500 і 250 умовних заправок на добу відповідно). АГНКС-500 працює від вхідного тиску 4–6 і 6–12 кг/см². Основне устаткування розміщується у виробничо-технологічному корпусі. В ньому розташовані: компресорне відділення, повітряна компресорна, насосне відділення, комплектна трансформаторна підстанція, вентиляційна камера, щитова, механічна майстерня, відділення замочно-регулювальної арматури, побутові приміщення і операторна. Зовні встановлено апарати повітряного охолодження антифризу, дренажні ємкості, сепаратор на вході та ін.

У наш час експлуатують АГНКС таких типів:

АГНКС-500, АГНКС-БК250 і гаражні АГНКС. Причому під час спорудження перевагу віддають АГНКС-БК250 через незначні терміни введення в експлуатацію.

Основні технічні показники АГНКС-500 наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Основні технічні показники стаціонарних АГНКС-500

| Показник | Фірма, що виготовляє | | |
|--|--|---|--|
| | ВО «Борець», Російська Федерація (Москва) | Нуово-Пінь- йоне, Італія (Nuovo Pignone) | Компресори Німеччини (Магдебурґ) |
| Продуктивність на добу, тис. м ³ | 45 | 50 | 40 |
| Число заправок | 700 | 780 | 615 |
| Тиск, МПа | | | |
| вхід | 0,8–1,2 | 0,6–1,2 | 0,4–0,6 |
| вихід | 20 | 20 | 20 |
| Число компресорів, шт. | 5 | 9 | 2 |
| Тип компресора | 2ГМ2- 1,3/12-250 | 2BVTN/3 | 4HR3KN- 200/210-5-249- WLK |
| Потужність АГНКС, кВт | 800 | 1215 | 640 |
| Число газозаправних колонок (ГЗК) | 8 | 7 | 8 |
| Об'єм акумуляторів, м ³ | 18 | 11 | 18 |
| Чисельність персоналу, осіб* | 20/15 | 20/15 | 20/15 |
| Площа території, га | 0,7 | 0,7 | 0,7 |

* Чисельність персоналу в знаменнику дано за умови централізованого тепlopостачання.

АГНКС БК-250 поклала початок параметричному ряду станцій блоково-контейнерного виконання. Продуктивність АГНКС БК-250 при тиску всмоктування 6–12 кг/см² становить 1300–2100 м³/год; сумарна споживана потужність – 396 кВт; рівень шуму – 87 дБа; маса станції – 150 т; маса найважчого блоку станції – 35 т. Станцію можна експлуатувати в кліматичних зонах з температурою від мінус 60°C до плюс 45°C, а також у районах з сейсмічною активністю до 9 балів за шкалою Ріхтера. У грудні 1988 р. устаткування Ленінаканської АГНКС витримало землетрус силою понад 10 балів. АГНКС БК-250 має характеристики, які наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Основні технічні показники стаціонарних АГНКС-БК250

| Показник | Фірма, що виготовляє | | |
|--|------------------------------|------------------------|-------------------------------|
| | НВО ім. Фрунзе Україна | Магдебург Німеччина | Туламаш- газзавод Росія |
| Продуктивність на добу, тис. м ³ | 31,4 | 34,9 | 20,6 |
| Число заправок | 314 | 349 | 206 |
| Тиск, МПа | | | |
| вхід | 0,6–1,2 | 2,5–3,5 | 0,6–1,2 |
| вихід | 20 | 20 | 20 |
| Число компресорів, шт. | 3 | 3 | 2 |
| Тип компресора | 2ГМ4- 1,3/12-250 | 1НВ2К- 160/100»S» | ЛМФ-38 |
| Потужність АГНКС, кВт | 396 | 360 | 320 |
| Число ГЗК | 4 | 8 | 4 |
| Об'єм акумуляторів, м ³ | 5 | 10 | 1,6 |
| Чисельність персоналу, осіб | 20/15 | 20/15 | 20/15 |
| Площа території, га | 0,7 | 0,7 | 0,7 |

Останнім часом тривають роботи з будівництва АГНКС середньої (на 125 і 75 заправок на добу) і малої продуктивності (на 45 і 30 заправок на добу), а також установок індивідуального користування на п'ять–дві заправки на добу. Станції середньої потужності забезпечують газувим паливом досить великий парк автомобілів – 200–300 одиниць рухомого складу за умови, що їх заправляють раз на 2–3 дні.

Таблиця 3.3

Технічні дані АГНС малої і середньої продуктивності

| Назва параметра | Тип | | | | | |
|---|----------------------|-------------------------------|-------------------|-----------------------------|------------------|---|
| | Низький вхідний тиск | | | Високий вхідний тиск | | |
| | АГНС М-45 (М-50) | АГНС ¹ МБКВ-60/125 | АГНС БВ-40 | АГНС ¹ БК-75/150 | АГНС КВ-50/3-7,5 | АГНС БИ-30-Д-МК |
| Вхідний тиск газу, кг/см ² | 0,5–3,0 | 0,5–12 | 1–12 | 1–12 | 30–75 | 25–75 |
| Продуктивність компресори, нм ³ /год | 108–240 | 250–450 | 120–140 | 225–270 | 85–210 | 80–120 |
| Продуктивність заправок в добу | 33–86 | 60 / 125 | 40 | 68–82 / до 150 | 25–63 | 30–40 |
| млн. нм ³ /год | 0,65–1,73 | до 2,0 / до 4,1 | 0,72–0,84 | до 1,62 / до 3,7 | 0,5–1,3 | 0,48–0,72 |
| Привід компресора | електро-двигун | електро-двигун | ГДВЗ ⁴ | ГДВЗ | електро-двигун | детандер (до 1000 нм ³ /год) |
| Система охолодження | повітря | рідинна | рідинна | рідинна | повітря | немає |
| Встановлена потужність споживачів, кВт | 66,0 | 95,0/265,0 | 5,0 | 20,0/36,0 | 16,5–20,0 | 5,0 |
| Кількість секцій акумуляторів | 1 | 2 | 1 | 1 | 3 | 1 |
| Число газозаправних колонок | 1 | 2/4 | 1/2 | 2/3 | 2 | 1/2 |
| Можливість заправки ПАГЗ | є | є | є | є | є | є |
| Загальна маса, т | 12,0 | 25,0 / 85,0 | 19,0 | 35,0 / 48,0 | 12,0 | 16,0 |
| Маса технологічного блока, т | 8,4 | 18,0 | 13,0 | 13,0 | 6,5 | 10,0 |
| Обслуговувальний персонал, людина на зміну | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 1 |
| Займана площа ³ , га (сотки) | 0,02 (2) | 0,07 (7) / 0,13 (13) | 0,04 (4) | 0,05 (5) / 0,06 (6) | 0,04 (4) | 0,04 (4) |

1. Станції з одним/двома технологічними (компресорними) блоками.

2. Залежно від вхідного тиску.

3. Без під'їзних автодоріг.

4. Газовий двигун внутрішнього згоряння.

АГНКС малої продуктивності можна розмістити безпосередньо на території автотранспортного підприємства, що дозволяє понизити практично до нуля «неодружені» пробіги на заправку. Крім того, якщо станцію побудовано безпосередньо в автопарку і газ відпускають тільки власному транспорту, податку на ПММ (25%), який платять заправні станції загального користування, не стягують.

У 2005 р. ВАТ «Сумське НВО ім. М. В. Фрунзе» приступило до виготовлення нового покоління однокомпресорних АГНКС на 125, 150, 200, 350 і двокомпресорних АГНКС на 250, 300, 400 і 700 заправок автомобілів на добу.

Особливостями цієї серії АГНКС є:

надійний швидкохідний опозитний компресор на врівноваженій базі M2,5Y;

вдосконалені системи осушення газу: довгоциклова за низьким тиском – для однокомпресорних і короткоциклова за високим тиском, енергозбережна – для двокомпресорних АГНКС;

система запобігання поверненню газу при зупинках компресора;

висока ремонтпридатність компресора, забезпечена уніфікацією циліндро-поршневих груп першого і другого ступенів;

автоматична система підтримки тиску нагнітання першого ступеня компресора;

«м'який» пуск електропривода компресора;

сучасний дизайн станції;

високий рівень автоматизації технологічних процесів.

Для розширення функціональних можливостей однокомпресорних станцій пропонують такий комплект устаткування:

вузол обліку вхідного газу з фільтром і масовим або турбінним лічильником-витратоміром;

систему ступінчастої безкомпресорної заправки автомобілів з додатковими акумуляторами газу об'ємом, кратним 2 м^3 ;

міжблочне газопровідне обв'язування з арматурою;

систему комерційного обліку газу (СКОГ), що відпускається, із заправними колонками і трубним обв'язуванням;

заправну рамку без СКОГ з одно- або дволінійними постами і трубним обв'язуванням;

пристрій, що забезпечує автоматичне регулювання обертів головного електродвигуна компресора;
інше устаткування, адаптоване до вимог замовника.

Таблиця 3.4

Технічні характеристики однокompресорних АГНКС

| Назва | Технічні характеристики | | | |
|--|----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| АГНКС МБКВ | 0,05-0,3/ 125 | 0,3-0,6/ 150 | 0,6-1,2/ 200 | 1,2-1,7/ 350 |
| Робоче тіло | Природний газ за ГОСТ 5542 | | | |
| Кількість компресорів, шт. | 1 | | | |
| Діапазон тиску газу на вході в станцію, МПа | 0,05-0,3 | 0,3-0,6 | 0,6-1,2 | 1,2-1,7 |
| Номінальний тиск всмоктування, МПа | 0,18 | 0,5 | 1,0 | 1,5 |
| Тиск газу після стиснення, МПа, не більше | 25 | | | |
| Продуктивність станції за газом, що відпускається (приведена до нормальних умов) при номінальному тиску всмоктування, м ³ /год ¹ | 500 | 600 | 850 | 1200 |
| Кількість умовних заправок на добу, шт. ² | 125 | 150 | 200 | 350 |
| Потужність привідного електродвигуна, кВт | 132 | 160 | 200 | |
| Осушення газу (точка роси мінус 60°С) | на вході | | | |
| Сумарна встановлена потужність споживачів ефект-роенергії, кВт, не більше | 162 | 190 | 260 | |
| Габаритні розміри блока технологічного (за контейнером у зібраному вигляді), мм | 6260 x 5190 x 3700 | | | |
| Маса технологічного устаткування, кг, не більше | 36000 | | | |

Таблиця 3.5

Технічні характеристики двокомпресорних АГНКС

| Назва | Технічні характеристики | | | |
|--|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| АГНКС МБКВ | 0,05-0,3/ 250 | 0,3-0,6/ 300 | 0,6-1,2/ 400 | 1,2-1,7/ 700 |
| Робоче тіло | Природний газ за ГОСТ 5542 | | | |
| Кількість компресорів, шт. | 2 | | | |
| Діапазон тиску газу на вході в станцію, МПа | 0,05-0,3 | 0,3-0,6 | 0,6-1,2 | 1,2-1,7 |
| Номінальний тиск всмоктування, МПа | 0,18 | 0,5 | 1,0 | 1,5 |
| Тиск газу після стиснення, МПа, не більше | 25 | | | |
| Продуктивність станції за газом, що відпускається (приведена до нормальних умов) при номінальному тиску всмоктування, м ³ /год ¹ | 1000 | 1200 | 1700 | 2400 |
| Кількість умовних заправок на добу, шт. ² | 250 | 300 | 400 | 700 |
| Потужність приводного електродвигуна, кВт | 132 | 160 | 200 | |
| Осушення газу (точка роси мінус 60°C) | на виході (енергозбережена) | | | |
| Сумарна встановлена потужність споживачів електроенергії, кВт, не більше | 324 | 380 | 460 | |
| Габаритні розміри блока технологічного (за контейнером у зібраному вигляді), мм | 11050 x 5190 x 3700 | | | |
| Маса технологічного устаткування, кг, не більше | 46800 | | | |

Примітки:

1. Продуктивність станцій за газом, що відпускається, дано з урахуванням відбору газу на регенерацію адсорбенту системи осушення (не більше 10% фактичної продуктивності компресора).

2. При розрахунках за одиничний об'єм заправки прийнято 60 нм³.

Гаражні АГНКС, як правило, модульного типу й можуть включати один або декілька модулів. Вони забезпечують заправку 20-ти автомашин і виконані на базі одного компресора. Важливою особливістю гаражних АГНКС є їхня висока ефективність. Її досягають впровадженням прямого нагнітання газу в нічний час, що виключає недосконалість ГЗК і вимагає стільки затраченої роботи, скільки потрібно для заповнення газобалонної установки автомобіля.

Останнім часом на ринку України з'явилися модульні АГНКС імпортного виробництва таких країн, як Аргентина, Італія, Великобританія та Китай.

Аргентина поставляє модульні АГНКС фірми Galileo трьох модифікацій: Microbox, Microskid і Nanobox. Все обладнання є ексклюзивним газозаправним устаткуванням серії «Підключи і користуйся».

Microbox є вибухозахищеним модулем, який за своїми технічними характеристиками і щодо невисокої вартості будівельно-монтажних робіт вигідно відрізняється від аналогів інших виробників.

Для введення в експлуатацію цього устаткування потрібно лише його підключити до комунальних або промислових енергомереж. Компактність і портативність пристрою забезпечують легкість підключення і низькі інсталяційні витрати.

Microbox містить всі компоненти, необхідні для регулювання, вимірювання, компримування і подачі газу на заправні колонки, найефективнішим і найбезпечнішим способом. Надійність, ефективність і простота експлуатації Microbox забезпечують його унікальність порівняно з іншими аналогами.

Загальний вигляд Microbox подано на рисунку 3.9.

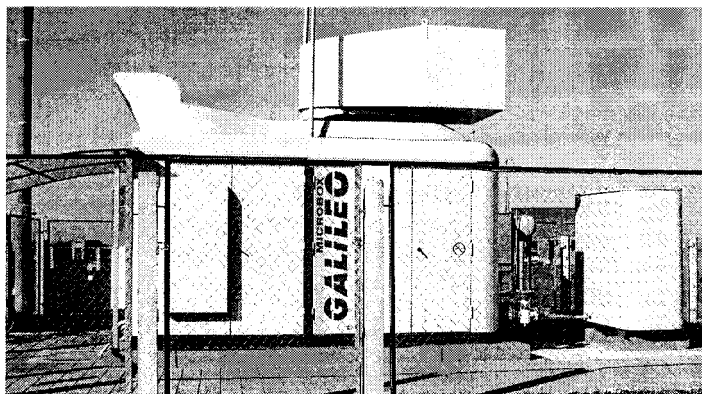


Рисунок 3.9. Загальний вигляд АГНКС Microbox

Основні компоненти Microbox:

регулювання потоку на вході;
продувальна аспірація компресора;
компресор Agiel з двома або трьома ступенями компримування,
призначений для роботи в режимах високих навантажень, відповідно до норм API;

міжступенева повітряна система охолодження;

міжступенева система усунення пульсацій;

міжступенева система гідрату очищення;

блок акумуляторів ємністю понад 1000 дм³;

електродвигун;

панель першочергового навантаження;

пульт управління;

система газових детекторів;

звукоізоляційний корпус, що забезпечує рівень шуму не більше 70dB на відстані одного метра.

Основні переваги Microbox:

висока ефективність і продуктивність;

низька вартість;

швидке повернення капіталовкладень;

надійність;

низькі інсталяційні витрати.

простота в експлуатації і обслуговуванні;

низьке споживання електроенергії.

Технічні характеристики

| | |
|----------------------|--|
| Вхідний тиск | від 0,05 до 6 МПа |
| Тиск на виході | 250 МПа |
| Продуктивність | від 400 до 2500 нм ³ /год |
| Розміри: | |
| довжина | 4315 мм |
| висота | 2935 мм |
| ширина | 2435 мм |
| Компресор | опозитний збалансований компресор |
| Привід | Електричний двигун |
| Система охолодження | газова/повітряна система охолодження |
| Акумуляторний блок | 1200 дм ³ водного еквіваленту |
| Система навантаження | електронне управління з пульта контролю |
| Система управління | PLC 64 IO |

| | |
|---------------------------------|---|
| Пульт управління | сенсорний екран |
| Система запуску | Star – Triangle (опція – система м'якого старту) |
| Протипожежна система | автоматична система (CO ₂) з температурними сенсорами в компресорному блоці |
| Система контролю подачі повітря | автоматичне вирівнювання перепадів тиску повітря |
| Система безпеки | комп'ютерне управління |
| Вимірювальна система | вимірювальна і фільтрувальна система з автоматично поновлюваним відліком |

Компактну й ефективну компресорну установку Microskid рекомендують для використання в тих випадках, коли чинні норми безпеки не передбачають будівництва захисних бункерів, або існує потреба у збільшенні продуктивності станції.

Для введення в експлуатацію цього устаткування потрібно лише його підключити до комунальних або промислових енергомереж. Компактність і портативність пристрою забезпечують легкість підключення і низькі інсталяційні витрати.

Кожен модуль Microskid містить такі елементи:

продувальну аспірацію компресора;

компресор Ariel з двома або трьома ступенями компримування, призначений для роботи в режимах високих навантажень, відповідно до норм API;

міжступеневу повітряну систему охолодження;

міжступеневу систему усунення пульсацій;

міжступеневу систему гідрату очищення;

блок акумуляторів ємністю понад 1000 дм³;

систему запуску електродвигуна основного компресора;

звукоізоляційний корпус, що забезпечує рівень шуму не більше 70db на відстані одного метра.

Основні переваги Microskid:

висока ефективність і продуктивність;

низька вартість;

швидке повернення капіталовкладень;

надійність;

низькі інсталяційні витрати;

простота в експлуатації і обслуговуванні;

низьке споживання електроенергії.

Технічні характеристики

| | |
|---------------------------------|--|
| Вхідний тиск | від 0,05 до 6 МПа |
| Тиск на виході | 250 МПа |
| Продуктивність | від 400 до 2500 $\text{nm}^3/\text{год}$ |
| Розміри: | |
| довжина | 2950 мм |
| висота | 2930 мм |
| ширина | 2700 мм |
| Компресор | опозитний збалансований компресор |
| Привід | Електричний двигун |
| Система охолодження | газова/повітряна система охолодження |
| Акумуляторний блок | 1000 дм^3 водного еквіваленту |
| Система навантаження | електронне управління з пульта контролю |
| Система управління | PLC 64 ІО |
| Пульт управління | сенсорний екран |
| Система запуску | Star – Triangle (опція – система м'якого старту) |
| Система контролю подачі повітря | автоматичне вирівнювання перепадів тиску повітря |
| Система безпеки | комп'ютерне управління |

Загальний вигляд АГНКС Microskid подано на рисунку 3.10.

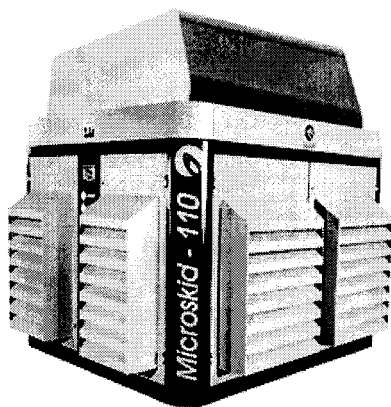


Рисунок 3.10. Вигляд блоку Microskid

Nanobox – новітній компресорний пакет «Підключи і користуйся» компанії Galileo, спеціально спроектований для автопарків і газонаповнювальних станцій середньої продуктивності. Nanobox об'єднує в собі компресорну установку, акумуляторний блок і заправні колонки, – все в одному модулі.

Як і всі інші продукти компанії GNC Galileo, Nanobox є комплексним рішенням. Застосування революційних рішень для ефективного і швидкого процесу заправки досягаються за допомогою компактного модуля, що має низьку вартість монтажу і низькі експлуатаційні витрати. Загальний вигляд Nanobox подано на рисунку 3.11.

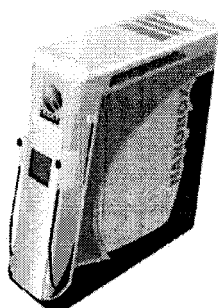


Рисунок 3.11. Загальний вигляд Nanobox

Переваги nanobox:

- швидка окупність інвестицій;
- швидкість, легкість і невисока вартість монтажу;
- мінімальна площа для установки;
- швидка заправка, можливість обслуговування великої кількості автомобілів;

- просте і недороге технічне обслуговування;
- безпека і надійність експлуатації;
- простота у здійсненні контролю й управління;
- можливість заправки від 30 до 250 автомобілів на добу;
- здійснення обліку і збору комерційних, технічних і аудиторських даних з використанням Інтернету безпосередньо із заправного блока.

Nanobox містить усі компоненти, необхідні для компримування природного газу, безпечної, ефективною, надійної заправки автомобілів і передачі даних.

Основні компоненти Nanobox:

- 2-, 3-, 4- або 5-ступінчастий компресор;
- 3/4 каскадні акумуляторні ємності;
- два високошвидкісні заправні штуцери для швидкої заправки;
- система вимірювання для кожної наповнювальної колонки;
- система м'якого електричного запуску;
- автоматичні пристрої скидання тиску;
- повітроохолоджувачі проміжних стадій;
- пожежо- і вибухозахищена кабіна;
- комп'ютерний контроль і управління;
- автоматична ідентифікація автомобіля і контроль індивідуальної і загальної витрати парку автомобілів;
- Інтернет-сервер для видаленого доступу до даних.

Технічні характеристики

Продуктивність

| | |
|-----------------------|----------------------------|
| максимальна | 20 нм ³ /хв |
| продуктивність | |
| погодинна | 300 нм ³ /год |
| продуктивність | |
| добова продуктивність | 3000 нм ³ /день |

Параметри

| | |
|---------------|---------|
| довжина | 2360 мм |
| ширина | 870 мм |
| висота | 2040 мм |
| загальна вага | 2090 кг |

Компресорний блок

| | |
|----------------------|---|
| виробник | Galileo |
| тип компресора | без мастила, без сполучних стрижнів |
| кількість ступеня | 2-, 3-, 4- або 5-ступеневий (залежно від вхідного тиску) |
| споживана потужність | 22 кВт |
| частота обертання | 1500–1800 обертів на хвилину |
| система стартера | розвантаження на всіх ступенях |
| система охолодження | автоматичне повітряне охолодження |
| система мастила | автоматична за допомогою внутрішнього мастильного насоса |
| клапани компресора | напірні клапани Hoerbiger |
| вхідний тиск | 0,020 до 60 бар |
| максимальний | 250 бар |
| робочий тиск | |

Привід

| | |
|-------------------|--------------------------------|
| привід | електродвигун |
| потужність | 22 кВт |
| частота обертання | 1500 / 1800 обертів на хвилину |
| частота | 50/60 Гц |
| напруга | 380 / 440 вольт |
| стартер | система м'якого старту |
| зчеплення | пряме зчеплення |

Система газових акумуляторів

| | |
|---------------------|---|
| об'єм | 840 дм ³ (водного еквіваленту) |
| корисний об'єм | 150 нм ³ КПП |
| робочий тиск | 250 бар |
| технологія заправки | система 3–4-каскадних ємностей |

Заправний пристрій

| | |
|----------------------------|--|
| шланги | 1 або 2 шланги високої пропускної спроможності |
| максимальна продуктивність | 20 нм ³ /год |

| | |
|------------------------------------|---|
| метод наповнення | система 3–4-каскадних ємностей |
| система клабар | клапани Galileo, що обертаються |
| заправний штуцер | NGV 1 / вилка |
| заправні шланги | внутрішній діаметр – 3/8 дюйма, шланг – 3,5 метра CNG 1 |
| ідентифікація транспортного засобу | вбудована система RF |

Блок програмного управління

| | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| блок програмного управління | 25.8 Mhz |
| пам'ять | 8 mb SRAM |
| back up батарея | є |
| дисплей | 5,6 дюйма графічний дисплей |
| дозвіл | 320x240 синій/білий екран 1/4 VGA |
| метод введення даних | сенсорний екран |

Передача даних

| | |
|----------------------------|---|
| технологія | Blue Tooth |
| стандартний мережевий порт | Ethernet |
| інтернет-сервер | графічний інтернет-сервер Netscape /Explorer 6.0 спільний |

Контрольні сенсори

| | |
|------|---------------|
| тиск | тиск на вході |
|------|---------------|

| | |
|----------------------|--|
| | вихідний тиск 1-го ступеня |
| | вихідний тиск 2-го ступеня |
| | вихідний тиск 3-го ступеня – вихідний тиск 4-го ступеня |
| | вихідний тиск 5-го ступеня – тиск у каскадних ємностях |
| | тиск заправки |
| температурні давачі | мастила / корпуси |
| контроль рівня | рівень мастила |
| управління приводом | поточний контроль активна потужність реактивна потужність комутатор Fi |
| управління заправкою | потік об'єм температура густина |

Nuovo Pignone під маркою CUBOGAS. Модульна станція АГНК CUBOGAS CNG (Compressed Natural Gas)Wayne Dresser Pignone. Cubogas CNG (Compressed Natural Gas) комплексну модульну станцію використовують для повільної, швидкої і змішаної заправки стислим природним газом. Модульна станція Cubogas CNG забезпечує високу продуктивність і є одним з найпопулярніших продуктів, що задовольняє різноманітні вимоги клієнта.

Широкий модельний ряд забезпечує максимальну гнучкість: є різноманітні варіанти моделей станцій Cubogas, здатні працювати в широкому діапазоні тиску (від 0,1 до 200 barg), що приводяться в рух електродвигунами потужністю до 600 кВт. Широкий модельний ряд дає можливість вибору моделі під свої потреби і вимоги до використання.

Основні особливості: звуконепроникний корпус; сенсорна панель управління; інтегрована система вимірювання і повітряний компресор; додаткова система охолодження.

Перевірена технологія підвищує продуктивність і скорочення витрат:

Dresser Wayne використовує передові технології в CNG рішеннях, з тим щоб не тільки підвищити ефективність, а також понизити експлуатаційні витрати. В серці модульної станції CUBOGAS міститься високоефективний, інноваційний, розроблений на основі

стандартів API 618 поршневи́й компресор, що відрізняється помірною швидкістю обертання для гарантування безпечної і надійної експлуатації.

Водяне охолодження циліндрів і кривошипно-шатунний механізм сприяють збільшенню терміну служби компресора. По суті CUBOGAS станції розраховані на безперервну роботу протягом 24-х годин на добу навіть в екстремальних умовах. А що циліндри компресора не потребують змазування, то не потрібно турбувати про забруднення станції випадковою течією мастила.

Для CNG систем, в яких застосовують маленький внутрішній діаметр циліндрів, Dresser Wayne пропонує унікальну вертикальну конструкцію компресора. Ця технологія не тільки економить простір і захищає життєво важливі компоненти від зайвого зносу, а й робить зручним доступ до всіх компонентів для сервісного обслуговування і ремонту, що дозволяє значно скоротити час простою, при виникненні несправностей.

Оскільки безпека має ключове значення, все устаткування перед відправкою клієнтові тестують при 100% навантажень, дотримуючись найжорсткіших міжнародних стандартів з безпеки. Компактна конструкція, низький рівень шуму і вібрацій дозволяють вільно встановлювати модульну станцію CUBOGAS на території міста.

Всі CUBOGAS станції відповідають чинним екологічним стандартам. Надійність газових з'єднань, безшумна робота, а так само спеціально розроблена система blow-down (при відключенні компресора для технічного обслуговування або зупинці системи газ з компресора і трубного об'язування (приєднаних труб) уручну скидають в атмосферу) допоможе забезпечити мінімальну дію на навколишнє середовище.

З Великобританії АГНКС поставляє компанія CompAir.

Серію HGP становлять сім основних компресорних модулів. Кожен з них є повністю укомплектованим компресором, установленим на підставку. Модулі містять все, що потрібне для стискування, фільтрації і перекачування газу в ємність для зберігання або в розподільний пристрій. Модельний ряд АГНКС CompAir подано в таблиці 3.9.

Характеристика АГНКС фірми ComPAir

| Модель | Тиск, барів | Продуктивність, м ³ /год | Охолодження | Кількість заправок легкових автомобілів на добу (при 12 год роботи), шт. |
|-----------|-------------|-------------------------------------|-------------|--|
| HGP05 | 250 | 12 | Повітря | 10 |
| HGP07 | 250 | 21–36 | Повітря | 16–29 |
| HG09 | 250 | 44–61 | Повітря | 35–48 |
| HGP37(17) | 250 | 60–125 | Водяне | 48–100 |
| HGP37 | 250 | 164–283 | Водяне | 131–226 |
| HGP42 | 250 | 190–560 | Водяне | 152–448 |
| HGP50 | 250 | 170–595 | Повітря | 136–476 |
| HGP70 | 250 | 388–1065 | Повітря | 310–852 |

АГНКС GazPack 5–79 призначена для заправки легкових машин, навантажувачів і спеціального транспорту стисненим природним газом (метаном). Тиск газу абсолютний на вході від 1,07 до 1,4 бара.

АГНКС GazPack 37(17) – 42 ідеально підходить для газових заправних станцій суспільного, муніципального транспорту і автомобілів середніх розмірів («Газелі», мікроавтобуси і так далі). Тиск газу абсолютний на вході від 1,7 до 2 барів (до 6,8 бара для HGP42).

АГНКС GazPack 50–70 ідеально підходить для газових заправних станцій автобусних парків і автомобілів великих розмірів (вантажівки, тягачі і так далі). Підвищений тиск газу на вході для оптимізації витрат на енергоспоживання. Тиск газу абсолютний на вході до 15 барів.

У зарубіжній практиці також застосовують приватні АГНКС, призначені для заправки одного–двох автомобілів, розташованих у приватних гаражах.

Заправні комплекси «INFINITO», створені на базі компресорів «COLTRI» (Італія) різної продуктивності, розраховані на заправку транспортних засобів стислим природним газом метаном з побутової або магістральної газової мережі. Ці заправні комплекси (або міні-АГНКС) можна розташувати скрізь, де є газові комунікації середнього і низького тиску і джерела електропостачання.

Вони зручні для використання: в невеликих автопарках; на сільгоспідприємствах; для індивідуальної заправки транспортних

засобів; у нестандартних умовах, за яких слід проводити заправку у віддалених від стаціонарних місцях АГНКС за графіком, зручним споживачеві.

Заправні комплекси «INFINITO» на базі італійських компресорів Coltri мають безліч модифікацій. До складу комплексу можна включити: накопичувач газу (від 1200 дм³) і заправну колонку. «INFINITO» – Coltri дозволяють заправляти автотранспорт у «повільному» або «швидкому» режимі.

Таблиця 3.7

Характеристики міні-АГНКС

| Модель | MCH-5 | MCH-10 | MCH-20 | MCH-24 | MCH-30 | DMC-2 | DMC-3 | FMQ-2 | FMQ-2,5 | FMQ-2-36 | FMQ-8-36 | FMQ-10 |
|---|------------------------|----------|------------|--------|--------|-------------------------|-------|-----------------------------|---------|----------|-------------------------|--------|
| Розмір, см | 105x70x67 | | 179x82x133 | | | 70x50x45 | | 54x50x99 | | | 85x123x82 | |
| Вага, кг | 160 | 180 | 420 | | | 75 | | 66 | | | 263 | 308 |
| Тиск на вході, барів | 0,017–0,2 | | 0,017–0,2 | | | 0,017–0,2 | | 0,017–0,14 | | | 0,07–0,09 | |
| Тиск на виході, барів | 200 | 200; 250 | 200; 250 | | | 200 | | 200 | 250 | | 250 | 200 |
| Продуктивність, м ³ /год | 5 | 10 | 20 | 24 | 30 | 2 | 3 | 3 | 3,4 | 2,6 | 10,3 | 13,6 |
| Час заправки одного балона 50 дм ³ , годин | 2,5 | 1 | 30 | 25 | 20 | 6 | 4 | 6 | 4 | 2,6 | 0,5 | 0,36 |
| Електрична потужність, кВт при 220 В | 3 | 4 | 7 | 9,5 | 11 | 1,5 | 2 | 0,9-1,2 | 1,1-1,5 | 0,9-1,2 | 3,6 | 4,8 |
| Температурний діапазон °С | мінус 15°С...плюс 45°С | | | | | мінус 20°С плюс 40°С | | мінус 40°С ...плюс 45 °С | | | мінус 40°С плюс 46°С | |

Компресор DMC зображено на рисунку 3.12.

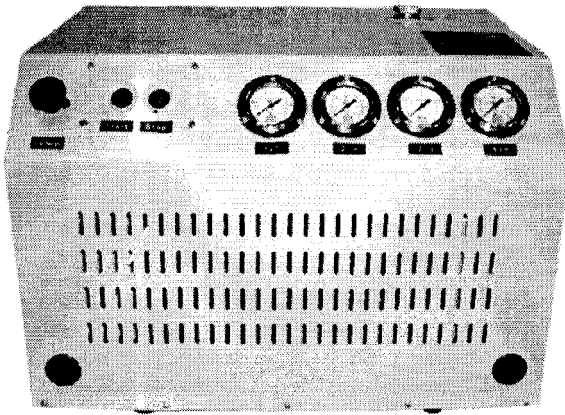


Рисунок 3.12. Компресор DMC, вироблений у Китаї

Заправні комплекси (або міні-АГНКС) можна розташовувати скрізь, де є газові комунікації середнього і низького тиску і джерела електропостачання.

Розділ 4

ОБЛАДНАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ. КОМПОНУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ

Основою АГНКС є компресорна установка. Практичні потреби визначили розробку та створення досить широкої номенклатури компресорних установок за витратою і тиском всмоктування. Проблема досить складна, оскільки її розв'язання потребує врахування великого числа деколи взаємовиключних чинників. Серед них загальна номенклатура АГНКС за тиском всмоктування й числом заправок на добу, режими роботи АГНКС, рівень загальної надійності станції за умови використання різного числа компресорних машин, а також пов'язані з цим питання резервування.

Для використання в складі АГНКС першого покоління ВО «Борець» було розроблено і серійно випускали на опозитній дволінійній базі 2М4 компресорну установку 2ГМ4-1,3/12-250 з вбудованим електродвигуном. Установка призначена для стиску природного газу від 0,98–1,2 до 24,6 МПа для роботи у вибухонебезпечному приміщенні класу В1а.

Як привід використано двошвидкісний електродвигун, який продувається повітрям, А2КП85/24-8/16 у фланцевому виконанні Н4Т5–II з частотою 740–370 об/хв. Напруга живлення двигуна – 380В. Електродвигун лімітує частоту пусків компресорної установки, яка не повинна перевищувати п'яти вмикань на годину, рівномірно розподілених у часі. Допустиме число перемикачів частоти обертів з 740 об/хв на 370 об/хв не більше 20-ти на годину, до цього ж не раніше як за 3 хв. Конструкція забезпечує трипозиційне регулювання подачі 100–50–0%. Подача установки – 470–940 м³/год при споживаній потужності 62–125 кВт.

Компресор відноситься до типу поршневих крейцкопфних машин, має опозитне розташування циліндрів.

Компресор складається з бази і двох горизонтально розташованих циліндрів: I–III ступенів (діаметральний зазор 0,3...0,463 мм, максимальний – 0,7 мм і 0,2...0,354 мм, мах. – 0,5 мм) і II–IV ступенів (діаметральний зазор 0,2...0,354 мм, мах. – 0,5 мм і 0,1...0,19 мм, мах. – 0,35). Привід компресора здійснюється двошвидкісним електро-

двигуном, ротор котрого насаджений на колінчастий вал компресора. База являє собою оброблену чавунну відливку коробчастої форми, в яку монтуються вузли механізму руху і системи змащування: колінчастий вал, крейцкопф, шатун, блок змащування, мастилопровід.

Вал має два кривошипні, призначені для установки шатунів, і спирається на два роликопідшипники.

Шатун має кривошипну голівку із зйомною кришкою і нерозривну крейцкопфну голівку. Роз'ємні вкладиші кривошипної голівки мають антифрикційний шар з алюмінієвого сплаву, припустимий зазор 0,11–0,21 мм, мах. – 0,3 мм). В крейцкопфну голівку запресовано бронзову втулку.

У циліндрах здійснюється процес стиснення газу. I і II ступені мають зрівнювальні порожнини (простір між поршнями I–III і II–IV ступенів), що з'єднуються зі всмоктуванням I ступеня. Причому зрівнювальна порожнина I ступеня з'єднується внутрішнім клапаном, а II ступеня – через зовнішню перепускную трубу з фланцем.

У розточках циліндрів I і II ступенів встановлено клапани: всмоктувальні і нагнітальні. Циліндри III і IV ступенів мають комбіновані клапани.

Поршні укомплектовано поршневыми кільцями (I, II, III ступенів) з одним розрізом, IV ступеня з двох півкілець. Матеріал кілець – легований чавун з механічними властивостями і структурою згідно з ГОСТ 9515-81.

Компресорна установка комплектується водяними холодильниками та вологомастиловідділювачами для кожного з чотирьох ступенів стискування. Схему установки подано на рисунку 4.1.

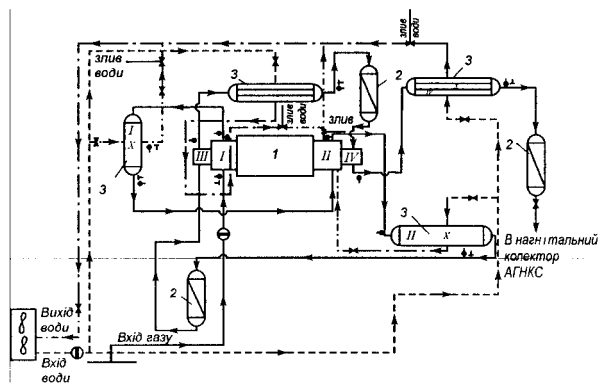


Рисунок 4.1. Схема компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250:

1 – компресор; 2 – мастиловідділювачі; 3 – охолоджувачі

Технічну характеристику компресора подано нижче

Принцип дії: перший і другий ступені подвійної дії, ступінчатий поршень. Третій і четвертий ступень одинарної дії, ступінчатий поршень.

Розташування циліндрів: опозитна конструкція. Всі ступені горизонтально.

Внутрішній діаметр циліндра, мм.: I ст. – 160; II ст. – 100; III ст. – 58; IV ст. – 42.

Принцип дії: перший і другий ступені подвійної дії, ступінчатий поршень. Третій і четвертий ступені одинарної дії, ступінчатий поршень.

Діаметр штока, мм. 50.

Хід поршня, мм. 150.

Число обертів, 1/хв. 740/370.

Об'ємна витрата, м³/год. 940 – 470.

Тиск всмоктування, МПа. 0,6 – 1,2.

Тиск у напірному патрубку, МПа. 24,5.

Гранично допустимий тиск, МПа. 27.

Температура всмоктування, °С: перший ступінь мінус 5...плюс 30; наступні ступені плюс 30...плюс 50.

Потужність, кВт. 125 – 62

Керування: шліцові пластинчасті клапани вільного ходу.

Охолодження: замкнутий контур охолоджувальної води. Від I до IV ступеня холодильник «труба в трубі»

Потреба в холодоагенті, м³/год 30 при температурі 30°С на воді і нагріву 5 К.

Привід: двигун трифазного струму ВАО2-315М-8УХЛЗ, 132 кВт.

У 1992 р. розроблено компресорну установку і випускають її на опозитній базі 4М2,5 у Сумському НВО.

Кожну компресорну установку (КУ) змонтовано в модулі. Три модулі утворюють компресорне відділення. КУ має технічні характеристики, подані в таблиці 4.1. Стаціонарна КУ 4ГМ 2,5-1,2/10-250 призначена для стиснення природного газу від тиску 0,4–1,2 МПа до 25 МПа і є складником газонаповнювальної станції БКВ-250.

Технічна характеристика компресора

| | |
|--|---|
| Тип компресора | 4ГМ 2,5-1,2/10-250 |
| Виконання | Опозитний, крейцкопфний, чотирирядний, ступінчатий на базі 4М2,5 |
| Число ступенів стискування | 4 |
| Число циліндрів: | |
| I ступеня | 1 |
| II ступеня | 1 |
| III ступеня | 2 |
| IV ступеня | 2 |
| Діаметри циліндрів, м | |
| I ступеня | 0,140 |
| II ступеня | 0,095 |
| III ступеня | 0,052 |
| IV ступеня | 0,052 |
| Діаметр штоків, м | 0,032 |
| Хід поршнів, м | 0,100 |
| Зусилля на штокові, т | до 2,5 |
| Частота обертання вала, s^{-1} (об/хв) | 12,3 (740) |
| Маса компресора без електродвигуна, кг | 2120 |
| Габаритні розміри компресора, м: | |
| довжина | 1,69 |
| ширина | 3,862 (з урахуванням виїмки поршнів) |
| висота | 0,81 |
| Маса КУ (без електродвигуна і СПОК), кг, не більше | 6300 |
| Привідний електродвигун | Асинхронний, вибухозахищений, обдувний, трифазний ВА 02 -315М-8 УХЛІЗ |
| Тип компресора | 4ГМ 2,5-1,2/10-250 |
| Потужність, що споживається, кВт | 260 |
| Напруга, В | 380 |
| Частота, Гц | 50 |

| | |
|--|--|
| Маса, кг | 1475 |
| Початковий тиск газу, МПа номінальний | 1,0 |
| мінімальний | 0,6 |
| максимальний | 1,2 |
| Потужність компресора за номінальними параметрами газу, кВт | 198,37+10% |
| Потужність компресора максимальна, кВт, не більше | 220 |
| Питома витрата потужності (на валу), за номінальними умовами, кВт/м ³ (кВт/м ³ /м) | 4433 (73,9) |
| Ізотермічна потужність, кВт, не більше | 68,6 |
| Ізотермічний коефіцієнт корисної дії, не менше | 0,69 |
| Змащування циліндрів і сальників | Примусове від лубрикатора 22-8 УХЛ2, мастилом К-19, КС-19, МС-20 |
| Змащення механізму руху | Циркуляційне від вмонтованого мастилонасоса |

КУ встановлюють у закритому опалюваному контейнері класу В-1а, з середовищем категорії ІІА групи ТІ за ГОСТ 12.1. 011. Категорія виробництва – за вибухопожежобезпекою А.

КУ складається з установлених на рамі опозитного компресора і привідного електродвигуна, з'єднаних пружною втулково-пальцевою муфтою, міжступінчатої апаратури, газових комунікацій із запірною, регульовальною і запобіжною арматурою, допоміжних систем.

Компресор за своєю схемою являє собою чотирирядну поршневу опозитну машину. У двох взаємно протилежних рядах розміщені циліндри подвійної дії І–ІІ ступенів, у двох інших рядах розміщені однакові циліндри ІІІ–ІV ступенів.

КУ з приводним електродвигуном на рамі виконано для зручності їхнього обслуговування. У раму вбудовано бак для охолоджувальної рідини, збоку від рами міститься моноблоковий електронасос системи охолодження. Крім того, в рамі під компресором розміщені вузли системи підготовки мастила.

Система газових комунікацій з міжступінчастою апаратурою виконує функції збору газу, що стискається, з вхідного сепаратора

АГНКС, транспортування його послідовно за ступенями і видачі в блок осушення АГНКС. Водночас виконується охолодження газу в системі повітряного охолодження компресора (СПОК) і відділення від нього мастила і вологи у вологомастиловіддільниках, що шляхом продувальних вентилів збираються у відповідні посудини.

Система підготовки мастила призначена для його примусової подачі під тиском до всіх елементів тертя механізму руху перед пуском компресора, а також може подавати його під час роботи компресора. Змащує циліндри і сальники багатоплунжерний насос високого тиску, який приводиться в дію від колінчастого вала компресора.

Компресор складається з бази 4М2,5 і приєднаних до бази циліндро-поршневих груп і блока змащування. До складу бази входять картер у зборі з колінчастим валом, деталі і вузли кривошипно-шатунного механізму, блок змащування.

Розріз компресора подано на рисунку 4.2.

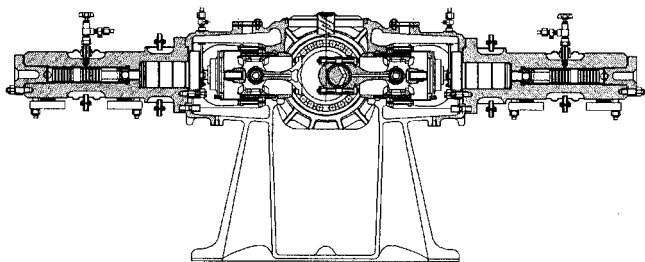


Рисунок 4.2. Розріз компресора 4ГМ 2,5-1,2/10-250

КУ складається з установлених на рамі опозитного компресора і привідного електродвигуна, з'єднаних пружною втулково-пальцевою муфтою, міжступінчатої апаратури, запірної, регульовальної і запобіжної арматури. Компресор – чотирирядний крейцкопфний, опозитний. Циліндри – подвійної дії, опозитні.

Картер являє собою чавунну відливку коробчастої форми, з двома поперечними перегородками, в торцевих стінках і перегородках виконано розточки для підшипників колінчастого вала. З боку двигуна картер закритий кришкою з ущільненням колінчастого вала. Ущільнення виконують набивкою з натискним фланцем. Протилежна частина картера має кришку, в яку вбудовано блок змащування. Верхня частина картера закривається штампованими кришками. На

двох крайніх кришках встановлено сапуни. Для приєднання до картера циліндрів і установки спрямовувальних крейцкопфів є ліхтарі, відлиті разом з картером.

Колінчастий вал – сталевий, кований. Монтується на чотирьох роликкових підшипниках, три з яких радіальні й один радіально-упорний.

З'єднання з валом привідного електродвигуна здійснюється втулково-пальцевою муфтою.

Для приєднання мастилонасоса до торця колінчастого вала кріпиться вал-шестерня.

Змащування шатунних шийок і роликопідшипників здійснюється через свердління в тілі вала.

Шатуни штамповані, двотаврового перерізу. Кривошипна головка з'ємна з тонкостінними сталееалюмінієвими вкладишами.

Крейцкопфна головка нероз'ємна з запресованою в неї бронзовою втулкою. Мастило до крейцкопфної головки подається з кривошипної головки свердлінням у тілі шатуна. Крейцкопф – сталевий закритого типу з алюмінієвими башмаками. Кріплення штока до крейцкопфа – нарізне. Змащування башмаків відбувається розприскуванням через отвір у крейцкопфній головці шатуна в корпусі і башмаках крейцкопфа.

Циліндр I ступеня подвійної дії має два всмоктувальні і два нагнітальні клапани. Циліндр являє собою чавунну відливку з клапанними гніздами й охолоджувальними порожнинами. В центральній розточці запресовано сталеву втулку. Мастило до дзеркала втулки надходить через вентиль-клапан і свердління в тілі циліндра.

Циліндр II ступеня подвійної дії має два всмоктувальні і два нагнітальні клапани. Корпус циліндра виготовлено зі сталевій поковки або відлито з високоміцного чавуну. В центральній розточці запресовано чавунну втулку. Мастило до дзеркала втулок надходить через вентиль-клапан і свердління в тілі циліндра. Охолоджувальні порожнини утворені тілом циліндра і привареними оболонками.

Циліндри III–IV ступенів – сталеві, ковані, з запресованою сталеву втулкою. З боку вала міститься робоча порожнина IV ступеня, а з боку кришки – III ступеня. У кожній порожнині розміщено по одному нагнітальному і всмоктувальному клапанові. Для охолодження циліндрів і сальника є дві охолоджувальні порожнини. Мастило для змащування дзеркала циліндра надходить через вентиль-клапан і свердління в тілі циліндра.

Ущільнення штоків I і II ступенів – камерні з плоскими ущільнювальними елементами. У кожній камері міститься по два ущільнювальні сегментні кільця і одне захисне. Ущільнювальні кільця притискаються до штока браслетними пружинами. Відведення газу здійснюється з порожнини у фланці, ущільненій з боку вала передсальником.

Для початкового зниження тиску газу, що надходить на сальник, є дросельне кільце. Ущільнення містить передсальник, складається з двох ущільнювальних кілець, стягнутих браслетними пружинами, й упорного кільця з основними пружинами.

Ущільнення штоків I і II ступенів відрізняються кількістю камер.

Ущільнення штоків III–IV ступенів – камерні, з конічними ущільнювальними кільцями. Кільця поміщено в камери, де за допомогою натискного кільця і обойми вони притискаються до штока. Зусилля забезпечують осьові пружини, розташовані по периметру упорного кільця. Ущільнення штоків III і IV ступенів містять також передсальник, за конструкцією аналогічний передсальникам I і II ступенів. Відведення газу здійснюється з порожнини, розташованої між сальником і передсальником. Змащування ущільнень здійснюється подачею мастила через свердління. Для початкового зниження тиску ущільнення штоків III і IV ступенів є дросельні кільця.

Клапани для всіх ступенів самодіючі, кільцеві, з газовим демпфером:

I ступінь – ВКТ 110-2,5 МК; НКТ 110-2,5 МК;

II ступінь – ВКТ 70-4,0 М1; НК 70-4,0 М1;

III–IV ступені – ВКТ 50-10, 0 М2; НКТ 50-10, 0 М2.

Поршневі групи I і II ступенів складаються з поршнів, штоків, ущільнювальних і спрямовувальних кілець. Поршень I ступеня – порожнистий, сталевий, зварний. Поршень II ступеня – сталевий, кований. На штоках поршні кріпляться гайками і впираються в опорні бурти штоків по притертих поверхнях.

Шток-поршень III–IV ступенів – цільний, кований, зі сталі 38Х2МЮА-ш, поверхня азотована. Робоча поверхня штоків I і II ступенів також азотована.

Для спрямування і центрування поршнів у циліндрах поршні оснащені спрямовувальними кільцями.

Ущільнювальні кільця виконано з косим стиком, під кутом 45°. Кільця притискаються до дзеркала циліндра плоскими експандерами.

Всі спрямовувальні й ущільнювальні кільця полімерні з матеріалу Ф4К20

Система змащування кожної КУ – автономна. Система змащування забезпечує попереднє (передпускове) змащування компресора перед пуском, у процесі роботи, охолодження і підігрівання мастила в холодну пору року. Змащування циліндрів і сальників здійснюється від лубрикатора типу 22-8 УХЛ2.

Система змащування механізму руху складається з блока змащування і блока підготовки. Блок змащування забезпечує циркуляцію змащувального мастила і його очищення в системі змащування механізму руху. Він включає в себе шестеренчастий насос, фільтр тонкого очищення і два переливні клапани. Приведення в рух шестеренчастого насоса здійснюється від колінчастого вала через вал-шестерню. Від вала-шестерні обертається лубрикатор.

Фільтр тонкого очищення вбудований, щільний, забезпечує тонкість фільтрації 80 мкм.

Переливні клапани служать:

перший – для регулювання тиску мастила в системі;

другий – для подачі мастила в механізм руху в разі засмічення фільтра.

Система підготовки забезпечує охолодження, підігрівання мастила, його циркуляцію під час пуску компресора і в разі несправності основного мастилонасоса. Система підготовки складається з виконаних в одному блоці шестеренчастого мастилонасоса, бака з електропідігрівником, мастилоохолоджувача, мастилопроводу і арматури.

Система охолодження входить до складу компресорного модуля і використовується в комплекті з КУ. Система забезпечує охолодження газу, що надходить з нагнітання I–IV ступенів компресора, і антифризу, що надходить в оболонки охолодження циліндрів і теплообмінник мастилосистеми.

У систему охолодження входить таке обладнання:

апарат повітряного охолодження СПОК 4А-1, 2/10-250;

моноблочний електронасос охолоджувальної рідини;

бак для охолоджувальної рідини, вбудований у раму;

з'єднувальні трубопроводи з запірною арматурою;

прилади і давачі КВП і А;

СПОК (розташовується у відсіку, що розміщений з тильного боку компресорного модуля).

СПОК включає в себе такі складники:

блок з восьми теплообмінних секцій, виконаних з оребрених біметалевих труб;

два вентилятори з діаметром крильчатки 800 мм з приводом від електродвигунів типу 2В 100;

жалюзі з ручним і механічним приводом засувок.

Технічні дані системи охолодження циліндрів подано в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

**Технічні дані системи охолодження циліндрів компресора
4ГМ 2,5-1,2/10-250**

| Параметр | Показник |
|--|---|
| Тип | Закрита, циркуляційна від моноблокового електронасоса ХМ 2/25-а2В |
| Охолоджувальна рідина | Антифриз (45% розчин етиленгліколю у воді або вода за плюсової температури навколишнього повітря) |
| Продуктивність насоса, м ³ /год | 2 |
| Робочий об'єм бака, м ³ | 0,18 |
| Тиск охолоджувальної рідини, МПа (кгс/см ²), не більше | 0,2 (2,0) |

Система автоматики і захисту компресора призначена для підвищення надійності і безпеки його роботи, для полегшення управління і обслуговування. Основна частина обладнання автоматики розміщена в шафі, встановленій біля компресора. Всі прилади, що показують, елементи сигналізації і управління встановлено на лицьовій панелі шафи.

Система автоматичного управління забезпечує захист компресора від аварії відключенням електродвигуна з одночасною подачею світлового і звукового сигналів у таких випадках, як:

падіння тиску мастила в циркуляційній системі змащування компресора нижче 0,1 МПа;

зниження тиску антифризу нижче 0,05 МПа;

перевищення допустимої температури газу, що стискається, після кожного ступеня;

підвищення тиску газу, що стискається, у IV ступені вище 27 МПа;
припинення продування повітрям електродвигуна;
перевищення концентрації загазованості в модулях компресорів
або модулях підготовки газу;

коротке замикання в системі електропривода і управління.

Автоматика забезпечує:

дистанційний пуск компресора на холостому ході з подальшим виходом у робочий режим;

періодичне продування всіх ступенів;

розвантаження компресора в разі його пуску або зупинки;

видачу інформації про стан контрольованих параметрів.

Параметри компресора контролюють такі прилади:

температуру газу входу і виходу кожного ступеня – технічні термометри на місці і сигнальний потенціометр;

температуру антифризу на виході з холодильників, на вході і виході з циліндрів, а також мастила в картері – технічні термометри;

тиск газу на всмоктуванні I ступеня, а також після I, II, III, IV ступенів – технічні манометри;

тиск газу IV ступеня і мастила в системі змащування механізму руху – електроконтактні манометри;

вмикання напруги, вмикання компресора, дистанційний пуск, програму включення і продування компресора – сигнальні лампочки і сирена.

Під час зупинки компресора розвантажується автоматично.

Також у нашу країну поставляли з Німеччини компресори «Цвікау» 4HR3KN-200/210-5-249WLK для АГНКС–500. Розріз компресора подано на рисунку 4.3. Компресор виконано на кутовій базі, причому перший і другий ступені вертикальні, а третій і четвертий – горизонтальні. На типовій АГНКС встановлюють два такі компресори, хоча зарезервовано місце і під третій. Система автоматики, в яку входить процесор PS-2000, передбачає послідовне автоматичне вмикання агрегатів за умови зниження тиску в акумуляторах газу нижче заданої величини і послідовне вимкнення при збільшенні тиску. Номінальний вхідний тиск становить 0,4...0,6 МПа. При нормальному режимі вузол редукування на вході забезпечує мінімальний, але постійний тиск 0,45 МПа. Припускається зниження тиску на вході компресора до 0,25 МПа.

Особливість установки – використання непродуваного вібрухозахищеного двигуна.

Електропривід у холодному стані допускає два вмикання на годину, в гарячому – одне. Важлива перевага компресора – встановлення міжступневих гасників пульсації, що забезпечує безвібраційну й майже безшумну роботу. До недоліків слід віднести масивну установку водяного охолодження. Конденсат газу випускається автоматично щогодини протягом 100 с. Потужність компресора становить 329 (295) кВт при подачі 1070–1740 м³ на годину.

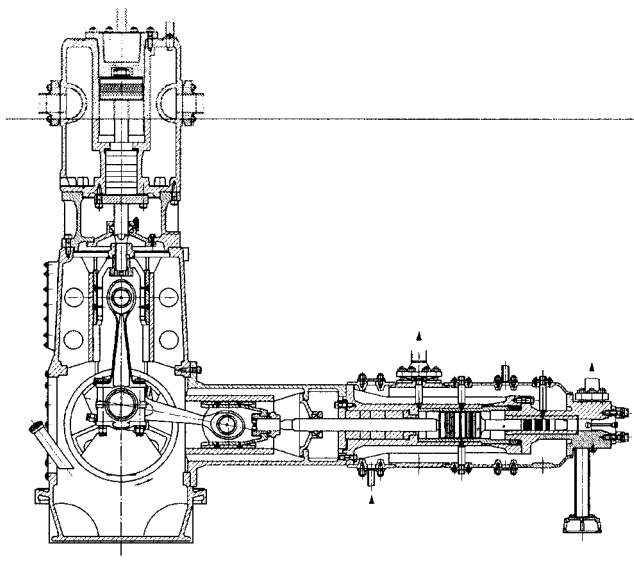


Рисунок 4.3. Розріз компресора 4HR3KN-200/210-5-249WLK

Компресорна установка 4HR3KN-200/210-5-249WLK поставки з Німеччини розроблена спеціально для застосування на станціях заправки вантажних автомобілів природним газом та призначена для установки в кліматичних районах з діапазоном зміни температури від мінус 40°C до плюс 40°C, при цьому основне обладнання встановлюють у компресорному приміщенні. Мінімальна температура приміщення не повинна бути нижча плюс 5°C. За допомогою цієї компресорної установки можливий стиск газу від тиску у всмоктувальному патрубку 0,3...0,5 МПа, при температурі від мінус 15°C – до плюс 15°C до тиску 24,4 МПа в напірному патрубку.

До складу компресорної установки входять:

чотириступеневий поршневий компресор в кутовому виконанні з проміжними і додатковими холодильниками, додатково включеними сепараторами, компенсатором для зменшення коливань газового потоку, з'єднувальними трубопроводами і конденсатозбірником, який з'єднаний з трубопроводом всмоктування;

електродвигун моделі IM 5710, ротор якого встановлюють на колінвал компресора;

замкнений контур охолоджувальної рідини, призначений для відведення тепла стиску, до складу якого входять насос, резервуар, а також з'єднувальні трубопроводи;

холодильна установка з повітряним охолодженням, встановлена проти неба, завданням якої є охолодження оборотної рідини;

контур рідини для нагріву мастильного засобу компресора при температурі мастила 20°C;

запірні клапани з електроприводом, встановлені на трубопроводах і потрібні для автоматизації компресорної установки у взаємодії з КВП та А;

установка КВП та А, куди входять пристрої для вимірювання і індикації робочих параметрів компресорної установки на місці та в операторній, пристрій керування процесом для його автоматизації, контакторні панелі керування допоміжними приводами, а також система селективного керування для автоматизованої взаємодії трьох компресорних установок;

низьковольтний розподільний пристрій, який складається з панелі електроживлення, панелі вихідної лінії для живлення електродвигуна та панелі ліній для КВП та А.

Характеристику компресорної установки, яку використовують на АГНКС, подано в таблиці 4.3.

При нормальному режимі роботи досягають нижчевказаних параметрів, які показано в таблиці 4.4.

Максимальна температура ступеня не повинна перевищувати 160°C.

Гранично допустимим робочим тиском є випускний тиск запобіжних клапанів, який зазначено на манометрі червоною міткою (ТГЛ 30.454). Різниця між тиском в напірному патрубку і гранично допустимим тиском гарантує безпеку агрегату і при нормальному режимі не перевищує:

перший ступінь на боці всмоктування = 0,55 МПа;

перший ступінь на боці нагнітання = 2,0 МПа;

другий ступінь на боці нагнітання = 5,5 МПа;
 третій ступінь на боці нагнітання = 15,7 МПа;
 четвертий ступінь на боці нагнітання = 27,0 МПа.

Збірник конденсату $P_{\text{роб}} = 0,8$ МПа. Кишеня термометра (четвертий ступінь) $P_{\text{роб}} = 28,4$ МПа.

Всі посудини, які працюють під тиском, виготовляють відповідно з нормами за розрахунком і конструюванням парових котлів і посудин, що працюють під тиском, згідно з ТГЛ 30.330 і, крім того, відповідно до умов контракту поставок для України.

Для АГНКС-БК250 з тиском всмоктування 2,5–3,5 МПа використовують компресори 2НВ2К-160/100«S» з тиском нагнітання 25 МПа. Компресор виконано на опозитній базі. Міжступеневе охолодження газу проходить в АПО. Охолоджують компресорні циліндри водою або антифризом. Стиск газу проходить у два ступені. Характеристику компресора подана в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

**Характеристика компресорної установки
 4HR3KN-200/210-5-249WLK**

| Технічні дані | Показник |
|---|--|
| Модель (тип) | 524.003 |
| Принцип дії | перший і другий ступені подвійної дії, дисковий поршень; третій і четвертий простої дії, ступеневий поршень; |
| Розташування циліндрів | перший і другий – вертикально, третій і четвертий – горизонтально |
| Кількість кривошипів | 3 |
| Хід поршня, мм | 200 |
| Внутрішній діаметр циліндрів, мм | перший ступінь – 210 другий ступінь – 140 третій ступінь – 130 четвертий ступінь – 65 |
| Число обертів, хв^{-1} | 490 |
| Об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{год} \pm 7\%$ | 1070...1740 |
| Об'ємна витрата в напірному патрубку за умов всмоктування при температурі 15°C, $\text{м}^3/\text{год} \pm 7\%$ | 290 |

| | |
|--|--|
| Тиск у всмоктувальному патрубку, МПа | 0,3...0,5 допускається зниження до 0,15 |
| Температура всмоктування, °С | мінус 15... плюс 15 |
| Тиск у напірному патрубку, МПа | 24,4 |
| Гранично допустимий тиск, МПа | 27 |
| Потужність приводу, кВт | 295 |
| Керування | Шліцьові пластинчасті клапани вільного ходу |
| Регулювання | Обвід (байпас) від четвертого до першого ступеня |
| Технічні дані | Показник |
| Кількість поршневих кілець на кожний циліндр | перший ступінь – 4 другий ступінь – 6 третій ступінь – 12 четвертий ступінь – 18 |
| Машення механізму приводу | Циркуляційне примусове з окремим приводом від ел. двигуна |
| Машення циліндрів | Мастильний насос для I...IV ступеня |
| Охолодження | Замкнутий контур охолоджувальної води для циліндрів і холодильників з відцентровим насосом і теплообмінником для зворотного охолодження осаджуючого середовища; від першого до четвертого ступеня холодильник типу «труба в трубі» |
| Потреба в охолоджувальному середовищі, м ³ /год | 44 при температурі 40°С на вході і нагріву 5°С |
| Об'єм мастила в системі мащення механізму приводу, дм ³ | Макс. 300 |
| Привід | двигун трифазного струму 320 кВт, ротор змонтовано на колінчастому валу |
| Маса | компресор і апаратна частина, без двигуна приводу 22800 кг |

Таблиця 4.4

**Робочі параметри поршневого компресора
4HR3KN-200/210-5-249WLK**

| Циліндр | Тиск у напірному патрубку при тиску на вході, МПа | | Температура на боці всмоктування, °С | Температура на боці нагнітання, °С | |
|-------------------|---|------|--------------------------------------|------------------------------------|-------|
| | 0,3 | 0,5 | | 0,3 | 0,5 |
| Перший ступінь | 1,2 | 1,8 | 15 | 92 | 92 |
| Другий ступінь | 3,4 | 5,1 | 50 | 141 | 141 |
| Третій ступінь | 9,6 | 14,5 | 50 | 140,5 | 140,5 |
| Четвертий ступінь | 24,4 | 24,4 | 50 | 140 | 102 |

Таблиця 4.5

Технічна характеристика компресора 2НВ2К 160/100 «S»

| Технічні дані | Показник |
|--|-------------------------|
| Модель (тип) | 2НВ2К 160/100 |
| Розташування циліндрів | горизонтальне |
| Кількість кривошипно-шатунних механізмів | 2 |
| Внутрішній діаметр циліндра, мм: | |
| I ступінь | 96 |
| II ступінь | 52 |
| Хід поршня, мм | 160 |
| Частота обертання, хв ⁻¹ | 550 |
| Продуктивність, м ³ /год | 670...930 |
| Тиск на вході (надл.), МПа | 2,5...3,5 |
| Тиск на виході (надл.), МПа | 24,5 |
| Потужність на валу, кВт | 94,6± 5 % |
| Кількість підшипників колінчастого вала | 3 |
| Діаметр штока, мм | 60 |
| Номінальний діаметр махового колеса, мм | 1000 |
| Машення приводного механізму | циркуляційне, примусове |

| | |
|--|--|
| Наповнення мастила в привідному механізмі, дм ³ | 150 |
| Маса привідного механізму в комплекті без приводу, кг | 2720 |
| Оснащення клапанами: I ступінь | щілинний, пластинчастий клапан |
| II ступінь | кільцевий, пластинчастий клапан |
| Змащування циліндрів | мастильний насос типу НК IV/8 |
| Охолодження | замкнутий контур охолоджувальної суміші етиленгліколю і води, що працює за принципом зворотного охолодження завдяки теплопередачі за допомогою повітряного холодильного агрегату |
| Потреба в охолоджувальному середовищі, дм ³ | 450 |
| Привід | асинхронний трифазний двигун з короткозамкненим ротором типу КМР 280 С-4, з повітряним охолодженням, напругою живлення 380 В, потужністю 117 кВт, частотою обертання 1480 об/хв |
| Охолоджувальна система масла | повітряне, тип AFLZ 0763/6,3; Робоче середовище мастило GL-60, тиск – 0,6 МПа. Електродвигун КМР 6364 напругою живлення 380В; потужністю 0,25 кВт, частотою обертання 1400 об/хв |

Робочі параметри компресора подано в таблиці 4.6.

Загальний вигляд компресора подано на рисунку 4.4

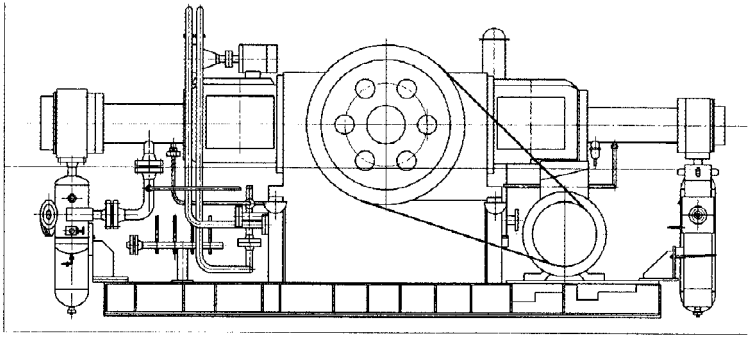


Рисунок 4.4. Компресор 2HB2K-160/100»S»

Таблиця 4.6

Робочі параметри поршневого компресора:

| Циліндр | Тиск на боці всмоктування, МПа | Тиск на боці нагнітання, МПа | Температура на боці всмоктування, °С | Температура на боці нагнітання, °С |
|------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| I ступінь | 2,5 ... 3,5 | 8,5 ... 12,0 | мінус 8 ... плюс 32 | 90 ... 120 |
| II ступінь | 8,5 ... 12,0 | 25,0 | 0 ... 32 | 90 ... 120 |

Стосовно умов АГНКС фірма «Нуово-Піньйоне» випускає компресори типу BVТN з 2...5 ступенями стискування на тиск нагнітання 25 МПа. Компресори 2BVТN/3, встановлені на АГНКС-500, виконані на вертикальній базі. Детальну технічну характеристику компресора подано нижче.

Робоча характеристика:

температура всмоктування – мінус 15... плюс 15°С;

тиск всмоктування – 0,5-1,1 МПа (5-11 кгс/см²);

тиск нагнітання – 25 МПа (250 кгс/см²);

температура нагнітання – 30...50°С (після кінцевого холодильника):

продуктивність – 450...925 нм³/год;

швидкість обертання – 600 об/хв;

потужність на валу – 75...120 кВт;

потужність двигуна – 132 кВт;

привід – клиноподібні ремені;

двигун – електричний, асинхронний 380 V, 50 Гц, 3 фази.

2BVTN/3 з вертикальними циліндрами, встановленими паралельно, забезпеченими змащуванням, охолоджуваними антифризом. Для забезпечення заданої продуктивності на АГНС встановлено дев'ять компресорів.

Загальний вигляд компресора 2BVTN/3 подано на рисунку 4.5.

Компримування газу здійснюється у три ступені, після кожного з них газ надходить у відповідний холодильник, що охолоджується антифризом. Холодильники встановлено ззовні компресорного відділення. Після III ступеня (кінцевого холодильника) газ спрямовують у нагнітальний колектор, загальний для всіх компресорів.

Для контролю за роботою компресорів передбачено такі КВП:

манометри на всмоктуванні кожного ступеня і на нагнітанні останнього ступеня;

термостати для запобіжної сигналізації за низької і високої температур газу на нагнітанні;

систему регулювання температури газу на нагнітанні компресора;

крани скидання газу на свічу на нагнітанні кожного з трьох ступенів;

лінії байпасу з електроклапаном байпасу для пуску і зупинки компресора;

відсічні крани до і після компресора;

кран впуску і випуску інертного газу під час продування трубопроводів і обладнання.

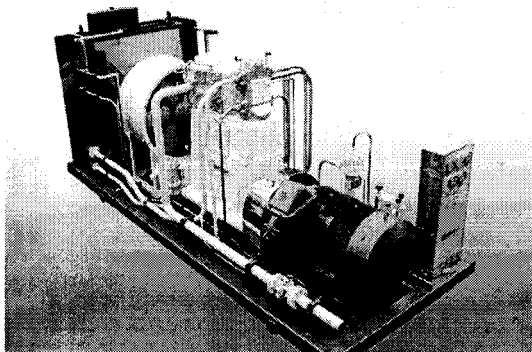


Рисунок 4.5. Загальний вигляд компресора 2BVTN/3

Для контролю за змащуванням компресора передбачено такі КВП:
індикатор рівня змащувального мастила кривошипно-шатунних механізмів;

індикатор рівня змащувального мастила циліндрів і сальників;
манометр для змащувального мастила кривошипно-шатунних механізмів;

регулятор (пресостат) для аварійної зупинки за низького тиску змащувального мастила в кривошипно-шатунних механізмах.

Дані щодо циліндрів і сальників подано в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7

Данні циліндрів і сальників

| Ступінь | 1-й | 2-й | 3-й |
|---|------------|------------|------------|
| Кількість циліндрів | 1 | 1 | 1 |
| Тип циліндра | змащуваний | змащуваний | змащуваний |
| Дія | подвійна | проста | проста |
| Оболонка | немає | є | є |
| Розточка, мм | 110 | 62 | 62/41 |
| Хід, мм | 175 | 175 | 175 |
| Генерований об'єм, м ³ /год | 111 | 19 | 10,7 |
| Об'ємний к.к.д. | 0.63 | 0,76 | 0,5 |
| Швидкість газу в клапанах, м/с | 43,7 | 33,6 | 25,7 |
| Кількість клапанів, всмоктування/нагнітання | 1/1 | 1/1 | 1/1 |
| Тип клапанів | кільцеві | кільцеві | кільцеві |
| Середня швидкість поршня, м/с | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| Діаметр штока, мм | 41 | 41 | 41 |
| Робочий тиск, кг/см ² | 55 | 90 | 250 |
| Тарування запобіжного клапана, кг/см ² | 85 | 170 | 275 |
| Максимально допустимий тиск у циліндрі, кг/см ² | 87 | 280 | 280 |
| Максимально допустима температура, °С | 180 | 180 | 180 |
| Тиск пневматичного випробування, кг/см ² | 85 | | |
| Тиск гідравлічного випробування, кг/см ² | 130 | 420 | 420 |
| Ступінь | 1-й | 2-й | 3-й |
| Розташування отворів всмокт./нагн. | бік/бік | бік/верх | бік/бік |
| Охолодження | є | є | є |
| Рекуперация сальника | атмосферна | атмосферна | атмосферна |
| Боковий відсік картера | відкритий | відкритий | відкритий |

Пуск і зупинку компресорів здійснюють залежно від тиску газу в акумуляторах.

У разі пониження тиску газу в акумуляторах до 210 кг/см² здійснюється послідовний пуск компресорів.

За досягнення тиску газу в акумуляторах 250 кг/см² здійснюється послідовна зупинка компресорів.

Послідовний пуск, як і зупинка, здійснюється за допомогою циклічного реле. Ефект впливу реле дещо запізнюється, програма реле устанавлюється відповідно до 6.3 регламенту.

Селекторний пристрій програмує порядок пуску компресорів СТП 320.30019801.022-2001 залежно від відпрацьованого кожним компресором часу.

Температура газу після кінцевого холодильника регулюється за допомогою регулятора температури, який впливає на роботу замкнутого циклу охолодження, і тримається в межах від 30 до 50°С.

Стосовно АГНКС поставляють компресори типу ЗГШ. Тип компресора – поршневий, крейцкопфний трирядний, п'ятиступінчастий, охолоджуваний повітрям, на W-подібній базі з номінальним поршневим зусиллям 1,6 тс. Компресор використовують у складі АГНКС 40...75, а також на компресорних пересувних автогазозаправниках (ПАГЗ).

Загальний вигляд компресора ЗГШ подано на рисунку 4.6, а технічну характеристику – в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8

Технічна характеристика компресорів ЗГШ1,6

| Назва параметра | Величина | | |
|---|----------------------|----------------------|----------------------|
| Тип компресора | ЗГШ1,6-1,2 / 1,5-230 | ЗГШ1,6-1,5 / 1,5-230 | ЗГШ1,6-2,4 / 1,5-230 |
| Надлишковий тиск на вході, в межах, МПа | 0,05...0,20 | | |
| Продуктивність станції, зведена до нормальних умов, нм ³ /год: | | | |
| при надлишковому тиску на вході 0,05 МПа | 108 | 135 | 191 |
| при надлишковому тиску на вході 0,2 МПа | 216 | 270 | 388 |
| Тиск газу кінцевий номінальний, не менше, МПа | 23 | | |
| Тиск мастила в системі | 0,20:0,45 | | |

| | | | |
|---|-------------|-------------|-------------|
| мастила механізму руху, в межах, МПа | | | |
| Номінальна частота обертання вала, с-1 (об/хв) | 12,25 (735) | 16,42 (985) | 16,42 (985) |
| Хід поршня, мм | 90 | | |
| Діаметри циліндрів, мм: | | | |
| I ступеня | 135 | 135 | 172 |
| II ступеня | 130 | 130 | 135 |
| III ступеня | 80 | 80 | 80 |
| IV ступеня | 45 | 45 | 43 |
| V ступеня | 28 | 28 | 32 |
| Діаметр штока, мм | 32 | | |
| Тип двигуна за ТУ 16-510.812 | 2B280S8Y2,5 | 2B280S6Y2,5 | 2B280M6Y2,5 |
| Номінальна потужність, кВт | 55 | 75 | 90 |
| Напруга мережі, В | 380 | 380 | 380 |
| Габаритні розміри компресора з електродвигуном у зборі, не більше, мм | | | |
| довжина | 1900 | 1900 | 1900 |
| ширина | 2150 | 2150 | 2150 |
| висота | 1450 | 1450 | 1470 |
| Маса компресора з електродвигуном у зборі, не більше, кг | 1750 | 1780 | 1850 |

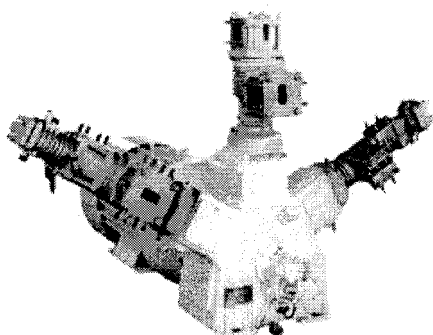


Рисунок 4.6. Загальний вигляд компресора ЗГШ1,6

На сучасному ринку компресорів в останній час почали застосовувати гідропоршневі компресори типу В 30-30. Їх установлюють на АГНКС-75БКВ та компресорних ПАГЗ. Загальний вигляд компресора подано на рисунку 4.7.

Компресорна установка має такі технічні характеристики:

Тиск газу на вході в АГНКС, МПа 3,0...7,5

Продуктивність, $\text{нм}^3/\text{год}$, залежно від вхідного тиску природного газу (3...7,5 МПа) 100...350

Тиск газу на виході з компресора, тах, МПа

I ст. до 20,0

II ст. до 22,5

Тиск газу в акумуляторі, МПа

I ст. до 20,0

II ст. до 22,5

Температура газу автомобіля, що йде на заправку, °С не вище 40

Максимальний тиск заправки

(тиск у балонах автомобілів), МПа, не більше 19,6

Система очищення і осушення сілікагелева з регенерацією

Температура точки роси за вологою

при тиску 19,62 МПа, °С мінус 30

Вид приводу компресора електродвигун, $N=22\text{кВт}$

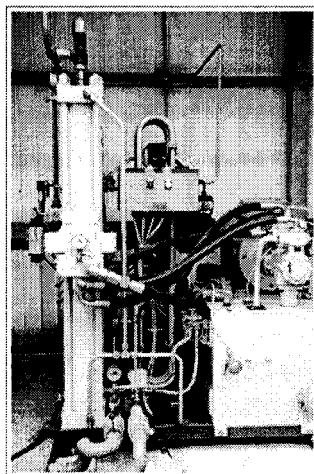
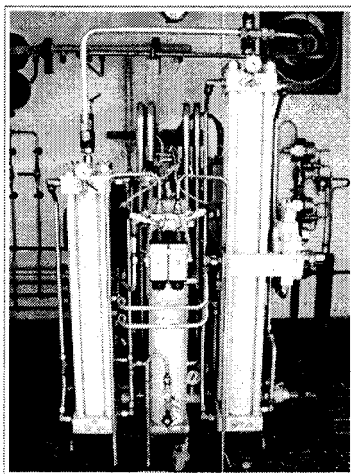


Рисунок 4.7. Компресор В 30-30

Гідропоршневі компресори випускають у модифікаціях В 10-10, В30-30 та В 50-30, які відрізняються встановленою потужністю 7,5 кВт, 22 кВт, 37 кВт відповідно і продуктивністю.

Після компримування газ слід осушити. На АГНКС, виготовлених до 1986 р., застосовують блок осушки АдМ-4 з продуктивністю 4 тис. м³/год, на робочий тиск 15–25 МПа. Для регенерації використовують газ температурою 320°C в кількості 200 м³ на цикл. Блок осушки призначено для видалення вологи з природного газу до температури точки роси мінус 70°C. На вітчизняних АГНКС блок осушки встановлюють на боці нагнітання компресорів, що забезпечує видалення машинного масла, яке потрапило в газ.

На сучасних АГНКС застосовують установку осушки БКУО-4/25. До комплекту входять три блоки: осушки, електропідігрівач і щит керування. Продуктивність установки – 4 тис. м³/год при робочому тиску 15–5 МПа. Перепад тисків на установці осушки – 0,6 МПа. Перемикання адсорберів здійснюється після падіння точки роси до мінус 55...58°C, що при розрахунковій витраті проходить не раніше, як за 8 год. Регенерація триває 3 год, процес охолодження – 4 год. Вологовідділювач продувають за 30 хв шляхом дистанційного вмикання вентиля продувки на 5 с.

У блочно-комплектних АГНКС на тиск входу 2,5–3,5 МПа, які поставляє Німеччина, блок осушки розташовано на боці всмоктування компресорів. Продуктивність установки осушки – 3,5 тис. м³/год. Період адсорбції триває 42 год. На відміну від вітчизняної установки осушки, в якій газ регенерації відбирається від основного потоку компримованого газу чи створюється завдяки одному з компресорів, в установці осушки виробництва Німеччини потік газу регенерації створюють спеціальний компресор.

На АГНКС для створення запасу газу та вирівнювання роботи компресорів використовують акумулятори газу [14]. За кордоном як акумулятори використовуються посудини середнього (80–100 дм³) і великого (800–1200 дм³) об'ємів. На вітчизняних АГНКС виробляються акумулятори у вигляді двох резервуарів об'ємом по 9 м³, сферичні ємності від 3 м³ до 5 м³ та набори ємностей різного об'єму зі штатних балонів (від 50 дм³ до 200 дм³). Резервуари зварні. До циліндричної частини приварено два сферичні дна завтовшки 100 мм. В одному з них є люк-лаз діаметром 400 мм. Особливістю резервуара є його циліндрична частина, яку виконано з трьох рулонних царг, що з'єднані електрошлаковою зваркою. Кожна царга має внутрішній циліндр з товщиною стінки 20 мм і шари листової сталі завтовшки 5 мм. Загальний набір становить 80 мм. Усе це вставляють у зовнішній кожух

завтовшки 10 мм. Отже, внутрішній діаметр резервуара – 1400 мм, а зовнішній – 1620 мм. Після гідровипробувань діаметр резервуара збільшується на величину до 8,4 мм.

На денці резервуара з люком-лазом є отвори для нагнітання й відбору газу діаметром по 25 мм і для дренажу діаметром 15 мм, а також для випуску повітря при гідровипробуваннях. Під час нормальної експлуатації два останні отвори заглушені. Також є спеціальні отвори для контролю міжшарових нещільностей, які за проєктом можуть сягати 6183 см^3 . Розріз акумулятора газу подано на рисунку 4.8.

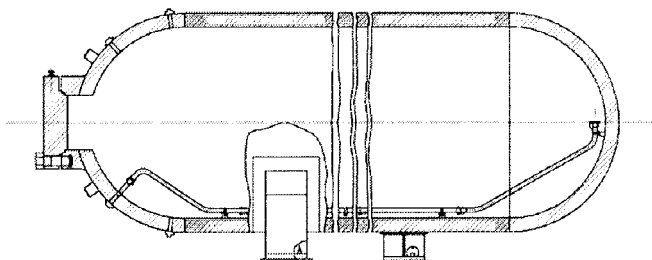


Рисунок 4.8. Акумулятор газу АГНКС-500

При експлуатації резервуара допускається 70 циклів на добу підйому і зниження тиску в межах 21–25 МПа. Причому темп зміни тиску не може перевищувати 1 МПа/хв. Під час початкового заповнення–опорожнення резервуара (0–25–0 або 0–15–0) швидкість підйому тиску не повинна перевищувати 5 МПа на 20 хв, а загальне число циклів не повинно перевищувати 1000 на 20 років експлуатації.

Крім того, на АГНКС-БК250 як акумулятори газу використовують сферичні ємності по 5 м^3 . Розріз акумулятора газу подано на рисунку 4.9.

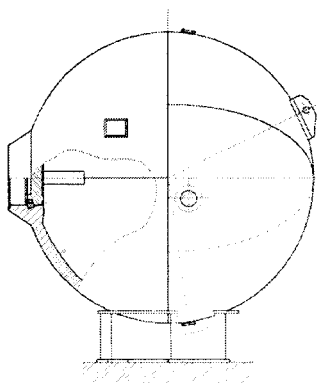


Рисунок 4.9. Акумулятор газу АГНКС-250

На АГНКС БКВ в разі акумуляторів газу використовують набори стандартних балонів для стисненого газу.

Стандартне компонування устаткування стаціонарної АГНКС-500 зображено на рисунку 4.10.

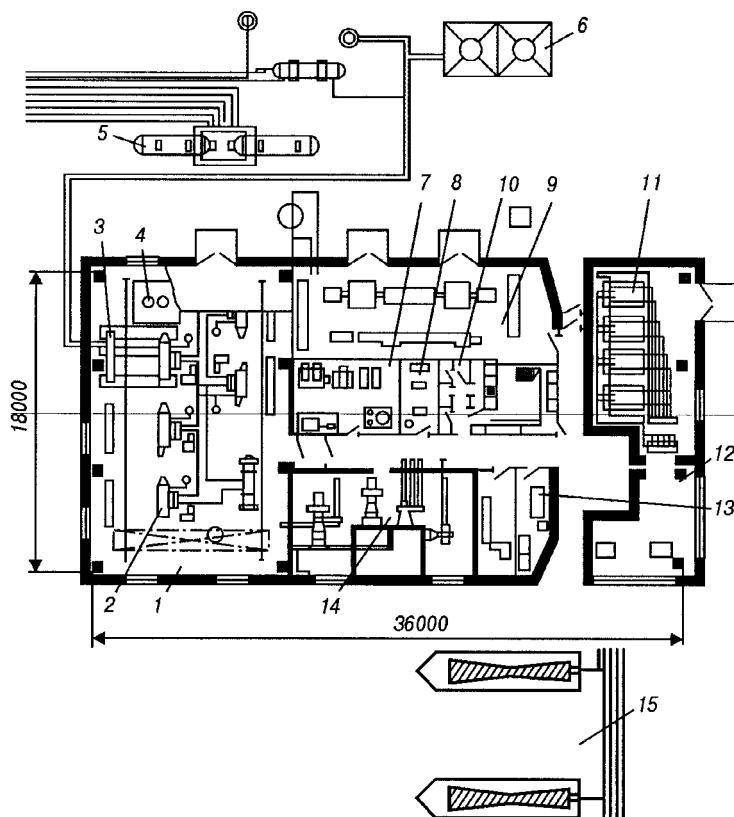


Рисунок 4.10. Компонування устаткування АГНКС-500

- 1 – компресорне відділення; 2 – компресор; 3 – холодильник;
 4 – блок осушки; 5 – акумулятори газу; 6 – АПО антифризу;
 7 – насосна антифризу; 8 – компресорна повітря; 9 – КТП;
 10 – побутові приміщення; 11 – відділення запірно-регулювальної
 арматури; 12 – операторна; 13 – кабінет начальника;
 14 – вентиляційна; 15 – бокс для заправки

Між компресорним відділенням та службовими приміщеннями розташовано бетонну перегородку завтовшки не менше 500 мм. В перегородці влаштовано перехідний тамбур. Тамбур виконано так, щоб при його проходженні не було наскрізного отвору.

АГНКС БК компонують залежно від потрібної продуктивності. При цьому змінюють кількість блок-боксів компресора. Компонувку обладнання АГНКС БК подано на рисунку 4.11.

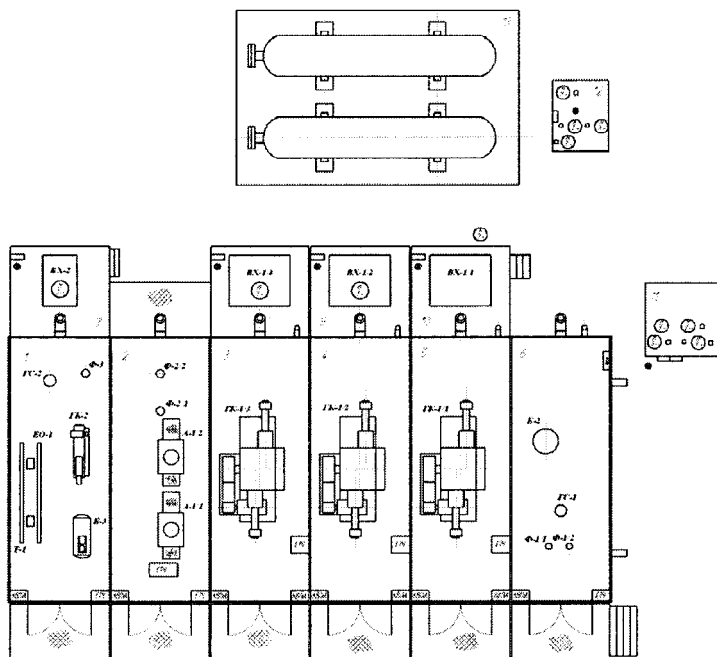


Рисунок 4.11. Компонування обладнання АГНКС-250 БК:

- 1 – блок-бокс компресора уставки осушення газу;
- 2 – блок-бокс осушення газу; 3,4,5 – блок-бокс компресора;
- 6 – блок-бокс входних фільтрів; 7 – блок холодильника установки осушення;
- 8,9,10 – повітряні холодильники компресорів;
- 11 – блок підігрівачів газу; 12 – блок входних кранів;
- 13 – акумулятори газу

На АГНКС БК побутові приміщення відділено від технологічних бетонною стінкою завтовшки 500 мм, але тамбура-шлюзу не передбачено. Переходити в компресорне відділення можна через територію АГНКС.

Стосовно сучасних АГНКС, які складаються з готових модульних станцій, компоновка обладнання регламентується лише правилами пожежної та вибухобезпеки. На станціях малої продуктивності (до 50-ти заправок на добу) автомобілі під'їжджають безпосередньо до боксу АГНКС, а операторна являє собою кіоск з касовим апаратом. Заходом безпеки між побутовими і технічними приміщеннями служать розриви між блоками устаткування. Компонування обладнання АГНКС Galileo подано на рисунку 4.12.

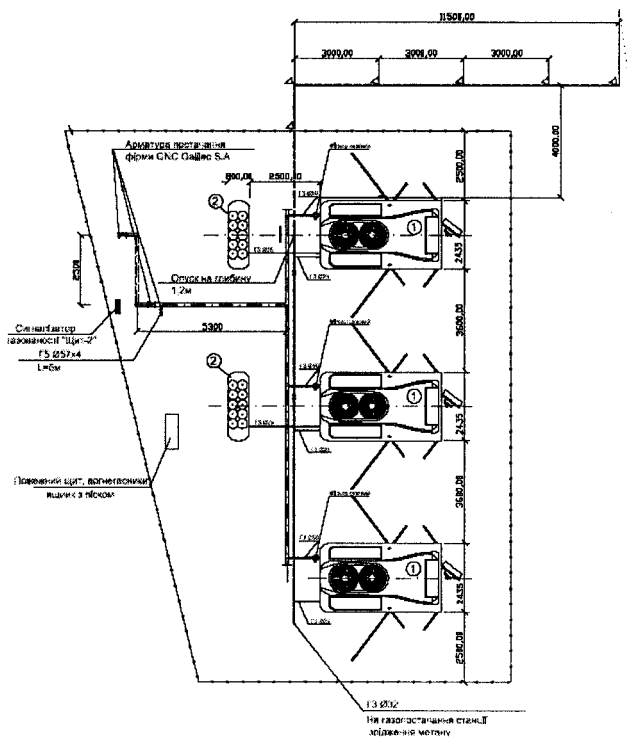


Рисунок 4.12. Компонування обладнання АГНКС Galileo

Розділ 5

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

Перед спорудженням АГНКС слід визначити потрібні основні експлуатаційні характеристики та транспортні потоки, здатні забезпечити станцію споживачами.

5.1. Визначення основних статистичних характеристик АГНКС

Основні параметри АГНКС залежать від принципу заправки автомобілів. Їх щонайменше два.

Заправка за принципом «перший прибув – першого і обслуговують». Автомобіль, що надходить, обслуговують негайно, якщо є вільна хоча б одна заправна колонка. Якщо в мить надходження автомобіля всі колонки зайняті та, крім того, є черга на обслуговування, то автомобіль, що надійшов, обслуговують у порядку черги.

Заправка шляхом формування груп автомобілів. Групу автомобілів розподіляють за боксами АГНКС, під'єднують до колонок, і потім усі автомобілі групи одночасно заправляють.

Нерегулярний характер надходження автомобілів на АГНКС дозволяє припустити, що першому способу треба надати перевагу. Але в окремих випадках зручніше застосовувати «груповий» спосіб заправки, який можна реалізувати в боксах для спареної заправки.

Для оптимізації основних параметрів АГНКС розглянемо математичну модель стосовно першого способу.

Припустімо, що на заправці одночасно перебуває m автомобілів, тобто число колонок для заправки – m (резервну колонку не враховуємо). Якщо всі колонки зайняті, то автомобіль, що надійшов, очікує в черзі на заправку. Коли на будь-якій колонці заправка закінчується, а в черзі є хоча б один автомобіль, то його відразу приймають на обслуговування. Якщо в мить надходження автомобіля вільні дві колонки, то їх обирають з однаковою ймовірністю. У цьому випадку ми маємо m -каналну систему масового обслуговування з очікуванням. Стан системи описується числом автомобілів $N(t)$, які перебувають на станції в мить часу t . Якщо $N(t) \leq m$, то всі автомобілі

заправляють, якщо $N(t) > m$, то m автомобілів заправляють, а $N(t) - m$ чекає у черзі.

Надходження автомобілів на АГНКС залежить як від часу, так і від характеру доби. В часі графік надходження автомобілів на АГНКС-500 має такий вигляд, як на рисунку 5.1.

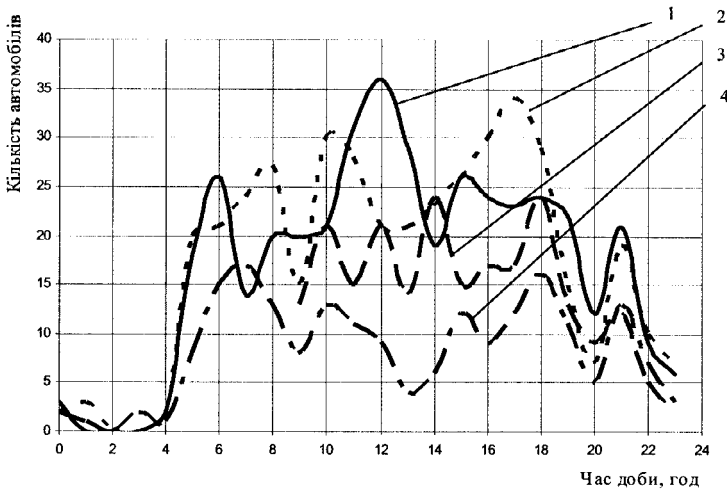


Рисунок 5.1. Характер надходження автомобілів на АГНКС

1 – робочий день, початок тижня; 2 – робочий день, середина тижня; 3 – святковий день; 4 – вихідний день

Як видно з рис. 5.1, максимум надходження автомобілів припадає на 9...10-ту годину ранку, тобто на початок робочого дня. Під час обідньої перерви виявляється спад надходження (13...15 год). Підвищення надходження в близько 17-ї години пов'язано з підготовкою до наступного робочого дня. Збільшення надходження автомобілів у нічні години викликано надходженням на АГНКС пересувних автогазозаправників.

Нерівномірний процес надходження автомобілів призводить до утворення черги на заправку. Графік перебування автомобілів у черзі подано на рисунку 5.2. Утворення черги в періоді відстає від надходження автомобілів приблизно на 60...80 хв. Максимальна тривалість перебування автомобіля в черзі може досягати 40 хв.

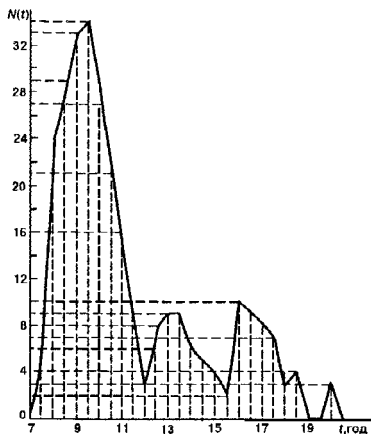


Рисунок 5.2. Перебування автомобілів у черзі на заправку

Аналогічна зміні кількості автомобілів і кількість заправленого газу (рисунок 5.3). Збільшення об'єму відпущеного газу в середині тижня о 22-й годині пояснюється заправкою ПАГЗ.

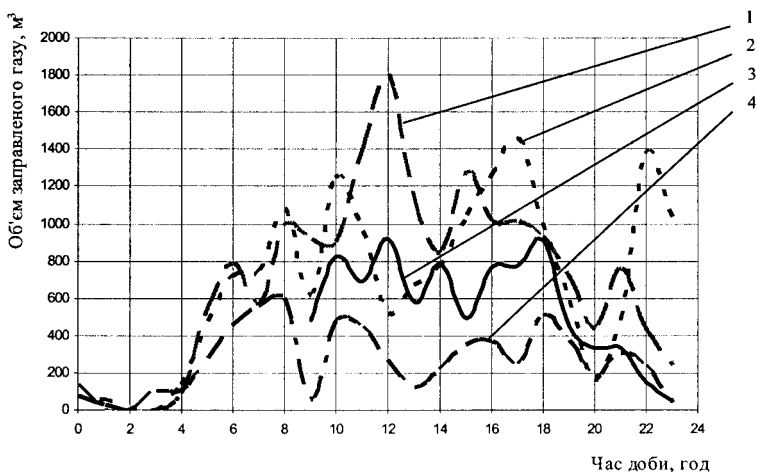


Рисунок 5.3. Характер зміни кількості заправленого газу АГНКС

1 – робочий день, початок тижня; 2 – робочий день, середина тижня; 3 – святковий день; 4 – вихідний день

Щодо величини заправки одного автомобіля, то вона істотно відрізняється і становить від декількох кубометрів до 100 м^3 і більше. Процес розподілу зміни об'єму заправки має хаотичний характер, проте при зведенні автомобілів у групи можна виявити певні закономірності, аналогічні характерові надходження автомобілів. Залежність об'єму заправки від кількості автомобілів для АГНКС-500 подано на рисунку 5.4.

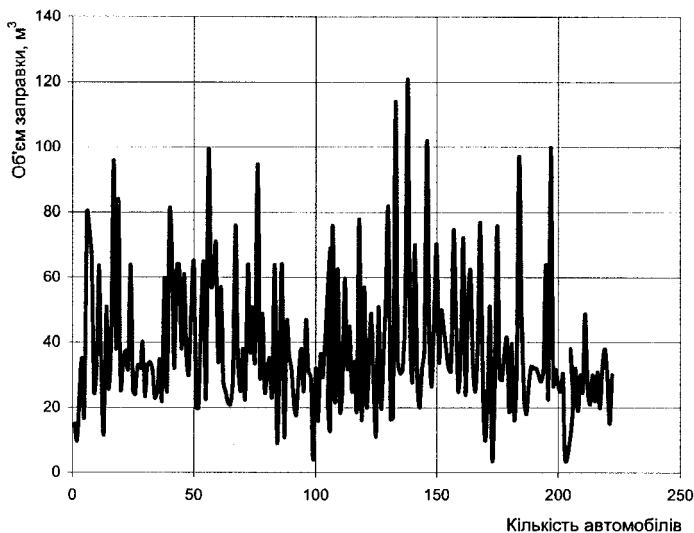


Рисунок 5.4. Розподіл об'єму заправки між автомобілями

Характер надходження автомобілів на АГНКС можна оцінити інтенсивністю надходження автомобілів на АГНКС, яка визначається відношенням числа автомобілів, що надходять на АГНКС, як функції часу $N(t)$ до проміжку реєстру автомобілів τ_c

$$\lambda = N(t) / \tau_c$$

Обслуговування автомобілів на станції оцінюється загальною інтенсивністю заправки. Загальна інтенсивність обслуговування визначається відношенням числа ГЗК, що працюють на АГНКС, m до тривалості заправки τ_3

$$\mu = m / \tau_3$$

Слід зауважити, що число ГЗК, що працюють, і тривалість заправки змінюються протягом доби, тому інтенсивність обслуговування в різний час доби може істотно відрізнятись.

Відношення інтенсивності надходження автомобілів на АГНКС до загальної інтенсивності обслуговування називається коефіцієнтом завантаження

$$V = \lambda/\mu.$$

Можна припустити, що тривалість обслуговування автомобілів має експонентний розподіл.

Стан АГНКС у мить часу t визначається числом автомобілів, що на ній перебувають. Позначивши ймовірність перебування на АГНКС n автомобілів як P_n , можна скласти граф переходів зі стану в стан (рисунок 5.5).

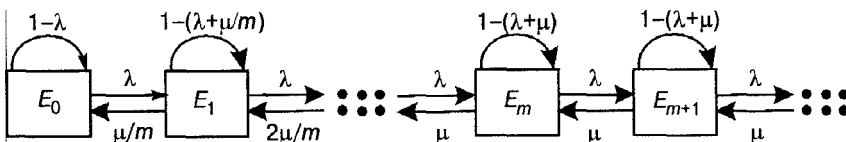


Рисунок 5.5. Граф переходів АГНКС

Побудований граф переходів дозволяє скласти систему алгебраїчних рівнянь з невідомими ймовірностями P_n . Слід відзначити, що ця система буде суттєво відмінна залежно від співвідношення числа автомобілів n і числа ГЗК m .

Якщо на АГНКС є вільні колонки, тобто $m \geq n$, система має вигляд

$$P_0\lambda - P_1\mu/m = 0,$$

$$P_1(\mu/m + \lambda) - P_0\lambda - P_22\mu/m = 0,$$

$$P_1(2\mu/m + \lambda) - P_1\lambda - P_33\mu/m = 0,$$

.....

$$P_n(\lambda + n\mu/m) - P_{n-1}\lambda - P_{n+1}(n+1)\mu/m = 0.$$

Для стану, коли число автомобілів переважає число ГЗК, тобто $n > m$, маємо:

$$P_{n+1}(\lambda + \mu) - P_n\lambda - P_{n+2}\lambda = 0,$$

.....

$$P_n(\lambda + \mu) - P_{n-1}\lambda - P_{n+1}\lambda = 0.$$

Загальний розв'язок цієї системи рівнянь має вигляд:

$$P_n = \begin{cases} \frac{m^n V^n}{n!} P_0 & \text{при } 0 < n \leq m, \\ \frac{m^n V^n}{m!} P_0 & \text{при } n > m, \end{cases}$$

де

$$P_0 = \frac{1}{\frac{m^m V^m}{m!(1-V)} + \sum_{n=1}^{m-1} \frac{n^n V^n}{n!}}.$$

Отже, якщо відома ймовірність, можна визначити основні ймовірнісні характеристики АГНКС.

Середнє число автомобілів, що перебувають на заправці:

$$\bar{j} = mV.$$

Середнє число автомобілів в черзі на заправку:

$$\bar{\eta} = \frac{m^m V^{m+1}}{m!(1-V)^2} P_0.$$

Середня тривалість заправки:

$$\bar{v} = m / \mu.$$

Середній час очікування в черзі:

$$\bar{\omega} = \frac{m^m V^m}{m!(1-V)^2 \mu} P_0.$$

Середнє число автомобілів, що перебувають на АГНКС:

$$\bar{n} = \bar{j} + \bar{\eta}$$

Середня тривалість перебування автомобіля на АГНКС:

$$\bar{U} = \bar{v} + \bar{\omega}$$

Середнє число вільних колонок:

$$\bar{I} = m - \bar{j}$$

Із практики експлуатації АГНКС для відсутності черги на заправку з імовірністю, яка не перевищує одну вимогу на заправку, коефіцієнт завантаження АГНКС повинен бути не вище 0,75.

5.2. Визначення оптимального числа газозаправних колонок

Максимальне і мінімальне число ГЗК на АГНКС визначають, виходячи з максимального числа компресорів, що працюють, їхньої подачі, середнього об'єму заправки автомобіля й числа автомобілів, які заправляють протягом визначеного часу:

$$m_{\max} = \left[\frac{M_p Q_k V}{Q_3} \right], \quad m_{\min} = \left[\frac{N(t)V}{t_0} \right],$$

де $[x]$ – ціла частка числа x ; M_p – число робочих компресорів; Q_k – подача компресора, м³/хв; Q_3 – середній об'єм заправки автомобіля, м³; t_0 – час, за який заправлено N автомобілів; V – коефіцієнт завантаження АГНКС.

За критерій оптимізації приймаємо сумарні втрати за одиницю часу від простою автомобілів у черзі й від простою заправних колонок. Вираз для визначення сумарних втрат має вигляд

$$K(m) = C_1 \bar{\eta} + C_2 \bar{l} \rightarrow \min,$$

де C_1 і C_2 – відповідно вартість втрат за одиницю часу від простою автомобіля в черзі та від простою однієї ГЗК.

Оптимальне число газозаправних колонок m^* , які забезпечують заправку заданого числа автомобілів за певний проміжок часу за умови мінімуму втрат, визначають із системи нерівностей

$$\begin{cases} K(m^* - 1) - K(m^*) > 0, \\ K(m^*) - K(m^* + 1) < 0. \end{cases}$$

5.3. Оптимальний об'єм акумуляторів газу

Акумулятори газу є досить дорогим пристроєм АГНКС. Так, вартість акумулятора газу приблизно дорівнює вартості компресорної установки. У свою чергу вартість залежить від геометричного об'єму. Отже оптимальним буде мінімальний об'єм акумуляторів газу, за якого АГНКС може працювати в плановому режимі.

Геометричний об'єм акумуляторів газу визначають, виходячи із забезпечення N заправок з акумулятора при вимкнених компресорах. При цьому тиск в акумуляторі падатиме від максимального (25 МПа) до мінімального (21–22 МПа) за проміжок часу, який дозволяє конструкція приводу компресора.

Щоб заправити певне число автомобілів \bar{J} із середнім об'ємом заправки Q_3 за певний заданий проміжок часу t_0 , компресори станції, кількість яких M , повинні мати сумарну подачу $Q_s^* = \bar{J}Q_3$ за ν хв. При цьому, якщо $Q_s^* < \bar{J}Q_3$, заправку здійснюють з акумулятора газу або від компресорів, що працюють. Тиск газу в акумуляторі падає. При $Q_s^* > \bar{J}Q_3$ тиск в акумуляторі росте до максимального.

Процес вмикання–вимикання компресорів здійснюється так. З установлених на АГНКС M компресорів M_0 (назвемо їх основними) призначені для заправки автомобілів. Інші $M_3 = M - M_0$ (назвемо їх резервними) призначено для резервування. У свою чергу з M_0 у роботі перебувають M_p (робочі), а інші M_i вмикають під час пікових навантажень.

Завдяки нерегулярному потокові надходження автомобілів на АГНКС виникає потреба періодично зупиняти компресор. Зрозуміло, що зі збільшенням об'єму акумулятора зменшується число зупинок.

Розгляньмо випадок, коли компресори вмикаються–вимикаються окремо один від одного. Приймемо, що в початковий період часу тиск в акумуляторі об'ємом $V_{ак}$ м³ дорівнює p_1 і з повною подачею працюють M_p компресорів: M_0 з M_p компресорів. Тоді загальна подача компресорів, що працюють, за V хв дорівнює

$$Q_v^{M_p+M_i} = (M_p + M_i)Q_k V.$$

Розгляньмо ситуацію, коли $Q_v^{M_p, M_i} > \bar{J}Q_3$. При роботі $(M_p + M_0)$ компресорів тиск газу в акумуляторі досягне максимального p_2 за T_1 хв:

$$T_1 = \frac{V_{ак} \Delta p v}{Q_v^{M_p+M_i} - \bar{J}Q_3},$$

де

$$\Delta p = \left[\frac{p_2}{z(p_2, T_c)} - \frac{p_1}{z(p_1, T_c)} \right] \frac{z(p_1, T_c)}{p_c},$$

де p_2, p_1 – тиск газу в балонах автомобіля в кінці та на початку заправки відповідно; p_c, T_c – стандартні умови, T_a – температура в акумуляторі.

Коли тиск сягне p_2 , відбудеться вимкнення M_i компресорів. Тиск в акумуляторі почне падати й досягне мінімального значення p_1 за T_2 хв:

$$T_2 = \frac{V_{ак} \Delta p v}{\bar{J} Q_3 - Q_v^{M_p}}.$$

Схему роботи компресорної установки подано на рис. 5.6.

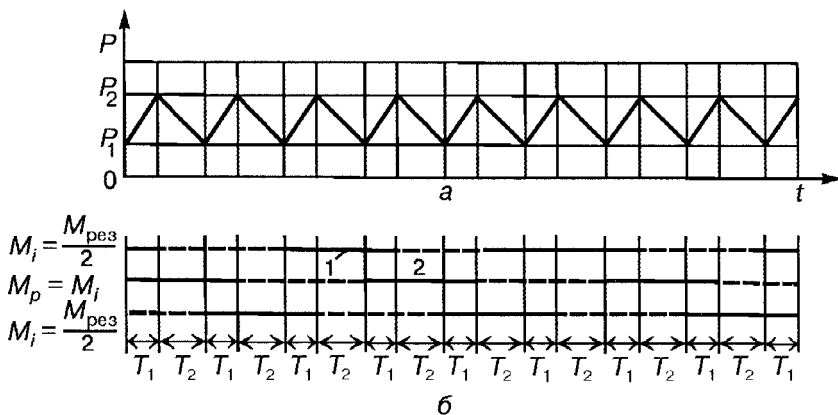


Рисунок 5.6. Режим роботи компресорної установки

a – зміна тиску в акумуляторі газу;
 b – час роботи компресорної установки
 1 – компресор у роботі; 2 – компресор зупинено

Після вмикання частини резервних компресорів процес вмикання–вимикання повториться.

На роботу компресорної установки накладають обмеження за числом зупинок–запусків. Протягом часу t_0 максимальне число вмикань–вимикань у розрахунок на один компресор буде

$$L = \frac{M_i}{M_0} \frac{t_0}{T_1 + T_2}.$$

Якщо ми підставимо в останню формулу значення часу запусків–зупинок T_1 і T_2 , то одержимо залежність числа запусків–зупинок від об'єму акумуляторів газу

$$L = \frac{M_i}{M_0} \frac{t_0}{\frac{V_{\text{ак}} \Delta p v}{Q_v^{M_p+M_i} - \bar{j} Q_3} + \frac{V_{\text{ак}} \Delta p v}{\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_p}}},$$

$$L = \frac{M_i}{M_0} \frac{t_0 (\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_p}) (Q_v^{M_p+M_i} - \bar{j} Q_3)}{V_{\text{ак}} \Delta p v \left[(Q_v^{M_p+M_i} - \bar{j} Q_3) + (\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_p}) \right]}.$$

Звідси

$$V_{\text{ак}} = \frac{M_i}{M_0} \frac{t_0 (\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_r}) (Q_v^{M_r+M_i} - \bar{j} Q_3)}{L \Delta p v \left[(Q_v^{M_r+M_i} - \bar{j} Q_3) + (\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_r}) \right]} =$$

$$= \frac{M_i t_0}{M_0 L \Delta p v} \frac{(\bar{j} Q_3 - Q_v^{M_r}) (Q_v^{M_r+M_i} - \bar{j} Q_3)}{Q_v^{M_i}}$$

Тому що $Q_v^{M_r+M_i} = Q_v^{M_r} + Q_v^{M_i}$.

У випадку, коли всі резервні компресори вмикаються і вимикаються одночасно, $M_0 = M_{\text{рез}} = M_i$. Тоді

$$V_{\text{ак}} = \frac{t_0 \bar{j} Q_3 (Q_v^{M_0} - \bar{j} Q_3)}{L \Delta p v Q_v^{M_0}}$$

У випадку, коли $Q_v^{M_r+M_i} = \bar{j} Q_3$, компресорні установки працюють без зупинок.

Якщо $Q_v^{M_r+M_i} < \bar{j} Q_3$, проектне число заправок не забезпечується, тому така АГНКС може функціонувати лише за параметрами, які будуть нижчі за проектні.

5.4. Оптимальні параметри системи охолодження газу

При компримуванні природний газ досить істотно нагрівається. Тому, щоб запобігти руйнуванню конструкції, газ охолоджують. Для охолодження використовують теплообмінники типу «труба в трубі».

Потужність багатоступінчастого компримування можна визначити за формулою

$$N_{\text{к}} = M_{\text{г}} \left[C_{p_1} T_{\text{вс}_1} \left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \sum_{i=2}^s C_{p_i} T_{\text{вс}_i} \left(\varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right],$$

де $M_{\text{г}}$ – масова подача компресора, кг/с; $T_{\text{вс}}$ – температура газу на вході в ступінь, К; ε – ступінь підвищення тиску ступеня; k – показник адиабати; C_p – середньомасова теплоємність; s – кількість ступенів підвищення тиску; $1, i$ – номери ступенів підвищення тиску.

Запішімо рівняння теплового балансу для системи газ-вода у вигляді

$$M_{\Gamma} C_{p_{\Gamma_1}} (T_{\Pi_1} - T_{B_{i+1}}) = M_B C_{p_B} (T_0^B - T_{\Pi}^B),$$

де індекс «Г» відноситься до газу, а «В» – до води; $T_{n,i}, T_{\Pi}^B$ – початкова температура газу та води відповідно; T_n, T_0^B – кінцева температура газу і води відповідно.

Звідси досить легко визначити витрату води:

$$M_B = M_{\Gamma} \frac{C_{p_{\Gamma}}}{C_{p_B}} \frac{T_{\Pi_1} - T_{B_{i+1}}}{T_0^B - T_{\Pi}^B} = M_{\Gamma} \frac{C_{p_{\Gamma}}}{C_{p_B}} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \frac{T_{B_i} - T_{B_{i+1}}}{T_0^B - T_{\Pi}^B}.$$

Затрати потужності насосів, що подають воду в систему охолодження [25]:

$$N_{\text{ох}} = \frac{M_B H g}{\eta_H} = \frac{g M_{\Gamma} H}{\eta_H} \frac{C_{p_{\Gamma}}}{C_{p_B}} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \frac{T_{B_i} - T_{B_{i+1}}}{T_0^B - T_{\Pi}^B}.$$

де η_H – коефіцієнт корисної дії насосної установки.

Втрати напору в системі охолодження визначають потрібний напір насоса:

$$H = \lambda \frac{l W^2}{d 2g} = \lambda \frac{8 M_B^2}{d^5 \pi^2 g \rho^2} = \lambda \frac{8 l}{d^5 n^2 g \rho^2} \left(M_{\Gamma} \frac{C_{p_{\Gamma}}}{C_{p_B}} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \frac{T_{B_i} - T_{B_{i+1}}}{T_0^B - T_{\Pi}^B} \right)^2,$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу; l – довжина труб системи охолодження; d – внутрішній діаметр труби системи охолодження; ρ – густина охолоджувальної рідини; g – прискорення вільного падіння.

Тоді затрати потужності на перекачку охолоджувальної рідини:

$$N_{\text{ох}} = \lambda \frac{8 l}{d^5 n^2 \rho^2 \eta_H} \left(M_{\Gamma} \frac{C_{p_{\Gamma}}}{C_{p_B}} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} \frac{T_{B_i} - T_{B_{i+1}}}{T_0^B - T_{\Pi}^B} \right)^3.$$

Загальні затрати потужності на підготовку компримованого газу:

$$N_{\text{заг}} = M_{\text{г}} \left[C_{p_1} T_{\text{вс1}} \left(\varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \sum_{i=2}^n C_{p_i} T_{\text{вс1}} \left(\varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \lambda \frac{8l}{d^5 n^2 \rho^2 \eta_n} \left(M_{\text{г}} \frac{C_{p_i} \varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} T_{\text{в1}} - T_{\text{вi+1}}}{C_{p_v} T_0^k - T_n^k} \right)^3 \right]$$

Припустивши, що температура газу на вході кожного ступеня стискування, починаючи з другого, однакова, визначимо оптимальний ступінь охолодження з рівняння

$$\frac{\partial N_{\text{заг}}}{\partial T_{\text{в}}} = 0.$$

Розділ 6

КОМПРИМУВАННЯ ГАЗУ

Компримування газу є основною технологічною операцією АГНКС, тому приділімо цьому процесові більше уваги.

6.1. Теоретичний робочий процес ступеня поршневого компресора

Одноступінчатим називають компресор, що підвищує тиск газу від початкового p_1 до кінцевого p_2 в робочій камері (циліндрі). Величину p_1/p_2 називають відношенням тиску і позначають ε .

У поршневих компресорах відбуваються складні робочі процеси. Для полегшення їх розуміння розглянемо теоретичний процес. Він містить у собі основні елементи реального процесу, але без ускладнювальних явищ, що супроводжують реальний компресорний цикл.

У теоретичному робочому процесі одноступінчатого компресора приймаються такі допущення: 1) у компресорі стискається середовище, що підкоряється законові ідеального газу; 2) відсутні газодинамічні опори руху газу в проточній частині; 3) відсутній теплообмін між газом і стінками проточної частини; 4) ущільнення поршня і клапани в закритому стані абсолютно герметичні; 5) відсутні мертві простори; 6) відсутні коливання тиску газу до і після компресора; 7) тертя в механізмі руху компресора відсутнє.

Основними параметрами компресора є його продуктивність, а також технічна робота і потужність, що витрачаються на привід компресора за заданих зовнішніх умов.

Під продуктивністю розуміють кількість газу, що подається споживачеві компресором за одиницю часу. Якщо продуктивність виражена масою газу, що подається в одиницю часу, то її називають масовою і позначають літерою m . Нерідко продуктивність виражають в одиницях об'єму, тоді її називають об'ємною продуктивністю і позначають V . Об'ємна продуктивність, як правило, виражається при тиску і температурі газу перед всмоктувальним патрубком компресора, тобто при p_n і T_n .

За один оберт колінчастого вала при теоретичному процесі всмоктується об'єм газу, що дорівнює творові площі поршня F на максимальний хід поршня h_{\max} . Оскільки клапан і ущільнення поршня абсолютно герметичні, то це кількість газу, подана споживачеві.

Об'ємну продуктивність при теоретичному процесі визначають за формулою

$$\bar{V} = F \cdot h_{\max} \cdot n = V_h \cdot n = \bar{V}_h,$$

де n – частота обертання вала, с^{-1} ; $F \cdot h_{\max} = V_h$ – об'єм, який описує поршень за хід; $V_h \cdot n = \bar{V}_h$ – об'єм, який описує поршень за секунду.

Масову продуктивність компресора при теоретичному процесі визначають за формулою

$$\bar{m}_T = \rho_n \cdot \bar{V}_h,$$

де ρ_n – густина газу перед всмотувальним патрубком компресора.

У допущеннях, прийнятих для теоретичного процесу, вказувалося на відсутність газодинамічних опорів руху газу і теплообміну із стінками проточної частини компресора, тому густина газу в процесі всмоктування постійна і дорівнює ρ_n .

В одноступеневому компресорі подвійної дії з дисковим поршнем робочі камери в циліндрі утворюються по обидва боки поршня (рисунок 6.1). Масу газу, що подається за один оберт вала, визначають за формулою

$$m_T = \rho_n \left[F \cdot h_{\max} + (F - f) h_{\max} \right],$$

де f – площа перерізу штока, що сполучає поршень з кривошипно-шатунним механізмом.

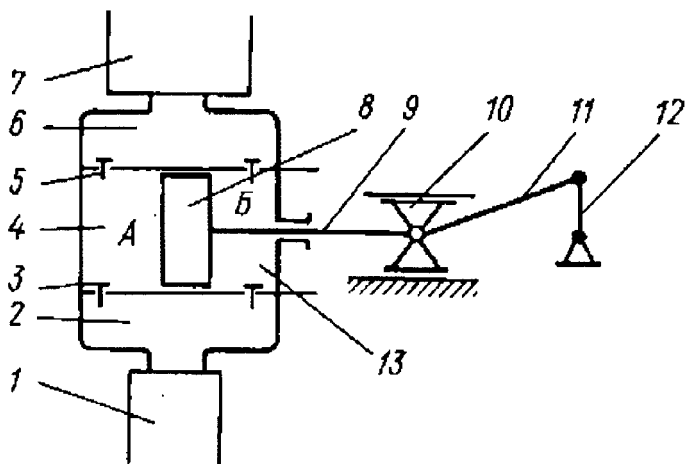


Рисунок 6.1. Схема одноступінчатого компресора з дисковим поршнем

1 – порожнина низького тиску; 2 – порожнина всмоктувальних клапанів; 3 – клапани лінії всмоктування; 4 – порожнина циліндра; 5 – клапани лінії нагнітання; 6 – порожнина нагнітальних клапанів; 7 – порожнина високого тиску; 8 – поршень; 9 – шток; 10 – кривкошп; 11 – шатун; 12 – кривошип; 13 – порожнина циліндра

Секундну продуктивність компресора визначають рівняннями:

$$\bar{m}_T = \rho_n \cdot F \cdot h_{\max} \cdot n(2 - f/F),$$

$$\bar{V}_T = F \cdot h_{\max} \cdot n(2 - f/F)$$

Якщо одноступінчатий компресор має i однакових робочих камер (циліндрів), то його продуктивність

$$\bar{m}_T = i \cdot \rho_n \cdot \bar{V}_h$$

Схему шляху газу в одноступеневому компресорі зображено на рисунку 6.2.

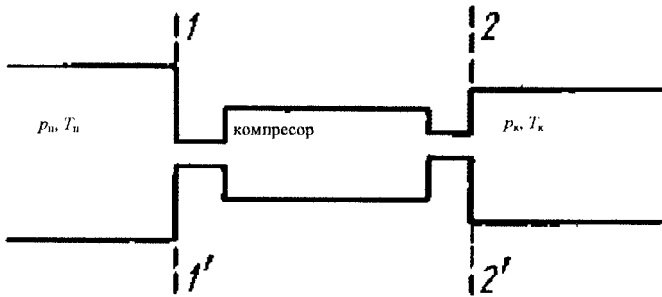


Рисунок 6.2. Схема руху газу в компресорі

*1 – 1' – переріз трубопроводу до входу в компресор;
2 – 2' – переріз трубопроводу після виходу з компресора*

Компресор всмоктує газ з ємності з тиском газу p_n , стискає його і виштовхує в ємність з вищим тиском p_k . Розглянемо зміну енергії газу при його переміщенні через компресор, використовуючи диференціальне рівняння енергії потоку в механічній формі для одиниці маси газу

$$de = \frac{dc}{d\tau} ds + g \frac{\partial z}{\partial s} ds + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial h_w}{\partial s} ds \quad (6.1)$$

де de – приріст питомої енергії газу; c – швидкість потоку; τ – час; g – прискорення вільного падіння; z – положення центру тяжіння елемента газу над площиною порівняння; h_w – питомі витрати енергії на подолання потоком газу тертя і місцевих опорів; s – шлях газу.

Для визначення приросту енергії газу при переміщенні проточною частиною компресора слід провести інтеграцію рівняння вздовж шляху s . Проінтегруймо перший доданок рівняння (6.1)

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{dc}{d\tau} ds = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{dc}{d\tau} c d\tau = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

де c_1 і c_2 – швидкості газу на вході і виході з компресора.

Результатом інтеграції є приріст питомої кінетичної енергії газу при його проходженні компресора. В поршневих компресорах швидкості газу на вході c_1 і виході c_2 з компресора невеликі і близькі за значенням. Зміною кінетичної енергії тому можна нехтувати порівняно з іншими доданками рівняння (6.1).

Проінтегруймо другий доданок

$$\int_{s_1}^s g \frac{\partial z}{\partial s} ds = (z_2 - z_1) g$$

де z_1 і z_2 , – положення центру тяжіння елемента газу над площиною порівняння при вході і виході з компресора.

Звичайна зміна енергії положення дуже невелика, оскільки вхідний і вихідний патрубків компресора розташовуються на близьких рівнях, і цією зміною також можна нехтувати порівняно з іншими доданками.

Розгляньмо третій інтеграл:

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau \quad (6.2)$$

Тиск p залежить від часу τ і місця положення елемента в проточній частині. Повний диференціал тиску визначають за формулою

$$dp = \frac{\partial p}{\partial s} ds + \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau$$

Отже

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} ds = \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau$$

Перший інтеграл у рівнянні (6.2) при $p_1 = p_n$ і $p_2 = p_k$ можна подати в такому вигляді:

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} = \int_{p_n}^{p_k} v dp \quad (6.3)$$

При теоретичному процесі робоча камера герметична і немає теплообміну між газом і стінками. Отже, процес стиснення адіабатний. Виразімо змінний питомий об'єм v через параметри газу на початку всмоктування p_n , v_n і змінний тиск p

$$v = v_n p_n^{1/k} \frac{1}{p^{1/k}} \quad (6.4)$$

Замінімо змінний об'єм у рівнянні (6.3) його виразом з рівняння (6.4)

$$\int_{p_n}^{p_k} v_n p_n^{1/k} \frac{1}{p^{1/k}} = v_n p_n^{1/k} \int_{p_n}^{p_k} \frac{1}{p^{1/k}}$$

Провівши інтегрування, отримаємо

$$v_n p_n^{1/k} \int_{p_n}^{p_k} \frac{1}{p^{1/k}} = \frac{k}{k-1} p_n v_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

При теоретичному процесі прийнято допущення про відсутність коливань тиску газу перед всмоктувальним і після нагнітального патрубку ($\partial p / \partial \tau = 0$), тому другий інтеграл у рівнянні (6.2) дорівнює нулю.

Втрати на тертя відповідно до прийнятих допущень також відсутні, тому останній інтеграл рівняння (6.1)

$$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial h_w}{\partial s} ds = 0$$

У зв'язку з викладеним приріст питомої енергії газу при проходженні компресора визначатиметься за формулою

$$e_{1-2} = \int_{p_n}^{p_k} v dp = \frac{k}{k-1} p_n v_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Якщо кількість газу, що пройшла через компресор, m , то приріст енергії газу E_{1-2} визначиться рівнянням

$$E_{1-2} = \frac{k}{k-1} m \cdot p_n \cdot v_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Цей приріст енергії газу повинен надати двигун, потужність якого N_d витрачається на стиснення і переміщення газу N_i і на подолання тертя в деталях механізму руху, $N_{\text{теп}}$.

Оскільки згідно зі зробленим допущенням тертя відсутнє, то потужність N_d , що підводиться, дорівнює індикаторній

$$N_i = \frac{k}{k-1} m \cdot p_n \cdot v_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Питома індикаторна робота $l_i = e_{1-6}$.

6.2. Дійсний робочий процес в одноступінчатому компресорі

Реальний робочий процес одноступінчатого компресора відрізняється від теоретичного тим, що жодне з прийнятих допущень не дотримується. У реальному процесі існують опори рухові газу, теплообмін зі стінками проточної частини. Внаслідок негерметичності ущільнень поршня і клапанів у закритому положенні виникає масообмін газу в циліндрі з сусідніми порожнинами. Впливає на зміну тиску в процесах всмоктування і нагнітання і динаміка руху закривальних органів клапанів. Але найбільше впливає на процес об'єм газу, не витиснений з циліндра в кінці нагнітання, внаслідок наявності мертвого простору.

У компресорах стискаються реальні гази, які далеко не завжди і навіть не всі підкоряються законам ідеального газу. Це може значно змінити продуктивність і особливо витрати роботи на стиснення і переміщення газу. В реальному компресорі існує і тертя в механізмі руху компресора, на подолання якого треба докласти зусиль.

Розгляньмо детальніше процеси, що відбуваються в циліндрі і порожнинах всмоктування і нагнітання компресора (рисунок 6.3).

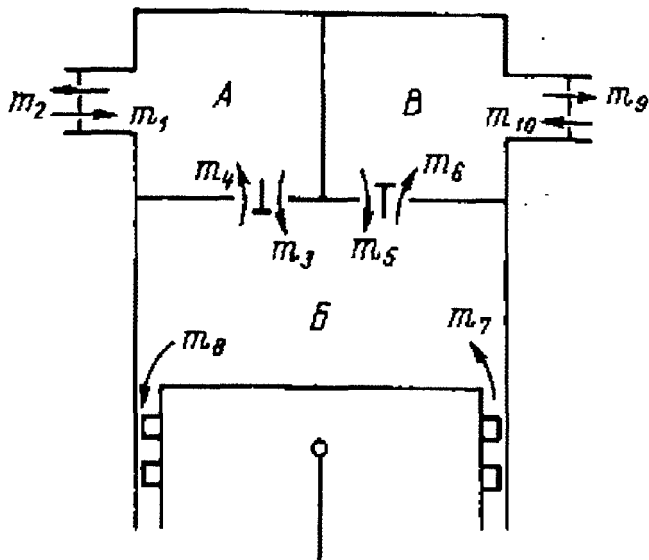


Рисунок 6.3. Схема потоків газу в одноступеневому компресорі з тронковим поршнем

A – порожнина всмоктувальних клапанів; Б – порожнина циліндра; В – порожнина нагнітальних клапанів

У проточну частину компресора газ надходить через всмоктувальний патрубок і потім у порожнину всмоктування із змінною за величиною швидкістю. Через опори рухові газу тиск перед всмоктувальним патрубком p_n буде більший від тиску в порожнині всмоктування $p_{п.в.}$ на величину $\Delta p_{п.в.}$, пропорційну квадратові швидкості газу в патрубку. Оскільки швидкість змінна за часом, то і $\Delta p_{п.в.}$ теж змінне. Внаслідок теплообміну з нагрітими стінками порожнини всмоктування і масообміну з газом у циліндрі через негерметичності перекриття каналів температура газу в порожнині підвищуватиметься і $T_{п.в.} > T_n$. Максимум температури відповідає моменту відкриття каналів, а мінімум – моменту їх закриття. Розмах коливань температури залежатиме від організації охолодження стінок порожнини всмоктування, герметичності клапанів і режиму роботи ступеня.

Надходження газу з порожнини всмоктування в циліндр, забезпечений клапанами, починається, як тільки тиск газу в циліндрі $p_{ц}$ стане менший, ніж $p_{п.в.}$. Якщо ступінь забезпечено керованим від колінчастого вала золотниковим механізмом, то відкриття вікон всмоктування відбудеться при заданому куті повороту вала. Рух газу в проточній частині клапанів або вікнах всмоктування відбувається також із змінними швидкостями, викликаними змінною швидкістю поршня. Різниця між тиском у порожнині всмоктування і тиском у циліндрі становитиме

$$\Delta p_{ц} = p_{п.в.} - p_{ц}$$

Вид лінії всмоктування в ступенях з автоматичними клапанами залежить від руху пластин клапанів. Коливання висоти підйому пластини викличуть зміну площі прохідного перерізу щілин клапанів і, отже, їх опори. Зрештою виникають коливання тиску в циліндрі в процесі всмоктування.

Температури стінок циліндра, його кришки і поршня під час роботи ступеня вищі, ніж температура всмоктуваного газу, тому відбувається конвективний теплообмін між стінками і газом, що викликає підігрів газу.

Крім того, за час процесу всмоктування через нещільність пристроїв, що перекривають канали між порожниною нагнітання і циліндром, відбувається надходження в циліндр гарячих газів з порожнини нагнітання. Останнє теж призводить до підвищення температури всмоктуваного газу. Температура газу в циліндрі $T_{ц}$ буде більша, ніж $T_{п.в.}$ і $T_{п.}$

Процес всмоктування закінчується у мить перекриття каналів, що сполучають циліндр з порожниною всмоктування. У ступенях з автоматичними клапанами це відбувається при зміні напрямку руху поршня і зменшенні об'єму циліндра.

З миті закриття каналів лінії всмоктування циліндр практично є замкнутим об'ємом. Рух поршня до кришки викличе зменшення цього об'єму, при цьому тиск і температура газу, що заповнює циліндр, будуть рости. Цей процес називають стисненням. Процес стиснення газу в реальному циклі дуже складний унаслідок комплексу побічних явищ, що супроводжують його.

Поверхні циліндра, поршня, клапанної плити, що контактують з газом, мають температуру на початку стиснення вищу, ніж температура газу. Теплота передається від стінок до газу, тобто відбувається стиснення з підведенням тепла. Крім того, через нещільність закритих клапанів лінії нагнітання гарячий газ перетікає в циліндр, збільшуючи в нім масу газу та підвищуючи температуру. В результаті цих явищ підвищення тиску газу в циліндрі буде інтенсивніше, ніж при адіабатному процесі з постійною масою газу. Миттєвий показник політропи на початку стиснення більший від показника адіабати $n_c > k$.

У міру зменшення об'єму циліндра і підвищення в ньому тиску і температури газу остання стає вищою за температуру поверхні стінок. В результаті цього теплообмін змінить свій напрям, тобто газ почне віддавати теплоту стінкам. Миттєвий показник політропи n_c стане менший за k .

У міру стиснення потоки газу з порожнини нагнітання в циліндр через нещільність знижуються через зменшення різниці тиску між порожнинами. Знижується також і різниця температур газу, який міститься в цих порожнинах, що зменшує підігрів газу в циліндрі. Якщо на початку стиснення потік газу через нещільність всмоктувальних клапанів з циліндра був малий через малу різницю тиску в циліндрі і порожнині всмоктування, то до кінця стиснення він зростає. Витрата газу через нещільність ущільнень поршня також зростає. В результаті маса газу в циліндрі починає зменшуватися. При перевищенні тиску в циліндрі $p_{ц}$, тиску в порожнині нагнітання $p_{п.н.}$ відбудеться відкриття клапанів лінії нагнітання і циліндр з'єднається з порожниною нагнітання. Якщо ступінь має золотникове управління потоками газу, то незалежно від тиску нагнітання канали, які сполучають циліндр і порожнину нагнітання, відкриються при наперед заданому куті повороту вала.

З миті відкриття нагнітальних клапанів процес стиснення закінчується і починається витіснення газу з циліндра в порожнину нагнітання через клапани і сполучні канали. Щілини клапанів і канали, що сполучають циліндр з порожниною нагнітання, є опорами руху газу, і тому в цьому процесі тиск у циліндрі $p_{ц}$ вищий за тиск у порожнині нагнітання $p_{п.н.}$ на $\Delta p_{2ц}$.

Вид лінії нагнітання значною мірою залежить від співвідношення об'ємів циліндра і порожнини нагнітання, швидкості поршня, динаміки руху пластин клапанів і організації відведення газу з порожнини нагнітання.

Діаграми руху запірних органів пластин клапана мають часте коливання, за яких відбувається зміна площі щілини, а отже, і її опору. Останнє викличе і коливання тиску газу в циліндрі за цей процес.

Оскільки стінки циліндра, поршень і кришки циліндра мають нижчу температуру, ніж газ, то за час нагнітання відбувається інтенсивне охолодження газу. В процесі нагнітання витрати газу через нещільність клапанів лінії всмоктування і ущільнення поршня мають найбільше значення.

Перетоки газу через нещільність клапанів лінії всмоктування в процесі розширення газу з мертвого простору зменшують масу газу в циліндрі. Витоки через нещільність тронкового поршня створюють таку ж дію. Вони збільшують уявний показник політропи процесу. На початку процесу розширення потоки газу через ці нещільності великі і показник політропи розширення $n_p > k$.

В кінці розширення зростає витрата газу через нещільність нагнітальних клапанів. Через малі різниці тиску між порожнинами всмоктування і циліндром витрати через нещільність всмоктувальних клапанів прагнуть до нуля. Зменшуються також і витоки через ущільнення поршня, внаслідок чого маса газу в циліндрі починає збільшуватися. Крім того, гарячий газ перетоків через нагнітальні клапани підігріває газ у мертвому просторі. Все це призводить до зменшення величини уявного показника політропи ($n_p < k$).

Температура газу в кінці розширення може бути нижча або вища за температуру всмоктуваного газу. Все залежить від організації охолодження поверхонь, що контактують з газом, який розширюється, герметичності клапанів і ущільнень поршня. Якщо охолодження стінок організовано погано і клапани лінії нагнітання негерметичні, то в кінці розширення газ матиме температуру вищу за температуру всмоктуваного газу.

При випробуванні компресорів записують тиск, а останнім часом і миттєву температуру газу в циліндрі залежно від кута повороту вала φ за допомогою малоінерційних давачів і будують криві, які називаються діаграмами тиску і температурними діаграмами. За допомогою цих діаграм аналізують процеси в циліндрі й інших порожнинах, а також визначають недоліки в роботі ступеня.

Зміни (пульсації) тиску в різних порожнинах проточної частини одноступінчатого компресора залежно від об'єму циліндра $V_{ц}$ показано на рисунку 6.4.

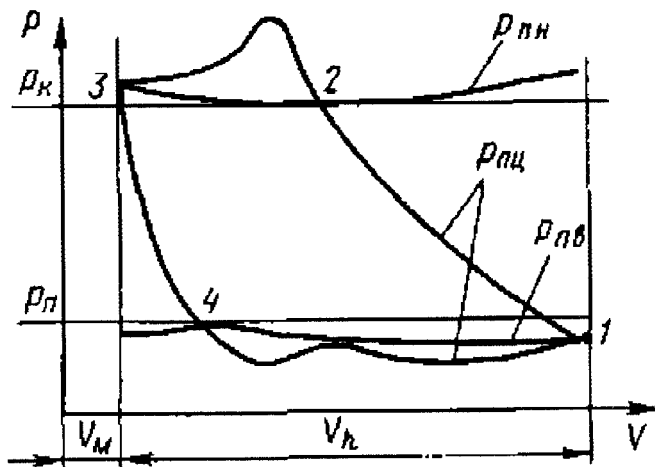


Рисунок 6.4. Криві зміни тиску залежно від об'єму циліндра

1–2 – стиснення; 2–3 – нагнітання; 3–4 – розширення;
4–1 – всмоктування газу

$p_{n.v}$ – в порожнині всмоктування; $p_{n.n}$ – в порожнині нагнітання;
 $p_{n.c}$ – в порожнині циліндра

Як видно з рисунка, реальна індикаторна діаграма відрізняється від теоретичної. Це відбувається тому, що в реальному процесі не виконуються допущення, прийняті при теоретичному процесі. Слід зазначити, що пониження тиску в циліндрі нижче за початковий, а підвищення температури вище за початкову в мить кінця всмоктування понизить продуктивність компресора. Втрати тиску при всмоктуванні і нагнітанні підвищують питому індикаторну роботу.

6.3. Продуктивність одноступінчатого компресора при дійсному процесі

Дійсні об'ємна \bar{V}_n і масова \bar{m}_d продуктивності компресора менші від відповідних теоретичних $\bar{V}_c = \lambda \cdot \bar{V}_T$; $\bar{m}_d = \lambda \cdot \bar{m}_T$, де $\lambda < 1$ – коефіцієнт подачі.

Припускаючи ідентичність робочих процесів за кожен цикл, можна подати коефіцієнт λ як відношення маси газу m_d , який подає

компресор споживачеві за кожен цикл при дійсному процесі, до маси m_T , що подається при теоретичному процесі

$$\lambda = m_d / m_T \quad (6.5)$$

Маса свіжого газу $m_{св}$, що засмоктується в компресор за кожен цикл, буде більша від маси, що подається споживачеві на величину зовнішніх витоків. Секундну витрату витоків позначатимемо $\bar{m}_в$, а масу газу витоків за цикл – $m_в$.

Рівняння (6.5) можна подати у вигляді

$$\lambda = m_{с.в} / m_T - m_в / m_T \quad (6.6)$$

Вираз для коефіцієнта λ має різний вигляд залежно від того, як здійснюється газорозподіл у ступені – примусово або за допомогою автоматичних (самодіючих) клапанів. Отримаємо спочатку вираз для коефіцієнта λ ступеня з примусовим (золотниковим) газорозподілом.

Розгляньмо найпростішу конструкцію одноступінчатого компресора, що має тільки один циліндр і в нім одну робочу камеру, тобто ступінь з тронковим поршнем (рисунок 6.5).

У цих ступенях процеси всмоктування закінчуються при максимальному об'ємі циліндра, тобто в нижній мертвій точці. Маса газу, що заповнює циліндр у цю мить (рисунок 6.5), визначається за формулою

$$(V_h + V_m) \cdot \rho_1 = m_{с.в} + m_m + m_{п}^* - m_{в.р.с}$$

де ρ_1 – густина газу в мить закінчення процесу всмоктування; V_m – об'єм мертвого простору; m_m^* – маса газу, що залишилася в мертвому просторі; V_{max} – маса внутрішніх перетоків у ступені, що надійшла в циліндр тоді, як він досяг V_{max} ; $m_{в.р.с}$ – маса газу, що витікає з циліндра в процесі розширення і всмоктування.

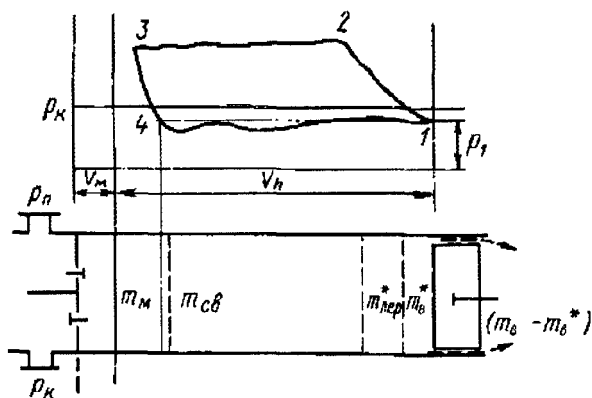


Рисунок 6.5. Схема заповнення циліндра при золотниковому керуванні потоками газів

У ступені з тронковим поршнем переточки відбуваються через нещільність всмоктувальних і нагнітальних органів управління потоками. Через всмоктувальні канали відбуваються переточки, коли тиск у циліндрі $p_{ц} > p_{п.в.}$

Через нещільність нагнітальних каналів газ з порожнини нагнітання перетече в циліндр під час розширення, всмоктування і стиснення, тобто коли $p_{ц.п} > p_{ц}$. В процесі нагнітання газ перетоків буде витиснено знов у порожнину нагнітання, але вже в наступному циклі та ж кількість газу знов перетече в циліндр. Ці паразитні потоки газу зменшують вільний об'єм циліндра для заповнення свіжим газом. Проте, якщо переточки в порожнину всмоктування $m_{вс}$ за весь цикл позначаються на продуктивності ступеня, то переточки з порожнини нагнітання в процесі стиснення не впливають на продуктивність, оскільки циліндр у цей час відключений від порожнини всмоктування. Отже

$$m_{ц}^* = m_{вс} + m_{нв} - m_{пс} \quad ,$$

де $m_{нв}$ – перетоки через нагнітальне вікно за весь цикл; $m_{пс}$ – те ж за час процесу стиснення. Масу газу m_m визначають з рівняння

$$m_m = \rho_3 \cdot V_m \quad , \quad (6.9)$$

де ρ_3 – густина газу в циліндрі в кінці процесу нагнітання.

З рівнянь (6.5)–(6.9) знаходимо

$$\lambda = \frac{(V_h + V_m) \cdot \rho_1 - V_m \cdot \rho_3}{m_t} \cdot \frac{m_n^*}{m_t} - \frac{m_n - m_{н.р.с.}}{m_t} \quad (6.10)$$

Зробімо деякі перетворення. Перший доданок правої частини рівняння (6.10) можна подати у вигляді

$$\frac{(V_h + V_m) \cdot \rho_1 - V_m \cdot \rho_3}{\rho_n \cdot V_h} = \frac{T_n \cdot \rho_1}{T_1 \cdot \rho_n} \left[1 - \frac{V_m}{V_h} \left(\frac{\rho_3}{\rho_1} - 1 \right) \right] \quad (6.11)$$

Позначмо

$$T_n/T_1 = \lambda_T; \quad \rho_1/\rho_n = \lambda_p; \quad V_m/V_h = a; \quad 1 - a \cdot (\rho_3/\rho_1 - 1) = \lambda_o,$$

де λ_T – температурний коефіцієнт або коефіцієнт підігріву; λ_p – коефіцієнт тиску; a – відносна величина мертвого простору; λ_o – об’ємний коефіцієнт.

Другий член правої частини рівняння m_n^*/m_t є відношенням маси перетоків, ступеня, які впливають на продуктивність, до теоретичної подачі за один оберт вала. Його називають відносною величиною перетоків і позначають v_n^* .

Третій член рівняння показує, що не всі зовнішні витоки впливають на коефіцієнт подачі. Витоки за час процесів розширення і всмоктування звільняють об’єм циліндра для заповнення свіжим газом, і їх значення $(m_{с.н} - m_{н.р.с.})$ залишається постійним.

Позначмо $(m_{с.н} - m_{н.р.с.})/m_t = m_{в.с.н}/m_t$ через v_v^* , де $m_{в.с.н}$ – маса витоків з циліндра за час процесів стиснення і нагнітання; v_v^* – відносна величина зовнішніх витоків, що впливає на коефіцієнт подачі.

У результаті прийнятих позначень і перетворень рівняння (6.10) набуде вигляд

$$\lambda = \lambda_T \cdot \lambda_p \cdot \lambda_o - v_n^* - v_v^* \quad (6.12)$$

Дещо інший вигляд має вираз для коефіцієнта продуктивності ступеня, забезпеченого самодіючими клапанами. Процес всмоктування в них закінчується у момент вирівнювання тиску в циліндрі і порожнині всмоктування. Це відбувається вже після зміни напрямку руху поршня і зменшення максимального об’єму циліндра на ΔV (рисунок 6.6). Рівняння (6.7) в цьому випадку матиме вигляд

$$(V_h + V_M - \Delta V) \cdot \rho_1 = m_{c.v} + m_M + m_n^* - m_{в.р.с} \quad (6.13)$$

Розв'язавши це рівняння стосовно $m_{c.v}$ і використовуючи рівняння (6.5), (6.6), після перетворень отримаємо

$$\lambda = \lambda_T \cdot (\lambda_0 - \mu) - v_n^* - v_b^* = \lambda_T \cdot (1 - \mu/\lambda_0) \cdot \lambda_0 - v_n^* - v_b^* \quad (6.14)$$

де $\mu = \Delta V/V_b$ – відносне зменшення корисного об'єму циліндра, що виникає через опори руху всмоктуваного газу;

$(1 - \mu/\lambda_0)$ – вираз, що враховує, аналогічно λ_p в рівнянні (6.12), вплив газодинамічних опорів при всмоктуванні.

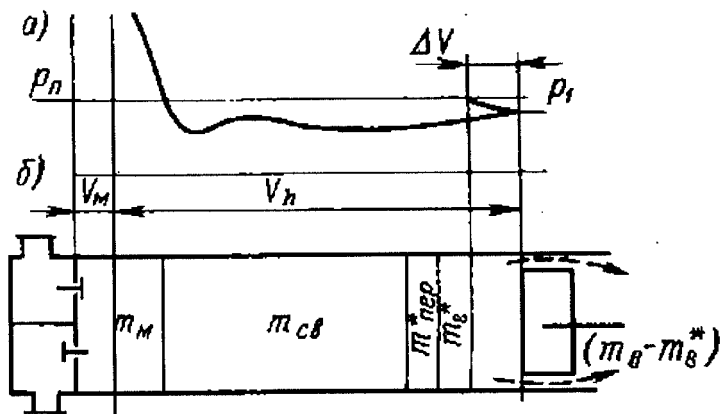


Рисунок 6.6. Схема заповнення циліндра ступеня з самодіючими клапанами

Порівнюючи рівняння (6.12) і (6.14), бачимо, що вони відрізняються тільки обліком впливу опорів на λ . За інших рівних умов у ступенях з клапанами вплив опору на λ буде дещо менший, оскільки до закриття всмоктувальних клапанів при зворотному ході поршня свіжий газ усе ще поступатиме в ступінь. Проте практично ця відмінність мала, і допустімо користуватися як рівнянням (6.12), так і (6.13).

6.4. Об'ємний коефіцієнт

Вплив газу, що розширився з мертвого простору, враховує об'ємний коефіцієнт. Вважаючи масу газу в процесі розширення постійною і згідно з рівнянням (6.11) запишемо

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot (\rho_3 / \rho_1 - 1), \quad (6.15)$$

З рівняння (6.15) виходить, що за відсутності мертвого простору $\lambda_0 = 1$. У компресорних ступенях з клапанами, розташованими в кришках циліндра, величина a змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,08, а в ступенях з клапанами, розташованими в бічних стінках циліндра, – від 0,06 до 0,16. Із збільшенням a об'ємний коефіцієнт лінійно зменшується. Коефіцієнт подачі λ в основному залежить від λ_0 .

Замінивши в рівнянні (6.15) густини газу їх виразами з рівняння стану, отримаємо

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot (p_3 T_1 / p_1 T_3 - 1), \quad (6.16)$$

де p_3, T_3 – параметри газу на початку процесу розширення; p_1, T_1 – параметри газу на початку процесу стиснення.

Спростимо вираз (6.16) і для цього введемо поняття про політропу кінцевих параметрів, розуміючи під нею політропу, яка зв'язує два (в загальному випадку) довільні стани газу. В нашому випадку ця політропа повинна зв'язати параметри газу на початку процесу розширення p_3, T_3 і початку процесу стиснення p_1, T_1 , тобто в мить від'єднання циліндра від порожнини всмоктування.

Рівняння для визначення об'ємного коефіцієнта при використанні політропи кінцевих параметрів матиме вигляд

$$\lambda_0 = 1 - a \left[\left(\frac{p_3}{p} \right)^{1/n_p} - 1 \right], \quad (6.17)$$

де n_p – показник політропи розширення за кінцевими параметрами.

Температурний показник політропи кінцевих параметрів n_{Tp} , що зв'язує p і T в процесі розширення, можна виразити через температурний показник політропи кінцевих параметрів процесу стиснення n_{Tc} . Температура газу на початку розширення T_3 і в кінці стиснення T_2 визначається рівняннями:

$$T_3 = T_1 (p_3/p_1)^{(n_{Tp}-1)/n_{Tp}}; \quad (6.18)$$

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(n_{Tc}-1)/n_{Tc}}. \quad (6.19)$$

Тиск p_2 в кінці стиснення практично дорівнює тискові p в кінці процесу нагнітання.

За час процесу нагнітання газ охолоджується і його температура знижується на ΔT . Отже, рівняння (6.18) і (6.19) можна подати в такому вигляді:

$$T_3 = T_2 - \Delta T = T_2 (1 - \Delta T/T_2) = T_2 (1 - \delta), \quad (6.20)$$

де $\delta = \Delta T/T_2$.

З рівнянь (6.18)–(6.20) знаходимо при $p_2 = p_3$ залежність

$$\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{n_{Tc}-1}{n_{Tc}}} (1-\delta) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_{Tp}-1}{n_{Tp}}}. \quad (6.21)$$

З рівняння (6.21) після нескладних перетворень отримаємо розрахункову формулу, що зв'язує n_{Tc} і n_{Tp}

$$\frac{1}{n_{Tc}} = \frac{1}{n_{Tp}} - \frac{\ln(1-\delta)}{\ln\left(\frac{p_3}{p_1}\right)}.$$

Математичне моделювання робочих процесів ступеня і експериментальні дослідження дали можливість отримати наближену формулу, що зв'язує показники політроп кінцевих параметрів розширення і стиснення

$$n_{Tp} = \alpha \cdot n_{Tc}$$

Для ступенів середньої продуктивності з відношенням тиску $\varepsilon=3-5$, частотою обертання колінчастого вала від 10 до 25 с^{-1} і водяним охолодженням поверхонь циліндрів значення α змінюються від 0,99 до 0,95.

Із збільшенням розмірів циліндрів відносного мертвого простору, частоти обертання вала, відношення тиску в ступені, значення коефіцієнта α збільшуються.

Вимірюють миттєві температури газу в циліндрі поршневого компресора головню в лабораторіях навчальних і науково-дослідних інститутів. При заводських випробуваннях обмежуються зняттям індикаторних діаграм і зовнішніх характеристик компресора p_n, p_k, \bar{m} і N .

Об'єм, зайнятий газом у кінці процесу розширення, визначається точкою 4 індикаторних діаграм (див. рисунок 6.5). Ми вважаємо, що цей об'єм газ займатиме і в кінці процесу всмоктування. Процес розширення ми вважаємо політропним. Об'ємний показник політропи кінцевих параметрів n_{Vp} , що зв'язує p і V , визначають з рівняння

$$n_{Vp} = \frac{\ln\left(\frac{p_k}{p_n}\right)}{\ln\left(\frac{V_m}{V_k}\right)}$$

де p_k і p_n – кінцевий і початковий тиск; V_m, V_k – об'єми мертвого простору і в кінці розширення (всі значення цих величин знаходять з експериментально знятих індикаторних діаграм).

На підставі обробки індикаторних діаграм М. І. Френзель рекомендує такі значення n_{Vp} для ступенів з різною величиною тиску всмоктування (таблиця 6.1).

Таблиця 6.1

Значення показника політропи

| Тиск всмоктуваного газу, МПа | Показник політропи розширення n_p | |
|------------------------------|-------------------------------------|--------------|
| | за будь-яких k | за $k = 1,4$ |
| До 0,15 | $1+0,5(k-1)$ | 1,20 |
| Від 0,15 до 0,4 | $1+0,62(k-1)$ | 1,25 |
| « 0,4 « 1,0 | $1+0,75(k-1)$ | 1,30 |
| « 1,0 « 3,0 | $1+0,88(k-1)$ | 1,35 |
| Понад 3,0 | k | 1,40 |

Якщо об'єм камери нагнітання великий і відведення газу з неї в мережу не має великих газодинамічних опорів, то коливання тиску в порожнині нагнітання будуть малі. Тиск практично дорівнює манометричному тиску на зрізі нагнітального патрубку. Тиск в кінці процесу всмоктування в циліндрі p_1 мало відрізняється від тиску, заміряного манометром на зрізі всмоктувального патрубку. За цих допущень рівняння (6.16) можна подати в такому вигляді:

$$\lambda_0 = 1 - a \left(\varepsilon^{n_p} - 1 \right)$$

Показник політропи розширення n_n мало залежить від ε , і його можна прийняти постійним. Тому залежність λ_0 від ε близька до лінійної і при деякому граничному відношенні тиску $\varepsilon_{\text{гп}}$ перетворюється в нуль. Весь газ, що стискається в ступені, при $\varepsilon_{\text{гп}}$ умищається в мертвому просторі. При зворотному ході поршня газ розширюється і займає об'єм циліндра, тому не відбувається надходження свіжого газу, внаслідок чого продуктивність компресора дорівнює нулю. Граничне відношення тиску знаходять з рівняння

$$\varepsilon_{\text{гп}} = \left(1 - 1/a \right)^{n_p}$$

$\varepsilon_{\text{гп}}$ дуже залежить від відносної величини мертвого простору a і показника політропи n_n (наприклад, при $a = 0,2$ і $n_p = 1,3$ $\varepsilon_{\text{гп}} = 10,3$, але при $a = 0,05$ і тому ж n_p $\varepsilon_{\text{гп}} = 52,3$).

При стисненні реальних газів вид виразу для визначення об'ємного коефіцієнта залежить від рівняння стану реального газу. Найчастіше реальність газу враховують за допомогою коефіцієнта стисливості z , тому можна записати

$$p \cdot V_m = m_m \cdot z \cdot R \cdot T$$

Масу газу, що залишилася в мертвому просторі при стисненні реального газу, визначають формулою

$$m_m = \frac{p_3 \cdot V_m}{z_3 \cdot R \cdot T_3}$$

де z_3 – коефіцієнт стисливості при параметрах газу в точці 3 діаграми.

Та ж маса при параметрах газу в кінці процесу всмоктування визначиться з рівняння

$$m_m = \frac{p_1 \cdot V_1}{z_1 \cdot R \cdot T_1}$$

З цих рівнянь визначимо об'єм

$$V_1 = \frac{V_m \cdot z_1 \cdot T_1 \cdot p_3}{z_3 \cdot T_3 \cdot p_1}$$

Позначмо об'єм циліндра, що залишився незаповненим після розширення газу з мертвого простору V_b , тоді

$$V_h + V_m = V_1 + V_b,$$

звідси

$$V_b = V_h + V_m - V_1.$$

Підставмо значення об'єму i , провівши нескладні перетворення, отримаємо

$$V_b = V_h \left[1 - a \left(\frac{z_1 p_3 T_1}{z_3 p_1 T_3} - 1 \right) \right]$$

Рівняння для визначення λ_o можна подати

$$\lambda_o = \frac{V_b}{V_h} = 1 - a \left(\frac{z_1 p_3 T_1}{z_3 p_1 T_3} - 1 \right). \quad (6.22)$$

Значення коефіцієнтів стисливості залежно від роду газу і параметрів його стану наведено в таблицях або в графіках.

Так же, як і у випадку визначення λ_o в ступенях з ідеальним газом, заміняємо відношення тисків у циліндрі p_3/p_1 відношенням за зовнішніми величинами тисків $p_k/p_n = \varepsilon$ а $T_3/T_1 = T_k/T_n$.

Якщо провести політропу кінцевих параметрів розширення з показником n_{Tp} , то рівняння (6.22) можна подати у вигляді

$$\lambda_o = 1 - a \left(\frac{z_n}{z_k} \varepsilon^{\frac{1}{n_{Tp}}} - 1 \right),$$

де z_n, z_k – коефіцієнти стисливості за початкових і кінцевих умов газу в патрубках всмоктування і нагнітання відповідно.

Якщо тиск всмоктування великий, то через вплив кінцевого об'єму молекул λ_0 опиниться більше, ніж при стисненні ідеального газу. В разі низького тиску всмоктування міжмолекулярна взаємодія в складних газах може сприяти зменшенню об'єму газу при стисненні і протидіяти його розширенню.

6.5. Коефіцієнт підігріву

Підвищення температури всмоктуваного в циліндр газу на ΔT і зниження внаслідок цього його щільності викликають зменшення продуктивності ступеня компресора і знижують коефіцієнт λ . Все це враховує коефіцієнт підігріву, який визначають за формулою

$$\lambda_T = T_n / T_1 = \frac{T_1 - \Delta T}{T_1} \approx 1 - \Delta T / T_n$$

Всмоктуваний газ нагрівається в порожнині всмоктування на ΔT_1 в циліндрі – на ΔT_2 , тому часто λ_T подають у вигляді

$$\lambda_T = 1 - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{T_n} \approx (1 - \Delta T_1 / T_n)(1 - \Delta T_2 / T_n) = \lambda_{T1} \lambda_{T2}$$

де λ_{T1} – коефіцієнт підігріву газу в порожнині всмоктування, λ_{T2} – в циліндрі.

Підігрів газу в порожнині всмоктування відбувається за час циклу компресора, а в циліндрі – під час всмоктування. На це слід звертати увагу при конструюванні й організувати достатньо ефективне охолодження стінок порожнини всмоктування.

Коефіцієнти λ_{T1} і λ_{T2} можна визначити експериментально і розрахунковим шляхом при математичному моделюванні процесів у ступені. Користуватися рівняннями для обчислення ΔT_1 і ΔT_2 , усереднюючи коефіцієнти тепловіддачі і температурні напори, навряд чи має сенс, оскільки результати розрахунків виявляться дуже наближеними, а самі розрахунки трудомісткими.

В результаті обробки експериментальних даних запропоновано рівняння для розрахунку

$$\lambda_T = 0,985 - C(\varepsilon - 1) \quad ,$$

де C – постійна, така, що змінюється від 0,007 до 0,015 (менші значення C слід вибирати для ступеня компресора великої продуктивності з добре організованою системою охолодження стінок циліндра і порожнини всмоктування).

6.6. Вплив зовнішніх витоків на коефіцієнт подачі ступеня

Маса газу, що витікає з проточної частини компресора через нещільність у навколишнє середовище, називається зовнішнім витокком, або просто витокком. Витоки токсичних або вибухонебезпечних газів через особливі збірні пристрої знову подаються в лінію всмоктування компресора, а не викидаються в атмосферу.

У ступенях з поршнем односторонньої дії зовнішні витоки виникають у ущільненні поршня. Якщо поршень дисковий, то витоки відбуваються через ущільнення штока. У ступенях високого і надвисокого тиску поршні односторонньої дії часто замінюють плунжерами, а останні ущільнюють сальниками, через які теж можливі витоки.

Величину зовнішніх витоків визначають експериментальним або розрахунковим шляхом. При експериментальному визначенні

$$\bar{m}_в = \bar{m}_вс - \bar{m}_н,$$

де $\bar{m}_к$, $\bar{m}_н$ – витрати газу у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводі.

Відносні витоки визначаються за формулою

$$v_в = (\bar{m}_вс - \bar{m}_н) / \bar{m}_т$$

Тут $\bar{m}_т$ – продуктивність ступеня при теоретичному процесі.

Визначення витоків розрахунковим шляхом засновано на математичному моделюванні робочого процесу в ущільненні поршня кільцями.

На підставі численних розрахунків робочого процесу в ущільненні тронкового поршня кільцями запропоновано формулу для знаходження витрати газу через останнє кільце ущільнення $\bar{m}_к$ (нумерація кілець ведуть від робочої камери; останнє кільце межує з картером або іншою порожниною, тиск у якій дорівнює атмосферному)

$$\bar{m}_к = 1 / (az + b) \tag{6.24}$$

Тут z – кількість кілець в ущільненні; a і b – коефіцієнти, що залежить від режиму роботи ступеня і розмірів щілин. Їх визначають за формулами:

$$a = \frac{10^3}{f} \left[\frac{1}{A_1 \varepsilon + A_2} - \frac{1}{A_3 \varepsilon + A_4} \right];$$

$$b = \frac{10^3}{f} \left[\frac{3}{A_2 \varepsilon + A_4} - \frac{2}{A_1 \varepsilon + A_2} \right],$$

де f – площа щілини в кільці, мм²;

$$A_1 = 0,465 p_1^2 + 0,1065 p_1 + 0,07;$$

$$A_2 = -1,7 p_1^2 + 2,65 p_1 - 0,318;$$

$$A_3 = 0,0666 p_1^2 - 0,07;$$

$$A_4 = 2,245 p_1 - 0,32;$$

(залежність зміни відносної величини витоку при постійному тиску всмоктування p_1 і змінному ε в ступені близька до лінійної в діапазоні $1 < \varepsilon < 5$).

Відносну величину витоку при новому відношенні тиску і тій же частоті обертання вала можна знайти за значенням відносного витоку на номінальному режимі $v_{в.ном}$ за допомогою

$$v_{в} = v_{в.ном} (az + b)_{ном} / (az + b)$$

При незначній зміні частоти обертання вала і незмінному ε перерахунок відносного витоку допустімо проводити за допомогою залежності

$$v_{в} = v_{в.ном} n_{ном} / n$$

Якщо відхилення частот значне, то змінюються розміри щілин в ущільненні і перерахунок даватиме істотні відхилення від даних експерименту.

Перерахунок витоку для ущільнення, випробуваного на повітрі, до іншого газу, що стискається, здійснюють за формулою

$$v_{в.газ} = v_{в.пов} \sqrt{(kR)_{газ} / (kR)_{пов}}$$

Відносні витоки, що впливають на коефіцієнт подачі для одноступінчатого компресора, що стискає газ від атмосферного тиску, визначають формулою

$$v_b^* = 0,9v_b$$

Відносні витоки через ущільнення сальника знаходять з рівняння

$$v_b = (0,00015 - 0,001f) \sqrt{(0,7\varepsilon + 1) p_n} \quad (6.25)$$

У поршневих компресорах відносні витоки коливаються від 0,5% до 4%.

6.7. Перетоки та їхній вплив на продуктивність

У проточній частині ступеня є порожнини, в яких у різні моменти циклу існує різний тиск газу. Закриті клапани не є абсолютно герметичними. Між пластинами клапана і сідлом є нещільність, через яку газ з порожнини з вищим тиском перетікає в порожнину з нижчим тиском. Наприклад, через закриті всмоктувальні клапани газ із циліндра в процесі стиснення, нагнітання і розширення перетікає в порожнину всмоктування. В процесі всмоктування наступного циклу газ перетоків знов надходить у циліндр, зменшуючи вільний об'єм для надходження свіжого газу. Внаслідок того, що в порожнину всмоктування перетікає гарячий газ, він підігріває в ній свіжий газ і тим самим зменшує щільність газу, що заповнює циліндр при всмоктуванні в наступному циклі.

Перетоки з порожнини нагнітання в циліндр у процесі розширення і всмоктування зменшують об'єм для заповнення свіжим газом, оскільки самі займають якийсь об'єм циліндра і підігрівають свіжий всмоктуваний газ.

У період стиснення перетоки не впливають на продуктивність, оскільки всмоктування закінчилося і всмоктувальні клапани закрилися. Проте вони збільшують індикаторну роботу, тобто теж є шкідливими. В період нагнітання газ перетоків через нагнітальні клапани буде знову витіснено з циліндра в порожнину нагнітання.

Перетоки через клапани зростають при запізнюванні посадки пластин на сідло. Запізнювання посадки пластин всмоктувальних клапанів після вирівнювання тиску циліндра і порожнини всмоктування приводить до виштовхування частини газу з циліндра. Проте ці втрати не так великі. Запізнювання посадки нагнітальних клапанів після зміни напрямку руху поршня призводить до перетоку стислого газу з порожнини нагнітання в циліндри. Перетоки в цьому випадку ніби збільшують відносний мертвий простір і знижують продуктивність. Наприклад, збільшення частоти обертання поршня від 15 до 50 с^{-1} викликало запізнювання посадки пластин більш ніж на 40° і відносні перетоки зросли від $0,01$ до $0,6$.

Експериментально розділити процеси перетоків через клапани за процесами циклу неможливо. Проте це можна зробити розрахунковим шляхом за допомогою ЕОМ, використовуючи математичні моделі процесу.

У ступенях з дисковим поршнем робочі камери утворюються по обидва боки поршня, цикли в яких зміщено на півоберта колінчастого вала. Потoki газу через нещільність ущільнення поршня не покидають проточної частини, перетікаючи з порожнини в порожнину. Напрямок потоку визначається різницею тиску в порожнинах, яке змінюється двічі за оберт вала.

Розгляньмо процес перебігу газу в ущільненні за оберт вала за рисунком 6.7. Під час руху поршня від нижньої до верхньої мертвої точки в порожнині В, найближчій до вала, тиск близький до p_k , а в порожнині А, найближчій до кришки циліндра, – до p_n . Напрямок потоку газу в ущільненні – від вала до кришки.

На початку руху поршня від вала до кришки в камері У відбувається процес розширення, що супроводжується інтенсивним падінням тиску газу. В камері А відбувається процес повільного підвищення тиску, тобто стиснення. При якомусь куті повороту колінчастого вала φ' тиски в порожнинах зрівнюються, і при подальшому русі поршня напрям перетоків зміниться на зворотний. Це відбуватиметься до досягнення зовнішньої мертвої точки.

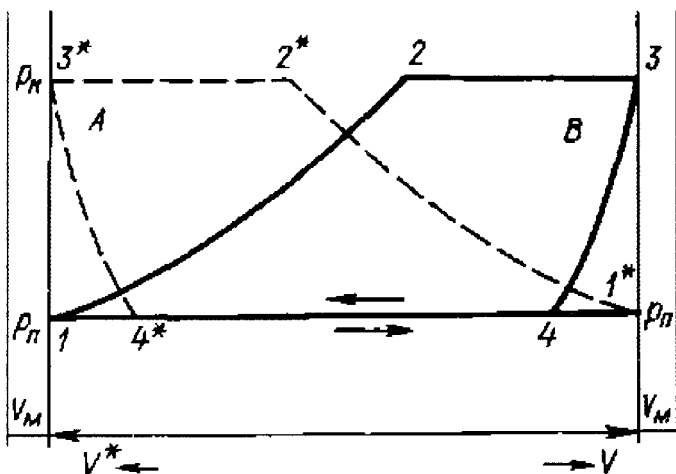


Рисунок 6.7. Схематизовані індикаторні діаграми робочих порожнин ступеня з дисковим поршнем

- індикаторна діаграма порожнини В (1 – 2 – 3 – 4);
- індикаторна діаграма порожнини А (1* – 2* – 3* – 4*)

При зміні напрямку руху поршня в камері А відбувається процес розширення, а в камері В – стиснення. При куті повороту φ_{κ} тиску в порожнинах знову зрівнюються, і напрям потоку перетоків при подальшому обертанні вала зміниться. Якщо відносні мертві простори в порожнинах від А до В рівні, то $\varphi_{\kappa} = \varphi' + \pi$. При зміні напрямку потоку перетоків відбувається переміщення ущільнювальних кілець від однієї стінки канавки до другої під дією сил різниці тиску, інерції і тертя кілець по втулці. Переміщення кілець викличе порушення герметизації міжкільцевих об'ємів, що викличе перетікання газу з малим опором з ущільнення в порожнину з меншим тиском. Газ, який надійшов в ущільнення, припустимо з порожнини А, знову в неї повернеться. Коли кільця знову притиснуться до протилежної стінки канавки в поршні і відновиться герметичність, то в міжкільцевому об'ємі, найближчому до порожнини, з якої газ витікає, опиниться низький тиск. Перепад тиску і швидкість газу в щілині на першому кільці будуть великі. Все це призведе до того, що перетоки через ущільнення дискового поршня виявляться більшими, ніж у тронкового, приблизно на 20–30% у кожен бік при однакових розмірах щілин і числі кілець в

ущільненні. Практично можна вважати, що ущільнення складається з одного першого кільця, в закільцевий об'єм якого газ втікає з робочої камери при русі поршня в одному напрямі і витікає назад у ступінь при ході поршня у зворотному напрямі.

У ступенях односторонньої дії з тронковим поршнем у деяких випадках можуть виникнути перетоки газу з ущільнення поршня знову в циліндр. Якщо розглядати експериментальні або розрахункові криві зміни тиску в циліндрі і міжкільцевих об'ємах ущільнення поршня, то тиск у циліндрі в процесах стиснення і нагнітання вищий, ніж у найближчому до циліндра міжкільцевому об'ємі. При розширенні газу в циліндрі тиск інтенсивно знижується через збільшення об'єму робочої камери. Тиск у першому міжкільцевому об'ємі знижується завдяки перетіканню газу в подальший міжкільцевий об'єм. Якщо в конструкції ущільнення багато ущільнювальних кілець, то падіння тиску в першому міжкільцевому об'ємі відбуватиметься повільніше, ніж у циліндрі. При цьому в якусь мить перепад тиску на перше кільце, сили тертя його по втулці і сили інерції виявляться спрямованими в бік кришки циліндра. Кільце під дією цих сил переміститься до стінки канавки в поршні, найближчої до порожнини циліндра. Міжкільцевий об'єм розгерметизується, і газ перетікатиме в циліндр через великий зазор.

Після досягнення внутрішньої мертвої точки в циліндрі почнеться процес стиснення, і сили, що діють на кільце, змінюють свій напрям, і кільце знову переміститься до задньої стінки канавки. В ущільненні може бути декілька таких кілець, що переміщуються або вібрують.

Зворотне повернення маси газу з ущільнення тронкового поршня зазвичай не перевищує 20% від зовнішніх витоків за цикл.

6.8. Робота і потужність, що витрачаються на стиснення газу в реальному одноступеневому компресорі

Роботу, що витрачається на стиснення і переміщення газу в реальному одноступеневому компресорі, визначають експериментально при обробці індикаторних діаграм, знятих у його робочих камерах. Площа всередині індикаторної діаграми F_i відповідає в масштабі діаграми k_0 роботі стиснення і переміщення газу в робочій камері за оберт колінчастого вала або індикаторній роботі L_i

$$L_i = k_0 F_i$$

Індикаторна потужність N_i чисельно рівна індикаторній роботі за секунду

$$N_i = L_i n_0$$

де n_0 – частота обертання вала, с^{-1} .

Якщо робочих камер у компресорі декілька, то

$$N_i = \sum_{j=1}^s L_{ij} n_0$$

де s – число робочих камер у компресорі; L_{ij} – індикаторна робота в j -й камері.

При розгляді індикаторної діаграми реального процесу в компресорі видно, що вона значно відрізняється від діаграми теоретичного процесу. Важко простими рівняннями досить точно описати зміну тиску і об'єму газу в кожному з процесів, що становлять цикл компресора, і визначити площу діаграми. Для моделювання робочих процесів на ЕОМ слід детально вивчити окремі явища, що супроводжують реальний процес у циліндрі, оцінити їх і врахувати для досягнення адекватності з даними експериментальних досліджень.

Інженери і науковці, що до появи ЕОМ займалися проектуванням і дослідженням робочих процесів у компресорних машинах, пішли в напрямі спрощення форм індикаторних діаграм і їх схематизації. У схематизованих діаграмах можна, використовуючи прості формули, визначити їх площу, тобто роботу, що витрачається на стиснення і переміщення газу в циліндрі компресора. При схематизації діаграм потрібні деякі експериментальні коефіцієнти, які знаходили при обробці численних індикаторних діаграм, отриманих при випробуваннях різних робочих камер поршневих компресорів.

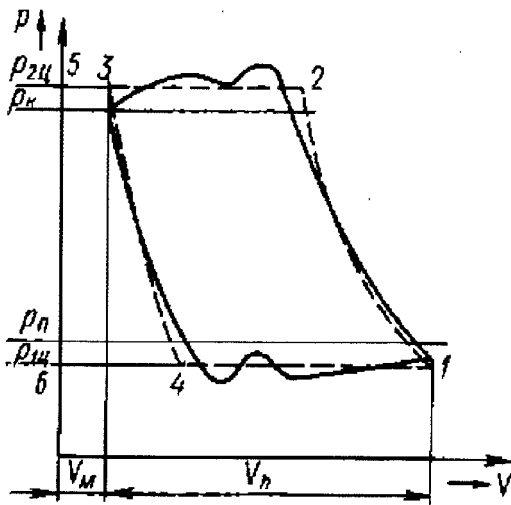


Рисунок 6.8. Перша схематизація індикаторної діаграми

1–2 – процес стиснення при постійному еквівалентному показнику політропи; 2–3 – процес нагнітання при середньоінтегральному тиску; 3–4 – процес розширення при постійному еквівалентному показнику політропи; 4–1 – процес всмоктування при постійному середньоінтегральному тиску;
 ——— експериментальна; - - - - - схематизована

Основною умовою схематизації індикаторної діаграми є рівність площ експериментальних і схематизованих діаграм. У компресоробудуванні знайшли практичне застосування два види схематизації, кожен з яких має свої переваги.

У першій схематизації процеси всмоктування і нагнітання експериментальної діаграми замінюються лініями постійного середньоінтегрального тиску за процес (рисунок 6.8). Лінію всмоктування описують рівнянням

$$p_{1ц} = p_{н} - \Delta p_{1ср} = p_{н} (1 - \kappa_{1ср})$$

де $p_{н}$ – тиск перед всмоктувальним патрубком ступеня, усереднений за період циклу; $\Delta p_{1ср}$ – середня за процес всмоктування втрата тиску при русі газу від всмоктувального патрубка до циліндра; $\kappa_{1ср}$ – середня за процес всмоктування відносна втрата тиску газу.

Лінію постійного тиску нагнітання в циліндрі p_{2u} описують рівнянням

$$p_{2u} = p_k - \Delta p_{2cp} = p_k (1 - \kappa_{2cp})$$

де p_k – усереднений за цикл тиск газу після нагнітального патрубку в ступені; Δp_{2cp} – усереднена за процес нагнітання втрата тиску газу при його русі від циліндра до патрубка лінії нагнітання ступеня; κ_{2cp} – середня відносна втрата тиску при нагнітанні.

Процеси стиснення і розширення газу, що є процесами із змінними показниками політропи, замінюють у схематизованих діаграмах політропними процесами з еквівалентними показниками, що забезпечують рівність площ між схематизованою і експериментально записаною індикаторних діаграм.

Індикаторну схематизовану діаграму робочої камери ступеня компресора зображено на рисунку 6.8. Площу діаграми можна подати як різницю двох площ

$$F_{4-1-2-3-4} = F_{6-1-2-5-6} - F_{6-4-3-5-6}$$

Площа $F_{6-1-2-5-6}$ представляє в масштабі k_0 індикаторну роботу, що витрачається на стиснення і переміщення газу з початковим об'ємом $V_h + V_m$ від тиску всмоктування p_{1u} до тиску нагнітання p_{2u} при показнику політропи $n_{c,e}$

$$k_0 F_{6-1-2-5-6} = \frac{n_{c,e}}{n_{c,e} - 1} p_1 V_{6-1} \left[\left(\frac{p_{2u}}{p_{1u}} \right)^{\frac{n_{c,e}-1}{n_{c,e}}} - 1 \right] \quad (6.26)$$

Площа $F_{6-4-3-5-6}$ в масштабі k_0 є роботою стиснення і переміщення газу з початковим об'ємом V_{6-4} від тиску p_{1u} до p_{2u} при політропічному процесі з постійним еквівалентним показником політропи $n_{p,e}$

$$k_0 F_{6-4-3-5-6} = \frac{n_{p,e}}{n_{p,e} - 1} p_1 V_{6-4} \left[\left(\frac{p_{2u}}{p_{1u}} \right)^{\frac{n_{p,e}-1}{n_{p,e}}} - 1 \right] \quad (6.27)$$

Позначмо

$$\left. \begin{aligned} A_c &= \frac{n_{c.e}}{n_{c.e} - 1} \left[\left(\frac{p_{2u}}{p_{1u}} \right)^{\frac{n_{c.e}-1}{n_{c.e}}} - 1 \right]; \\ A_p &= \frac{n_{p.e}}{n_{p.e} - 1} \left[\left(\frac{p_{2u}}{p_{1u}} \right)^{\frac{n_{p.e}-1}{n_{p.e}}} - 1 \right]; \\ V_h + V_m &= V_h (1 + a); \\ V_{6-4} &= V_h a \left(\frac{p_{2u}}{p_{1u}} \right)^{\frac{1}{n_{p.e}}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

Відношення середньоінтегральних тисків у циліндрі

$$\varepsilon_u = \frac{p_{2u}}{p_{1u}} = \frac{p_{\kappa} (1 + \kappa_{2cp})}{p_{\Pi} (1 - \kappa_{1cp})}$$

З рівнянь (6.26)–(6.28) отримаємо

$$L_u = p_{\Pi} V_h (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{p.e}} A_p \right]$$

Питома індикаторна робота, що витрачається на стиснення і переміщення кожного кілограма газу

$$\begin{aligned} l &= \frac{p_{\Pi} V_h (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{p.e}} A_p \right]}{m_r \lambda} = \\ &= RT_{\Pi} (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{p.e}} A_p \right] / \lambda, \end{aligned}$$

де λ – коефіцієнт подачі робочої камери компресора.

Питома індикаторна робота, що витрачається на стиск і переміщення 1 м^3 газу при тиску і температурі перед всмоктувальним патрубком,

$$l' = p_{\Pi} (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{p.e}} A_p \right] / \lambda$$

У завданні на проектування компресора часто вказують потрібну масову \bar{m} або об'ємну \bar{V} витрату газу при параметрах газу перед всмоктувальним патрубком. Індикаторну потужність у цих випадках визначають за формулами:

$$N_i = \bar{V} p_n (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{pe}} A_p \right] / \lambda;$$

$$N_i = \bar{m} R T_n (1 - \kappa_{1cp}) \left[(1 + a) A_c - a \varepsilon_u^{1/n_{pe}} A_p \right] / \lambda.$$

Проводячи попередній термодинамічний розрахунок компресора для визначення індикаторної роботи, слід задаватися рядом величин, використовуючи дані випробувань, близьких за призначенням і параметрами компресорів.

Відносна втрата тиску газу κ_{1cd} змінюється залежно від призначення машини в широких межах. Для стаціонарних компресорів, призначених для тривалої роботи в цехах компресії і компресорних станціях, прагнуть по можливості понизити витрати індикаторної роботи, але при цьому збільшуються габаритні розміри і маса компресора. Величина κ_{1cd} для ступенів цих компресорів, що всмоктують газ при атмосферному тиску, перебуває в інтервалі від 0,03 до 0,07.

Перевищення середнього тиску нагнітання в циліндрі над тиском у нагнітальному патрубку буде більше, ніж на всмоктуванні, але відносна величина κ_{2cd} буде менша. Процес нагнітання відбувається, як правило, в другій половині ходу поршня, де миттєві швидкості поршня знижуються; швидкість газу в клапанах приблизно пропорційна швидкості поршня, тому опори зменшуються. У стаціонарних компресорах κ_{2cd} змінюється від 0,03 до 0,05, в транспортних – 0,1 і більше.

Еквівалентний показник політропи стиснення n_c менший від показника адіабати k_o . Для компресорів, що всмоктують газ при атмосферному тиску, його можна визначати за формулою

$$n_{c,e} = \alpha_1 k,$$

де α_1 – емпіричний коефіцієнт, що змінюється від 0,92 до 1. Менші значення слід вибирати для компресорів з малими розмірами циліндрів, добрим рідинним охолодженням і низькою частотою обертання. У циліндрах компресорів з повітряним охолодженням та

при високих частотах обертання і в машинах з рідинним охолодженням α_1 прагне до одиниці.

Показник еквівалентної політропи розширення газу з мертвого простору $n_{p,e}$ можна визначити за формулою

$$n_{p,e} = \alpha_2 n_{c,e}$$

де α_2 – емпіричний коефіцієнт, що змінюється в діапазоні від 0,94 до 1.

Величина $n_{p,e}$ залежить від відносної величини мертвого простору і тепло-масообміну; при малих значеннях α дуже велика поверхня теплообміну, що припадає на одиницю маси газу, яка залишилася в мертвому просторі, і це збільшує вплив конвективного теплообміну. Оскільки ще в процесі нагнітання газ охолоджується, а температура стінок поверхонь у кінці ходу поршня висока, то велика частина процесу розширення відбувається з підведенням тепла. Це зменшує показник еквівалентної політропи $n_{p,e}$.

При великих значеннях α величину α_2 можна прийняти близькою до одиниці і $n_{c,e} = n_{p,e}$. В цьому випадку вирази для індикаторної роботи і потужності будуть:

$$\left. \begin{aligned} L_i &= p_n V_h (1 - \kappa_i) \lambda_{o,c} \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon_u^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right); \\ N_i &= p_n \bar{V}_h (1 - \kappa_i) \lambda_{o,c} \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon_u^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

де $\lambda_{o,c} = 1 - a \left(\varepsilon^{n-1/n} - 1 \right)$ за виглядом нагадує формулу для об'ємного коефіцієнта, тільки з показником політропи $n_{p,e}$. (Правду кажучи, він відображає вплив мертвого простору не на продуктивність, а на індикаторну роботу, а об'ємним його названо тому, що описується схожим формою рівнянням.)

Перетворімо рівняння (6.29) до вигляду

$$L_i = mRT_n \frac{n}{n-1} \left(\varepsilon_u^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) / \lambda_{\tau};$$

де $m = V_h \lambda_{\alpha, c} \rho_n (1 - \kappa_{1, \text{cm}}) / RT_1$ – маса, що заповнила після розширення газу з мертвого простору вільний об'єм циліндра; $T_1 = T_k / \lambda_T$ – температура газу в циліндрі в кінці процесу всмоктування.

Величину m становлять маса газу, який подає циліндр одноступінчатого компресора в мережу m_d , зовнішні витоки m_n^* та внутрішні перетоки m_n^* .

Остаточні рівняння (6.29) перетворюються до вигляду

$$L_i = m_T (\lambda + v_b^* + v_n^*) RT_n \frac{n}{(n-1) \lambda_T} \left(\frac{\varepsilon_n^{n-1}}{\varepsilon_n^n} - 1 \right), \quad (6.30)$$

$$N_i = \bar{m}_T (\lambda + v_b^* + v_n^*) RT_n \frac{n}{(n-1) \lambda_T} \left(\frac{\varepsilon_n^{n-1}}{\varepsilon_n^n} - 1 \right).$$

Внутрішні перетоки газу через усі види клапанів у ступені становлять від 0,01 до 0,03 теоретичної продуктивності ступеня. Потоки газу через нещільність ущільнення дискового поршня не виходять з проточної частини ступеня і вважаються перетоками. Величини перетоків через дисковий поршень більші, ніж витоки такого ж тронкового поршня, в 1,2–1,3 раза.

6.9. Параметричний аналіз робочого процесу в ступені

Розгляньмо вплив різних чинників на робочий процес.

Вплив конвективного теплообміну в циліндрі на робочий процес ступеня. За допомогою математичної моделі було розглянуто процеси в теплоізованому ступені і в ступені за наявності конвективного теплообміну з температурами стінок і інтенсивністю теплообміну, що відповідають реальним. Для того, щоб виключити вплив перетоків, ступінь прийняли абсолютно герметичним, тобто з перетоками і витоками, що дорівнюють нулю. Експериментально це виконати неможливо. Індикаторні діаграми ступенів, отримані в результаті розрахунку з конвективним теплообміном і без нього, майже збігаються.

На температурних діаграмах ясно видно, що в кінці процесу всмоктування за наявності теплообміну температура газу вища, оскільки холодний всмоктуваний газ підігрівається від стінок, поршня і кришок циліндра.

Внаслідок підвищення температури газу в кінці всмоктування зменшується масова продуктивність компресора і росте питома індикаторна робота l_i , а індикаторний ізотермічний коефіцієнт корисної дії відповідно знижується.

Охолодження стінок камер всмоктування і нагнітання і його вплив на робочий процес. Щоб визначити вплив температури стінок порожнини всмоктування на робочий процес ступеня, проводили розрахункове дослідження із зміною температури стінок у діапазоні від 37°C до 97°C. Температури стінок решти поверхонь проточної частини компресора приймали незмінними як у розрахунковому режимі. При збільшенні температури стінок порожнини всмоктування зростає температура газу в усій проточній частині ступеня, що викликає зниження масової продуктивності і збільшення питомої роботи ступеня, а індикаторна робота не змінюється.

У компресорах невеликої продуктивності камери всмоктування і нагнітання виконано в одному блоці і розділено металевою неохолоджуваною перегородкою. Температура газу в порожнині нагнітання вища, ніж у порожнині всмоктування, і через перегородку йде потік теплоти від газу камери нагнітання до газу камери всмоктування, збільшуючи його підігрів.

Щоб зменшити підігрів, перегородки охолодили водою. Це різко зменшило підігрів газу в порожнині всмоктування, збільшило продуктивність ступеня на 5–6% і понизило питому індикаторну роботу. При конструюванні блока, що закриває торець циліндра, слід організовувати охолодження перегородки між камерами водою. Якщо компресори мають повітряне охолодження, то камери нагнітання і всмоктування не слід розділяти загальною металевою стінкою. Між стінками камер повинен бути шар повітря, яке різко зменшить тепловий потік між камерами.

Охолодження порожнини всмоктування надає домінуючий вплив на продуктивність і питому потужність. Водяне охолодження проводять холодною водою, а повітряне – потоком вентилязованого повітря, який слід спрямувати на головки циліндрів. Раціональне охолодження ступеня компресора дозволяє зменшити питому кількість води, що охолоджує, 1–2 $\text{дм}^3/\text{м}^3$ газу.

Вплив масообмінних втрат у ступені на робочий процес. Вплив зовнішніх витоків газу через ущільнення поршня або сальника. Зовнішні витоки газу зменшують продуктивність ступеня і в процесі стиснення знижують тиск у циліндрі, відхиляючи лінію стиснення всередину діаграми, зменшуючи її площу. Витоки в процесі

нагнітання практично не змінюють вигляду діаграми, оскільки байдуже, куди витісняється газ: через клапани в порожнину нагнітання або через ущільнення в атмосферу.

Витоки теж зменшують масу газу, що розширюється з мертвого простору, але відхиляють лінію розширення у бік менших об'ємів циліндра. Площа індикаторної діаграми при цьому збільшується. Витоки із ступеня в період всмоктування не впливають на форму індикаторної діаграми. Найбільші витоки газу відбуваються в період нагнітання, коли велика різниця тиску в циліндрі і картері, не змінюючи при цьому форми діаграми.

Індикаторна діаграма від зовнішніх витоків деформується, але площа її залишається практично постійною. Зовнішні витоки змінюють продуктивність ступеня і питому індикаторну роботу.

Вплив перетоків на робочий процес. Негерметичність клапанів лінії всмоктування призводить до надходження гарячих газів з циліндра в порожнину всмоктування і підігріву його нової порції, що надходить у циліндр. Разом з цією новою порцією всмоктується і газ перетоків, який зменшує надходження свіжого газу.

Негерметичність нагнітальних клапанів призводить до надходження в робочу камеру (циліндр) гарячого газу з порожнини нагнітання за час розширення, всмоктування і стиснення. В процесі нагнітання газ перетоків витісняється з циліндра назад у порожнину нагнітання.

Газ перетоків при розширенні і всмоктуванні зменшує об'єм циліндра для заповнення свіжим газом і підігріває останній. Перетоки при стисненні тільки збільшують індикаторну роботу, відхиляючи тиск у бік великих об'ємів циліндра. Перетоки зменшують коефіцієнт подачі ступеня

$$\Delta\lambda \approx v_n^* (T_n / T_n),$$

де v_n^* – відносна величина перетоків, що впливає на λ ; T_n – середня температура газу, що нагнітається (у всмоктувальних клапанах приблизно дорівнює $0,9T_k$, а в перетоків через нагнітальні клапани – T_k).

Як показали розрахункові й експериментальні дослідження, площа індикаторної діаграми за наявності перетоків залишається постійною.

Вплив відношення тисків. Зміна відношення тиску газу в ступені ε найчастіше відбувається або при постійному початковому тиску p_n і змінному кінцевому p_k , або при постійному кінцевому і змінному початковому. Зміна кінцевого і початкового тисків одночасно зустрічається у проміжних ступенів багатоступінчастої машини. Наприклад, при постійному p_n і змінному p_k працює компресор при закачуванні газу в балони.

Збільшення відношення тиску при постійному p_n призводить в реальному ступені до зменшення його продуктивності внаслідок: 1) зниження об'ємного коефіцієнта через збільшення маси газу, що залишається в мертвому просторі; 2) зменшення коефіцієнта підігріву λ_{τ} , оскільки збільшується середньоциклова температура газу в циліндрі, і тому підвищується температура поверхонь стінок проточної частини; 3) збільшення зовнішніх витоків і внутрішніх перетоків через зростання перепаду тиску на ущільненнях і клапанах. При збільшенні відношення тиску зростає питома робота, що витрачається на стиснення і переміщення газу.

При теоретичному процесі в разі постійного кінцевого тиску газу в ступені p_k і пониженні початкового тиску p_n знижується масова продуктивність ступеня тільки внаслідок зменшення щільності всмоктуваного газу. Крива залежності індикаторної роботи ступеня від відношення тиску при зниженні p_n і постійному p_k має складну форму. Із збільшенням відношення тиску крива на початку зростає до максимуму, а потім спадає. Значення відношення тиску при максимальній індикаторній роботі визначають за формулою

$$\varepsilon_{\max li} = n^{\frac{n}{n-1}}$$

де n – показник політропи.

У реальному робочому процесі ступеня $\varepsilon_{\max li}$ буде менший.

Вплив частоти обертання колінчастого вала на робочий процес ступеня компресора досліджували експериментально і за допомогою математичної моделі. Частота обертання вала n_0 змінювалася від 12 до 50 с^{-1} , при цьому середня швидкість поршня зростала від 3,1 до 12,6 м/с. У теоретичному робочому процесі пропорційно n_0 зростають продуктивність і потужність компресора. У реальному процесі подібної зміни продуктивності і споживаної потужності не відбувається.

Значення коефіцієнта продуктивності λ знижуються із збільшенням частоти обертання вала n_0 з таких причин:

1. Росте середня швидкість поршня, внаслідок чого збільшується швидкість газу і пропорційно її квадрата – втрати тиску в клапанах, а коефіцієнт тиску λ_t знижує своє значення.

2. Змінюється діаграма руху крайнього органа клапана і, як правило, у бік, що погіршує робочий процес у ступені. Наприклад, при дослідженні роботи смугових клапанів, що добре зарекомендували себе при частотах вала $n_0 = 16,7 \text{ c}^{-1}$, із зміною частоти до $n_0 = 56 \text{ c}^{-1}$ запізнювання посадки всмоктувальних клапанів досягло 64° , а нагнітальних – 48° . Внаслідок цього відносна величина перетоків через запізнювання посадки крайнього органа досягла 0,23, коефіцієнт підігріву знизився до 0,9. Через зростання втрат тиску в клапанах, зростання перетоків і підігріву газу ізотермний ККД впав від 0,64 до 0,44.

3. Збільшуються втрати на подолання механічного тертя через зростання середньої швидкості поршня. Механічний ККД знизився від 0,915 до 0,83.

Проведені дослідження вказують на великий вплив правильності роботи клапанів на робочий процес у ступені компресора. Перш ніж перекласти роботу компресора на нову частоту обертання вала, слід переконатися в тому, що клапани задовільно працюватимуть і в нових умовах. Для цього слід виконати розрахунки, наприклад за допомогою математичної моделі, і при отриманні негативних результатів підібрати інші параметри клапанів.

Вплив конструктивних особливостей ступеня на робочий процес. Розгляньмо два варіанти розрахунку, в яких виконуються наступні умови: 1) при зміні ходу поршня h відносна величина мертвого простору залишається постійною; 2) при зміні h абсолютна величина мертвого простору V_m залишається постійною.

У разі постійної частоти обертання вала n_0 зростання ходу поршня h лінійно збільшує об'єм, що описується поршнем, і залишає постійним значення поршневої сили. При цьому продуктивність компресора зростає. Середня швидкість поршня C_p збільшується пропорційно ходові поршня h , що у свою чергу викликає:

зростання втрат тиску газу у всмоктувальних нагнітальних клапанах, зниження тиску всмоктування в кінці ходу всмоктування і, отже, зменшення продуктивності ступеня;

збільшення площі контакту поршневих кілець і втулки циліндра, а отже, і роботи, що витрачається на подолання тертя; зростання температури поверхні втулки: збільшення конвективного теплообміну всмоктуваного газу з втулкою і, отже, зменшення коефіцієнта підігріву λ_r .

У виконаних розрахунках величина h збільшувалася в чотири рази. Температура газу в кінці всмоктування за інших рівних умов зросла від 325 до 356 К.

У разі постійного недоходу поршня до кришки циліндра збільшення h і викликає зниження відносного мертвого простору a і збільшення об'ємного коефіцієнта λ_o , зниження відносних значень витоків і перетоків. Збільшення h при постійному D не викликає зростання поршневої сили і обтяжує руху механізму, проте індикаторна і підведена до вала компресора потужність збільшується в міру зростання продуктивності.

Розгляньмо вплив розмірних співвідношенні робочої камери на робочий процес. Наприклад, змінюватимемо параметр $\psi = h/D$ при постійному об'ємі, що описується поршнем за одиницю часу V_h . Це можна здійснити, змінюючи або D і h при постійній частоті n_0 , або D і n_0 при постійному h , або n_0 і h при постійному D , або змінюючи всі три параметри одночасно.

У практиці компресоробудування дуже рідко зустрічаються двигуни із змінною частотою обертання вала n_0 . Для практичного використання доцільно знаходити оптимальне значення ψ при постійній частоті n_0 і змінних D і h .

Розрахункові дослідження робочого процесу було проведено для трьох постійних частот і постійного в усіх випадках об'єму, що описується поршнем. Величина ψ змінювалася від 0,13 до 5,25 варіюванням D і h (відношення тиску для всіх випадків приймали різним 3). Середня швидкість поршня варіювалася від 1,89 до 14 м/с, при цьому індикаторна потужність становила від 6,75 до 11,5 кВт.

Збільшення D і зменшення h призводить до зростання значень відносного мертвого простору при постійному зазорі між кришкою і поршнем у ВМТ. Зростання відносного мертвого простору при постійній n_0 призводить до зниження λ_n і продуктивності компресора.

Збільшення ψ при зростанні h і зменшенні D викликає збільшення середньої швидкості поршня, що зрештою призводить до зменшення продуктивності ступеня через зростання втрат тиску в кінці всмоктування і збільшення температури газу.

6.10. Багатоступінчасте стиснення газів

Технологія виробництва багатьох важливих для народного господарства продуктів вимагає, щоб газ, що бере участь у процесах, подавали під високим тиском. Наприклад, при виробництві деяких видів поліетиленів газу слід стискувати до 250 МПа, а при виробництві азотних добрив реакції проводять при тиску 25–32 МПа. Видобування нафти з дна моря, закачування газів у пласт для збільшення виходу нафти вимагають газів, стиснених до 70 МПа. Транспортування і зберігання природних газів проводять при тиску газу до 10 МПа. Навіть для приводу пневматичних машин і інструментів, використовуваних для механізації робіт, повітря стискають до 0,9 – 1,5 МПа. Сучасні АГНКС працюють при тисках до 27 МПа, а пересувні автогазозаправники (ПАГЗ) – при тисках до 32 МПа.

Отримання високого тиску в одноступінчатих компресорах утруднене з таких причин:

1. Із збільшенням відношення тиску зменшуються значення об'ємного коефіцієнта λ_0 і, отже, коефіцієнта подачі λ . При $\varepsilon > \varepsilon_{тр}$ значення падають до нуля, і весь газ, що стискається, поміщається в об'ємі мертвого простору, нагнітальні клапани залишаються закритими і виштовхування газу не відбувається.

2. У компресорі газ стискається за політропним законом з показником політропи $n > 1$. Температура газу T_k , що нагнітається, істотно вища початкової T_n . Максимальні значення T_k обмежуються з ряду причин. Наприклад, при виробництві поліетилену T_k не повинна перевищувати 100°C, оскільки інакше починається полімеризація етилену в циліндрі. В повітряних компресорах T_k обмежують 160°C, щоб зменшити окислення мастила киснем повітря. При стисненні агресивних газів підвищення температури викликає збільшення їх кородованої дії.

3. Збільшення відношення тиску призводить до зменшення коефіцієнта продуктивності. Тому для забезпечення потрібної продуктивності ступеня доводиться збільшувати її розміри. Наслідком цього є інтенсивне, випереджувальне зростання ε , зростання навантажень практично на всі елементи компресора, оскільки в цьому випадку великі перепади тиску діють на великі площі. З міркувань міцності слід підсилювати ці елементи, що веде до збільшення габаритних розмірів і металомісткості компресора.

4. У газових компресорах T_k обмежують 135°C , щоб зменшити окислення мастила киснем повітря та запобігти утворенню вибухонебезпечних сумішей. При стисненні агресивних газів підвищення температури викликає збільшення їх кородованої дії.

5. Відповідно до енергетичної характеристики ступеня компресора при великих ε знижується ККД компресора, оскільки дійсний процес стискування газу чимраз більше відхиляється від ізотермного, зростають витоки, перетоки, підігрів газу і витрати роботи на подолання тертя в механізмі руху через зростання поршневих сил. Великих відношень тиску можна досягти шляхом багатоступінчатого стискування газу.

Багатоступінчатим компресором є ряд послідовно сполучених ступенів. Ступені сполучені між собою міжступінчастими комунікаціями, що містять холодильники, водомаслиловіддільники, ємності й іншу апаратуру. Комунікацією газ транспортується від нагнітального патрубку попереднього ступеня до всмоктувального патрубку подальшого.

Об'єми циліндрів ступенів у міру стискування газу в попередніх ступенях і збільшення його щільності зменшуються. Домовся нумерувати ступені за ходом руху газу в компресорі.

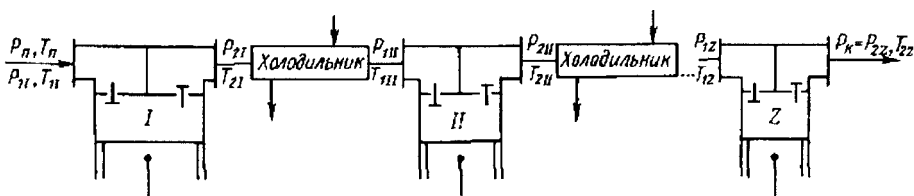


Рисунок 6.9. Схема багатоступінчатого стискування:
I, II, Z – номери ступенів

Параметри газу на вході в кожен ступінь домовся позначати індексом 1, на виході – індексом 2, а номери ступенів позначати римською цифрою у індексу. Наприклад, тиск всмоктуваного газу перед патрубком другого ступеня позначають p_{1II} , а температуру після нагнітального патрубку третього ступеня – T_{2III} . Тиск всмоктуваного газу перед першим ступенем $p_{1I} = p_n$, а після виходу з останньої в z-ступеневому компресорі $p_{2Z} = p_k$. Газ, що надходить у перший ступінь, з тиском p_{1I} стискається в ньому і виштовхується з циліндра в порожнину нагнітальних клапанів і потім у

міжступінчасту комунікацію з тиском p_{21} і температурою T_{21} (рисунок 6.9).

Рухаючись міжступінчастою комунікацією, газ охолоджується головню в міжступінчастому холодильнику до температури T_{11} , і тиск його знижується до p_{11} . Він нижчий, ніж p_{21} на величину газодинамічних втрат у комунікації.

Всмоктуваний у другий ступінь газ стискається до тиску p_{211} і витісняється з циліндра в міжступінчасту комунікацію між другим і третім ступенями. Там він охолоджується, що знижує свій тиск і засмоктується в наступний ступінь. В останньому, або кінцевому, ступені газ стискається до кінцевого тиску $p_{2Z} = p_k$.

Основна ідея багатоступінчатого стискування полягає в послідовному підвищенні тиску в ступенях. При цьому відношення тиску в ступенях повинні бути такі, щоб забезпечувалися достатньо високий ККД і коефіцієнт подачі в кожному з них.

Реальні процеси в багатоступінчатих компресорах дуже складні, тому розгляньмо спочатку теоретичний процес.

6.11. Теоретичний робочий процес у багатоступінчатому компресорі

При описі робочих процесів багатоступінчатого компресора (БК) прийнято такі допущення: 1) в кожному ступені здійснюється теоретичний робочий процес; 2) при русі в міжступінчастих комунікаціях газ охолоджується до температури перед всмоктувальним патрубком першого ступеня; 3) відсутні газодинамічні опори; 4) комунікації герметичні, і в них відсутні коливання тиску газу; 5) відсутнє тертя в механізмі руху.

У послідовно сполучених герметичних ступенях і комунікаціях маса газу, що надійшла в перший ступінь, буде подана повністю останнім ступенем споживачеві. Масові продуктивності всіх ступенів рівні.

Якщо ступінь виконано в декількох робочих камерах, то її продуктивність дорівнюватиме сумі продуктивностей усіх її робочих камер.

Індикаторні діаграми триступінчатого компресора при теоретичному процесі зображено на рисунку 6.10.

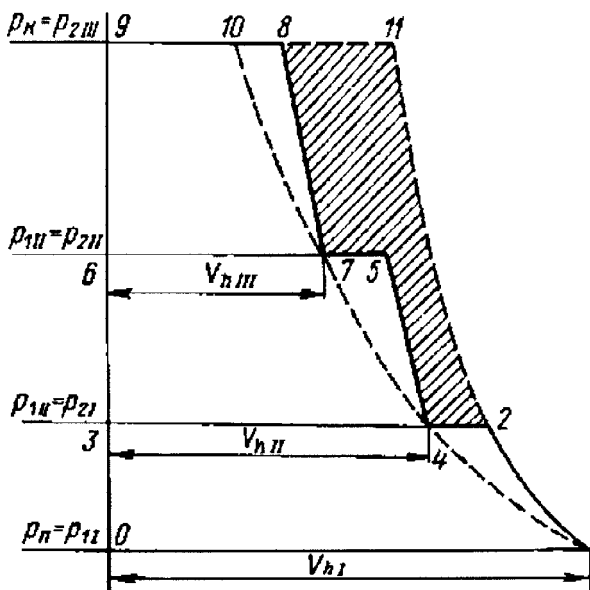


Рисунок 6.10. Індикаторні діаграми багатоступінчатого і одноступінчатого стискування при теоретичному процесі

$F_{0-1-11-9-0}$ – площа, що відображає індикаторну роботу при стисненні і переміщенні газу від p_n до p_k в одному ступені;

$F_{0-1-2-4-5-7-8-9-0}$ – площа, що відображає індикаторну роботу при стисненні і переміщенні газу в трьох ступенях;

$F_{2-4-5-7-8-11-2}$ – площа, що відображає зменшення індикаторної роботи при стисненні газу в трьох ступенях

Лінія 0 – 1 відповідає процесові всмоктування в перший ступінь. Через відсутність газодинамічних опорів тиск газу в процесі всмоктування постійний, дорівнює тискові перед всмоктувальним патрубком ступеня $p_{1I} = p_n$. Лінія 1 – 2 зображає зміну тиску в процесі адиабатного стискування; лінія 2 – 3 відповідає процесові витіснення газу з циліндра при постійному тиску p_{2I} . Оскільки мертвий простір відсутній, відбувається миттєве падіння тиску від p_{2I} до p_{1I} . Індикаторну роботу першого ступеня визначають у масштабі діаграми площею, обмеженою лініями 0 – 1 – 2 – 3 – 0.

Газ, що нагнітається першим ступенем, надходить у міжступінчасту комунікацію, що сполучає нагнітальний патрубок першого ступеня зі всмоктувальним патрубком другого. За час проходження газу міжступінчастою комунікацією його температура знизиться від T_{21} до T_{11} , що дорівнює T_p .

Тиск газу перед всмоктувальним патрубком другого ступеня p_{11} рівний тиску нагнітання першого p_{21} , оскільки згідно зі зробленим допущенням опори руху газу відсутні.

Точки індикаторних діаграм початку процесу стискування у всіх ступенях лежать на одній ізотермі $pV = mRT_p$, де m – маса газу, що всмоктується за один оберт вала. Відрізок лінії всмоктування в другий ступінь 3–4 коротший за відрізок лінії нагнітання першого – 2–3, оскільки за час руху комунікацією газ охолодився і об'єм його став менший

$$V_{11} = V_{21} T_{11} / T_{21}, \quad (6.31)$$

де V_{11} – об'єм всмоктуваного газу в другий ступінь; V_{21} – об'єм газу, який нагнітає перший ступінь.

Далі відбувається адіабатне стискування газу на лінії 4–5, його нагнітання другим ступенем відбувається при постійному тиску p_{211} . Замикає діаграму відрізок осі ординат 6–3. Побудова індикаторної діаграми третього, останнього, ступеня аналогічна побудові діаграм попередніх ступенів.

Індикаторна робота багатоступінчастого компресора $L_{БК}$ дорівнює сумі індикаторних робіт ступенів

$$L_{БК} = \sum_{i=1}^z L_i$$

Індикаторну роботу кожного ступеня визначають за формулами

$$L_{iI} = k_o F_{0-1-2-3-0},$$

$$L_{iII} = k_o F_{3-4-5-6-3},$$

$$L_{iIII} = k_o F_{6-7-8-9-6}.$$

Індикаторну роботу триступінчатого компресора при теоретичному процесі визначають площею діаграми, обмеженої лініями

$$L_{i\kappa} = k_0 F_{0-1-2-4-5-7-8-9-0}$$

Якби стискування газу відбувалося в одному ступені від початкового до кінцевого тиску, то індикаторна робота

$$L_{i\kappa}^* = k_0 F_{0-1-10-9-0}$$

З рисунка 6.10 видно, що $L_{i\kappa}^*$ більше, ніж $L_{i\kappa}$. Різниця робіт пропорційна площі діаграми

$$L_{i\kappa}^* - L_{i\kappa} = k_0 F_{2-4-5-7-8-10-2}$$

Зменшення індикаторної роботи при стисненні газу в багатоступінчатому компресорі відбувається внаслідок охолодження газу в кожній міжступінчастій комунікації і зменшення при цьому об'єму газу, що стискається. Теоретичний процес тим ближчий до ізотермного, що більше ступенів стискування. Якщо задані параметри газу перед всмоктувальним патрубком компресора p_n , T_n , тиск після нагнітального патрубка p_k і кількість ступенів стискування z , то індикаторна робота багатоступінчатого компресора залежатиме від розподілу тиску між ступенями.

Оскільки точки початку стискування у всіх ступенях лежать на одній ізотермі, то при теоретичному процесі $L_{i\kappa}$ відповідно до рівняння (6.31) можна визначити за формулою

$$L_{i\kappa} = \frac{k}{k-1} mRT_{11} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_I^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{II}^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_Z^{\frac{k-1}{k}} - z \right]$$

Визначмо проміжний тиск, що мінімізує індикаторну роботу компресора. Для цього візьмімо часткову похідну від $L_{i\kappa}$ до p_{21} і прирівняймо її до нуля. Отримаємо:

$$\frac{\partial L_{i\kappa}}{\partial p_{21}} = \frac{k}{k-1} mRT_{11} \left[\frac{k-1}{k} p_{21}^{\frac{k-1}{k}} p_{11}^{\frac{k-1}{k}} - \frac{k-1}{k} p_{21}^{\frac{k-1}{k}-1} p_{21}^{\frac{k-1}{k}} \right] = 0$$

Розв'язуючи отримане рівняння, знайдемо p_{21} , при якому індикаторна робота має найменше значення

$$p_{21}^2 = p_{11} p_{211}$$

Перетворимо цей вираз, розділивши праву і ліву частини на $p_{11} p_{21}$

$$\frac{p_{21}}{p_{11}} = \frac{p_{211}/p_{21}}{p_{211}/p_{11}}$$

Відношення $p_{21}/p_{11} = \varepsilon_I$, а $p_{211}/p_{111} = \varepsilon_{II}$, отже

$$\varepsilon_I = \varepsilon_{II} \quad (6.32)$$

Найменшу індикаторну роботу отримуємо в тому випадку, якщо відношення тиску в першому і другому ступенях рівні.

Взявши часткові похідні за рештою проміжного тиску і приврівнявши їх до нуля, зрештою отримаємо:

$$\varepsilon_{II} = \varepsilon_{III} \quad (6.33)$$

$$\varepsilon_{z-1} = \varepsilon_z \quad (6.34)$$

З рівнянь (6.32), (6.33), (6.34) отримаємо $\varepsilon_1 = \varepsilon_n = \dots = \varepsilon_z$. Отже, для забезпечення мінімальної індикаторної роботи багатоступінчатого компресора при теоретичному процесі слід мати однакові відношення тиску газу за ступенями. Відношення тиску в будь-якому із ступенів позначмо $\varepsilon_{ст}$.

Відношення кінцевого тиску газу після нагнітального патрубку останнього ступеня $p_k = p_{2z}$ до тиску перед всмоктувальним патрубком першого ступеня $p_n = p_{11}$ називають загальним, або повним, відношенням тиску і позначають ε_0 :

$$\varepsilon_0 = p_{2z}/p_{11} = p_n/p_k$$

Величину ε_0 можна подати у вигляді

$$\varepsilon_0 = p_{2z}/p_{11} = (p_2/p_1)_z (p_2/p_1)_{z-1} \dots (p_2/p_1)_1$$

Отже, $\varepsilon_0 = \varepsilon_{ct}^z$, звідки $\varepsilon_{ct} = \sqrt[z]{\varepsilon_0}$.

Індикаторну роботу компресора визначають рівнянням

$$L_{i_k} = L_{i_{ct}} = z \frac{k}{k-1} mRT_n \left[\varepsilon_0^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right],$$

відповідно індикаторну потужність

$$L_{i_k} = L_{i_{ct}} = z \frac{k}{k-1} \bar{m}RT_n \left[\varepsilon_0^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right].$$

Оптимальний розподіл тиску забезпечує і рівність температур газу, що нагнітається, за ступенями, оскільки при адіабатному процесі стискування ця температуру в i -му ступені визначають за формулою

$$T_{2I} = T_n \varepsilon_{ct}^{\frac{k-1}{z}}$$

При теоретичному процесі об'єми, які описують поршні, і відношення тиску зв'язані залежністю

$$V_{hi} = V_{hI} p_{II} / p_{Ii}$$

Компресор при теоретичному процесі матиме найменші об'єми циліндрів при заданій продуктивності і частоті обертання вала.

6.12. Робочий процес у реальному багатоступінчатому компресорі

У реальному багатоступінчатому компресорі не виконуються допущення, зроблені для теоретичного процесу. В кожному ступені є мертвий простір. Реальний процес супроводжується тепло- і мастилообміном. Часто гази, що стискаються в ступенях, не підкоряються рівнянню Менделєєва – Клапейрона.

Проточна частина комунікацій чинить опір рухові газу. Тому тиск газу p_{II} перед всмоктувальним патрубком подальшого ступеня нижчий за тиск $p_{2(i-1)}$ попереднього. Не рівні також температури перед всмоктувальними патрубками всіх ступенів компресора. Температура газу, температура води, що охолоджує, і їх різниця змінюються протягом року. Поверхні охолодження холодильників з часом забруднюються, погіршується коефіцієнт теплопередачі між газом і

водою. Гази, що стискаються в компресорі, можуть бути вологі. При їх стисненні підвищується парціальний тиск водяної пари. Після охолодження в міжступінчастому холодильнику парціальний тиск водяної пари може стати більший, ніж тиск насиченої пари при цій температурі. Внаслідок цього відбудеться конденсація водяної пари. Конденсат, що утвориться при цьому, відділяють встановленими в міжступінчастій комунікації мастиловоологовіддільниками і видаляють з проточної частини компресора. Це приводить до зменшення маси газу і водяної пари, що надходять у подальший ступінь.

Суміщені схематизовані індикаторні діаграми триступінчатого компресора зображено на рисунку 6.11.

Процес всмоктування газу в циліндр першого ступеня зображено лінією 4 – 1. Він відбувається при тиску p_{11} , меншому, ніж тиск перед всмоктувальним патрубком $p_{п}$ через опори головно клапанів лінії всмоктування ступеня.

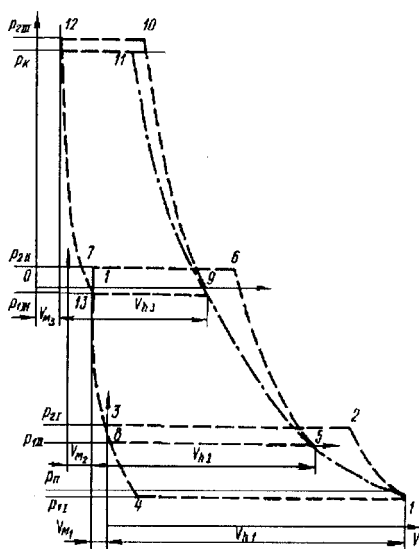


Рисунок 6.11. Суміщена схематизована індикаторна діаграма триступінчатого компресора при реальному процесі

1–2, 5–6, 9–10 – лінії стискування; 4–1, 8–5, 13–9 – лінії всмоктування; 2–3, 6–7, 10–12 – лінії нагнітання; 3–4, 1–3, 12–13 – лінії розширення

Процес стискування газу зображено лінією 1–6. Це еквівалентна політропа стискування. Її показник n_c , як правило, менший від показника адіабати.

Процес нагнітання зображено лінією 2–3. На діаграмі його зображено лінією постійного, середньоінтегрального за процес тиску нагнітання, який більший від тиску після нагнітального патрубку ступеня.

Лінія 3 – 4 зображає процес розширення газу з мертвого простору. Вона є еквівалентною політропою розширення з показником n_p . Значення його зазвичай менше, ніж n_c .

Площа індикаторної діаграми в масштабі k_0 відповідає індикаторній роботі першого ступеня

$$L_{iI} = k_0 F_{4-1-2-3-4}$$

Лінія всмоктування другого ступеня 8–5 лежить нижче за лінію нагнітання першого ступеня. Тиск p_{1II} на діаграмі також є середньоінтегральним тиском за процес всмоктування. Лінія всмоктування 8–5 буде коротша за лінію нагнітання першого ступеня 2–3, оскільки газ охолоджується в міжступінчастому холодильнику. Менший вплив робить зменшення маси газу через конденсацію водяної пари і негерметичність комунікацій.

Лінія стискування газу 5–6 є еквівалентною політропою стискування n_{cII} . Величина n_{cII} більша, ніж n_{cI} , оскільки внаслідок зменшення поверхні циліндра, що контактує з газом, вплив теплообміну знижується.

Лінія 6–7 відображає процес нагнітання в другому ступені. На схематизованій діаграмі тиск нагнітання p_{2II} постійний і дорівнює середньоінтегральному значенню за процес (він більший ніж p_{1III}).

Лінія 7–8 – еквівалентна політропа розширення з показником n_{pII} , меншим за n_{cII} , але більшим за n_{pI} .

Індикаторна діаграма другого ступеня зміщена щодо діаграми першого в бік менших об'ємів. Це викликано зменшенням об'єму другого ступеня.

Індикаторна робота другого ступеня пропорційна площі індикаторної діаграми

$$L_{iII} = k_0 F_{8-5-6-7-8}$$

Індикаторну діаграму третього, кінцевого, ступеня будують так само, як і дві перші, й індикаторну роботу визначають з рівняння

$$L_{i \text{ III}} = k_o F_{12-13-9-10-12}$$

Індикаторна робота компресора $L_{i \text{ к}}$ дорівнює сумі індикаторних робіт ступенів $L_{i \text{ к}} = \sum_{j=1}^z L_{ij}$.

Як видно з рисунка 6.11, площі індикаторних діаграм ступенів частково перекривають одна одну. Внаслідок втрат тиску на подолання опорів клапанів і комунікацій збільшується загальна індикаторна робота компресора.

6.13. Продуктивність реального багатоступінчатого компресора

Схему потоків газу в проточній частині реального багатоступінчатого компресора зображено на рисунку 6.16. Якщо при теоретичному процесі багатоступінчатого компресора всю масу газу, що надійшла в перший ступінь, споживачеві подає останній ступінь, то в реальному процесі цього не відбувається. Як видно зі схеми, виникають витоки газу \bar{m}_v (через ущільнення поршнів і штоків). Крім цього, в міжступінчастих комунікаціях відбувається конденсація водяної пари ($m_{\text{кон}}$).

Маса газу, яку подає останній ступінь, буде менша від початкової на суму мас витоків і конденсації.

Продуктивність багатоступінчатого компресора при реальному процесі можна визначити за формулою

$$\bar{m}_k = \bar{m}_{d1} - \sum_{i=2}^z (\bar{m}_v + \bar{m}_{\text{кон}})_i$$

де \bar{m}_{d1} – дійсна продуктивність першого ступеня компресора; \bar{m}_{vi} – масова витрата газу через ущільнення ступеня з номером i ; $\bar{m}_{\text{кон}i}$ – масова витрата рідини, що видаляється у водомаслиловіддільниках ступеня з номером i .

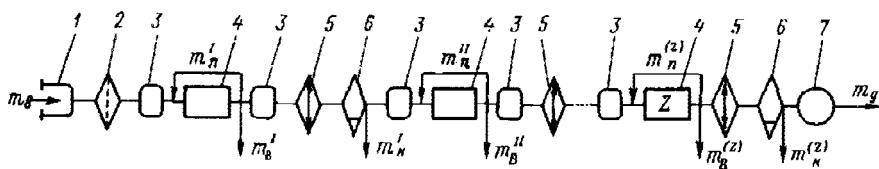


Рисунок 6.12. Схема потоків маси газу в проточній частині багатоступінчатого компресора:

1 – забірний пристрій; 2 – газовий фільтр; 3 – буфер; 4 – ступінь компресора; 5 – холодильник; 6 – водомаслиловідділювач; 7 – ресивер

Розділивши всі частини рівняння на \bar{m}_r , отримаємо

$$\lambda_k = \lambda_1 - \sum_{i=2}^z (v_B + v_{\text{кон}})_i,$$

де $\lambda_k = \bar{m}_k / \bar{m}_r$ – коефіцієнт продуктивності багатоступінчатого компресора; $v_{\text{ви}} = \bar{m}_{\text{ви}} / \bar{m}_r$ – відносна величина витоку газу із ступеня з номером i ; $v_{\text{кон}} = \bar{m}_{\text{кон}} / \bar{m}_r$ – відносна величина конденсації водяної пари.

Коефіцієнт продуктивності першого ступеня компресора визначають за формулою

$$\lambda_1 = \bar{m}_{\text{дл}} / \bar{m}_r \quad \text{або} \quad \lambda_1 = \lambda_{\text{т1}} (\lambda_{\text{о1}} - \mu_1) - (v_{\text{п1}}^* + v_{\text{в1}}^* + v_{\text{кон}})$$

Якщо перший ступінь багатоступінчатого компресора виконано в декількох робочих камерах або циліндрах, то за продуктивність компресора при теоретичному процесі беруть суму теоретичних продуктивностей окремих камер.

6.14. Вплив вологості газу на продуктивність компресора

Гази, що стискаються, зазвичай містять пари води, температура конденсації яких вища, ніж у чистих газах. Якщо перед всмоктувальним патрубком парціальний тиск водяної пари $p_{\text{в,п}}$, то після нагнітання він буде збільшений у ε разів. У процесі охолодження газу в міжступінчастому холодильнику парціальний тиск водяної пари може порівнятися з тиском насиченої пари. Починаючи з цієї миті і до досягнення газом температури $T_{\text{ш}}$ відбуватиметься конденсація водяної пари.

У завданні на проектування компресора вказують температуру парогазової суміші перед всмоктувальним патрубком T_{11} , відносну вологість газу і ψ і температуру охолоджувального середовища $T_{о.с.}$. Парціальний тиск насиченої пари при температурі T_{11} знаходять з таблиць водяної пари [5].

Масову витрату водяної пари, що надходить у компресор, можна визначити за формулою

$$\bar{m}_{в.п. I} = \rho_{в.п. I} \bar{V}_{в.п. I},$$

де $\rho_{в.п. I}$ – густина водяної пари перед всмоктувальним патрубком; $\bar{V}_{в.п. I}$ – об’ємна витрата всмоктуваної пари в перший ступінь.

Величину $\rho_{в.п. I}$ знаходимо з рівняння

$$\rho_{в.п. I} = \frac{\psi p_{н.п. I}(T_{11})}{R_{в.п.} T_{11}}, \quad (6.35)$$

де $R_{в.п.}$ – газова стала водяної пари; $p_{н.п. I}(T_{11})$ – тиск насиченої при температурі всмоктування в I ступені.

Якщо в міжступінчастій комунікації першого ступеня відбувається конденсація водяної пари, то масова витрата пари, що надходить у другий ступінь, $\bar{m}_{в.п. II} < \bar{m}_{в.п. I}$. Її визначають за формулою

$$\bar{m}_{в.п. II} = \rho_{в.п. II} \bar{V}_{в.п. II}. \quad (6.36)$$

Тут $\rho_{в.п. II} = \rho_{н.п. II} = p_{н.п. II}(T_{11}) / R_{в.п.} T_{11}$, де $p_{н.п. II}$ – тиск насичених парів при всмоктуванні в другий ступінь.

Величину $\bar{V}_{в.п. II}$ у в.п.і з достатньою для розрахунків точністю можна визначити за наближеною формулою

$$\bar{V}_{в.п. II} = \bar{V}_{в.п. I} T_{11} / (T_{11} \varepsilon_1), \quad (6.37)$$

Масова витрата конденсату

$$\bar{m}_{кон. I} = \bar{m}_{в.п. I} - \bar{m}_{в.п. II}. \quad (6.38)$$

Використовуючи рівняння (6.35) і (6.36), після деяких спрощень отримаємо

$$\bar{m}_{\text{конл}} \approx \rho_{\text{в.п.л}} \bar{V}_{\text{в.п.л}} \left[\psi - p_{\text{н.п. (Т1п)}} / \left(p_{\text{н.п. (Т1п)}} \varepsilon_1 \right) \right]. \quad (6.39)$$

Відносна величина конденсату

$$v_{\text{конл}} = \bar{m}_{\text{конл}} / \bar{m}_T = \frac{\lambda_1 \rho_{\text{в.п.л (Т1п)}}}{\rho_n \left[\psi - p_{\text{н.п. (Т1п)}} / \left(p_{\text{н.п. (Т1п)}} \varepsilon_1 \right) \right]},$$

де ρ_n – густина всмоктуваного в ступінь газу і водяної пари; λ_1 – коефіцієнт продуктивності першого ступеня.

Оскільки ψ величина змінна, то оцінювати вплив вологості можна тільки приблизно. Проте помилка не буде більша 3% від продуктивності компресора. Випаданням вологи після третього ступеня можна нехтувати, оскільки воно дуже мале.

6.15. Індикаторна робота багатоступінчатого компресора з реальним робочим процесом

Індикаторна робота компресора при реальному процесі $L_{i.k.}$ відповідає сумі індикаторних робіт ступенів $L_{i.ст.}$. Величину $L_{i.ст.}$ визначають з рівняння

$$L_{i.ст.} = m_d l_{i.ст.} = m_d RT_n \left[(1+a) A_c - a \varepsilon^{n_p} A_p \right] \frac{1 - \lambda_{i.ст.}}{\lambda_{i.ст.}},$$

де m_d – маса газу, яку ступінь подає в нагнітальний трубопровід; $\lambda_{i.ст.}$ – коефіцієнт продуктивності ступеня;

$$A_c = \frac{n_c}{n_c - 1} \left(\varepsilon_u^{n_c} - 1 \right); \quad A_p = \frac{n_p}{n_p - 1} \left(\varepsilon_u^{n_p} - 1 \right).$$

Температури газу перед всмоктувальними патрубками ступенів у розрахунках беруть однаковими.

У міжступінчатих комунікаціях слід охолоджувати газ до найнижчої температури для зменшення індикаторної роботи в безпечнішій експлуатації. Найменшої можливої температури досягають при протитечії газу й охолоджувальної води

$$T_{\min} = 273 + t_{\text{в.о}}$$

де $t_{\text{в.о}}$ – температура охолоджувальної води на вході в міжступінчастий холодильник.

При паралельному і перехресному русі середовищ мінімальна температура буде вища на величину нагріву води в холодильнику Δt .

Мінімальної температури газу можна було б досягти при нескінченно великих поверхнях і нескінченно великому часі охолодження. Практично, щоб знизити розміри холодильників і їхні маси, планують недоохолодження газу порівняно з T_{\min} на величину $\Delta t_{\text{н.о}}$. Для стаціонарних компресорів АГНКС з тривалою цілодобовою роботою недоохолодженням задаються від 3 до 8 К.

У транспортних компресорах ПАГЗ, в яких особливо важливі маса і габаритні розміри, при рідинному (водяному) охолодженні недоохолодження $\Delta t_{\text{н.о}}$ збільшують до 15 К.

У пересувних компресорних установках дуже часто застосовують повітряне охолодження холодильників і циліндрів компресора. В цих машинах $\Delta t_{\text{н.о}}$ досягає 25 К.

Температуру газу перед всмоктувальним патрубком усіх ступенів, окрім першого (для I ступеня T_1 указують у завданні на проектування), визначають за формулою

$$T_1 = T_{\min} + \Delta t_{\text{н.о}}$$

Величина середнього за процес всмоктування відносної втрати тиску $\aleph_{\text{ісп}}$ знижується із збільшенням номера ступеня. Це відбувається внаслідок зменшення швидкостей газу і підвищення тиску в комунікаціях. На підставі обробки даних, отриманих при випробуванні поршневих компресорів, було отримано формулу для знаходження $\aleph_{\text{ісп}}$ залежно від $\aleph_{\text{ісп}}$

$$\aleph_{\text{ісп}} = 0,8^{i-1} \aleph_{\text{ісп}} \quad (6.40)$$

Для визначення середнього відносного збільшення тиску в циліндрі від опорів у лінії нагнітання і клапанах допускається застосовувати аналогічну формулу

$$\aleph_{\text{2ісп}} = 0,8^{i-1} \aleph_{\text{2ісп}} \quad (6.41)$$

Із зростанням номера ступеня зменшуються його розміри i , отже, зменшується вплив теплообміну газу із стінками і мастилообміну через нещільність клапанів. Еквівалентні показники політроп збільшуються відповідно до емпіричної формули

$$n_{c.e.i} = n_{c.e.1} + 0,015(i-1)k \quad (6.42)$$

Показник політропи стиснення першого ступеня змінюється в діапазоні від $0,92k$ до k . Якщо $n_{c.e.}$ досяг у проміжному ступені величини k , то в решті всіх ступенів з більшими номерами його слід брати таким, що дорівнює k .

Відносний мертвий простір a зростає із збільшенням номера ступеня i , оскільки із зменшенням об'ємів ступеня дуже важко набутти малого значення відносного мертвого простору.

Зміну a від номера ступеня можна визначити рівнянням

$$a_i = a_1 + 0,025(i-1)$$

Із збільшенням a_i величина $n_{p.e.}$ наближається до $n_{c.e.}$. Цю залежність описують формулою

$$n_{p.e.} = \alpha_2 n_{c.e.}$$

де α_2 – коефіцієнт, який змінюється від $0,92$ до 1 і зростає з номером ступеня.

У разі рівності показників політроп $n_{p.e.} = n_{c.e.}$ або при малій їх різниці величину $L_{i.c.}$ можна визначати рівнянням (6.29).

Рівняння стану реального газу при невеликому тиску не дає помітних відхилень від рівняння стану ідеального газу. Проте із зростанням тиску починає позначатися вплив власного об'єму молекул і сил міжмолекулярної взаємодії.

Найчастіше реальність газу враховують введенням коефіцієнта стисливості z у рівняння стану реального газу

$$pv = zRT \quad (6.43)$$

або використовують рівняння Допре – Гіріна

$$p(v-b) = RT, \quad (6.44)$$

де b – нестискуваний об'єм газу, зайнятий молекулами, m^3/kg .

При однаковому тиску і температурах питомий об'єм реального газу v більший від ідеального $v_{\text{ід}}$ на величину об'єму нестискуваного газу

$$b = v - v_{\text{ід}}$$

З рівнянь (6.43), (6.44) знаходимо

$$z = p(v_{\text{ід}} + b) / RT = 1 + b/v_{\text{ід}}$$

Введемо нову змінну β – показник відхилення в стисливості

$$\beta = b/(p_0 v_0) = b/RT_0 = b/273R,$$

де $p_0 = 101,3 \text{ кН/м}^2$ і $T_0 = 273 \text{ К}$ — параметри газу за нормальних фізичних умов.

З попереднього рівняння знаходимо

$$b = 273R\beta. \quad (6.45)$$

Замінивши в рівнянні Дюпре–Гіріна величину b її виразом з (6.45) і розв'язавши його відносно v , отримаємо

$$v = R \left(T/p + 273\beta \right). \quad (6.46)$$

Питому роботу стиснення і переміщення газу в компресорі визначають рівнянням

$$l = \int_{p_n}^{p_k} v dp$$

Замінімо v виразом з рівняння (6.46)

$$l = \int_{p_n}^{p_k} R \left(T/p + 273\beta \right) dp \quad (6.47)$$

Визначмо питому роботу стиснення і переміщення газу в політропному процесі з постійним показником політропи для реального газу, інтегруючи рівняння (6.47).

Об'ємний показник адіабати позначають k_0 і визначають з рівняння

$$k_0 = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} \approx -\frac{v}{p} \frac{\Delta p}{\Delta v}$$

Зміна об'єму на малу величину Δv призводить в реальному газі до підвищення тиску Δp . Він може стати як більшим, так і меншим від приросту тиску, який відбувся б у реальному газі при такій же зміні об'єму.

Показник адіабати, що зв'язує тиск і об'єм реального газу k_0 , не відповідає показникові адіабати, що зв'язує тиск і температуру при цьому процесі. На малій ділянці адіабатного процесу залежність між тиском p і температурою T визначають рівнянням

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}}$$

Експериментально визначені величини k_0 , і k_T наведено нижче:

| | | | | | |
|---------------------------------------|------|-------|-------|------|--------|
| Тиск, МПа | 0,1 | 30 | 60 | 80 | 100 |
| Об'ємний показник адіабати k_0 | 1,41 | 2,39 | 3,3 | 3,8 | 3,9 |
| Температурний показник адіабати k_T | 1,41 | 1,416 | 1,345 | 1,34 | 1,346. |

Температурний показник адіабати k_T слабо залежить від тиску. Для одного ступеня компресора його можна взяти постійним.

Показники політропу n_0 і n_T поводяться аналогічно, і, отже, для одного ступеня величину n_T можна взяти постійною.

З рівняння (6.47) можна зобразити $l_{\text{пол}}$ як суму двох інтегралів

$$l_{\text{пол}} = R \int_1^2 \frac{T}{p} dp + 273R \int_1^2 \beta dp$$

У першому підінтегральному виразі слід підставити з рівняння процесу

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}}$$

У результаті цього підставлення отримаємо

$$R \int_1^2 \frac{T}{p} dp = R \int_1^2 T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \frac{dp}{p} = \frac{RT_1}{p} \frac{p_2}{p_1} \int_1^2 p^{\frac{1}{n_T}} dp$$

Значно важче знайти в загальному вигляді розв'язок другого інтеграла, оскільки немає аналітичних залежностей величини β від тиску p при постійних показниках політроп n_T у різних газів і їхніх сумішей.

Результати експериментальних досліджень наводять у вигляді графічних залежностей величини β від тиску p при різних постійних температурах. В інших випадках обмежуються таблицями величин β при різних p і T .

Другий інтеграл можна обчислити чисельними методами для конкретного випадку, використовуючи параболічну формулу Сімпсона

$$\int_{p_1}^{p_2} \beta dp = \frac{1}{6} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_2 - p_1) = \Delta B_{\text{пол}}$$

де β – знаходять з експериментальних графічних залежностей або табличних даних; β_1 – визначають при тиску p_1 і температурі T_1 , що відповідають початкові процесу стиснення газу в робочій камері; β_2 – обчислюють для тиску p_2 і температури T_2 ; β^* – знаходять для тиску $p^* = (p_1 + p_2)/2$ і температури $T^* = T_1 \left[\frac{(p_1 + p_2)/2}{p_1} \right]^{\frac{n_T-1}{n_T}}$; $\Delta B_{\text{пол}}$ – показник надлишку роботи в політропному процесі стиснення реального газу з показником політропи n_T від тиску p_1 до тиску p_2 .

Підставивши результати інтеграції у вираз для питомої політропної роботи, отримаємо

$$l_{\text{пол}} = R \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}$$

Роботу стиснення і переміщення маси реального газу m при політропному процесі визначають рівнянням:

$$L_{\text{пол}} = m l_{\text{пол}} = mR \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}$$

Потужність, що витрачається на стиснення і переміщення масової витрати \bar{m} , визначають за формулою:

$$N_{\text{пол}} = \bar{m}R \left\{ T_1 \frac{n_T}{n_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{пол}} \right\}$$

При визначенні роботи $L_{\text{пол}}$ і потужності $N_{\text{пол}}$ реального компресора за початковий тиск газу слід брати $p_1 = p_{1н} = p_1 (1 - \kappa_{1\text{сп}})$, а за кінцевий $p_2 = p_{2н} = p_1 (1 + \kappa_{2\text{сп}})$. Для окремого випадку політропного процесу – адіабатного – величини $L_{\text{ад}}$, $N_{\text{ад}}$, $l_{\text{ад}}$ визначають рівняннями:

$$L_{\text{ад}} = ml_{\text{ад}},$$

$$N_{\text{ад}} = \bar{m}l_{\text{ад}}.$$

Тут

$$l_{\text{ад}} = R \left\{ T_1 \frac{k_T}{k_T - 1} \left[\left(\frac{p_{2\text{н}}}{p_{1\text{н}}} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_{\text{ад}} \right\},$$

$$\text{де } \Delta B_{\text{ад}} = \frac{1}{6} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_{2\text{н}} - p_{1\text{н}}).$$

Величину β_1 знаходять при тиску $p_{1\text{н}}$ і температурі $T_{1\text{н}}$, β_2 – при $p_{2\text{н}}$ і $T_{2\text{н}}$, β^* – при $(p_1 + p_2)/2$ та $T^* = T_1 \left[\frac{p_1 + p_2}{2p_1} \right]^{\frac{1}{k_T}}$. Роботу стиснення і переміщення реального газу при ізотермному процесі знаходять з рівняння

$$L_{\text{із}} = ml_{\text{із}} = mR \left\{ T_1 \ln \frac{p_{2\text{н}}}{p_{1\text{н}}} + 273 \Delta B_{\text{із}} \right\}.$$

Тут

$$\Delta B_{\text{із}} = \frac{1}{6} (\beta_1 + 4\beta^* + \beta_2) (p_{2\text{н}} - p_{1\text{н}}),$$

де β_1 знаходять при $p_{1\text{н}} = \text{const}$, β_2 – при $p_{2\text{н}} = \text{const}$ і β^* – при $(p_{1\text{н}} + p_{2\text{н}})/6$.

6.16. Вибір числа ступенів підвищення тиску газу в багатоступінчатому компресорі

Досвід компресоробудування показує, що зона найбільшого ККД ступеня компресора і найменшої питомої індикаторної роботи відповідає відношенню тиску в ній від 3 до 5 [9]. Якщо кожен ступінь компресора має високий ККД, то він повинен бути високий і у всієї машини. Для визначення орієнтовного числа ступенів s слід вибрати $\varepsilon_{ст}$ в зоні максимального ККД, керуючись наступним.

1. Компресорні машини, призначені для тривалої безперервної роботи, мають менш напружений режим, тому для них беруть $\varepsilon_{ст}$, ближче до трьох, і вибирають менші частоти обертання колінчастого вала.

2. Для транспортних і інших компресорів з короткочасною роботою для зменшення маси і габаритних розмірів установки слід вибрати $\varepsilon_{ст}$ ближче до п'яти, і вищу (до 25 і навіть 50 с^{-1}) частоту обертання колінчастого вала.

3. У компресорах, що стискають легкі гази (наприклад, водень, гелій, метан та інші), опори руху газу в проточній частині ступенів і міжступінчастих комунікаціях малі. Тому для зменшення питомої індикаторної роботи можна збільшити число ступенів. Менші відношення тиску в ступенях знижують температури газу і стінок поверхонь циліндрів, роблять роботу компресора безпечнішою і надійнішою.

4. Компресори для багатоатомних газів мають нижчий показник адіабати, ніж у одно- і двоатомних газів, і тому невисоку температуру газу, що нагнітається. Для подібних компресорів допустимо вибрати вищі відношення тиску в ступенях. Число ступенів s знаходять з рівняння, і воно може мати дробове значення, яке округлюють

$$s = \ln \varepsilon_0 / \ln \varepsilon_{ст}$$

Загальне відношення тиску в компресорі ε_0 указують у завданні на проектування. Потім на підставі попереднього термодинамічного розрахунку знаходять розміри робочих камер, габарити і витрати потужності на привід для ε_{\min} і ε_{\max} . Вибір варіанта залежить від призначення машини.

Менші відношення тиску в ступенях зменшують сили, що діють на механізм руху, роблять його легшим, а експлуатацію ступенів безпечною і надійною.

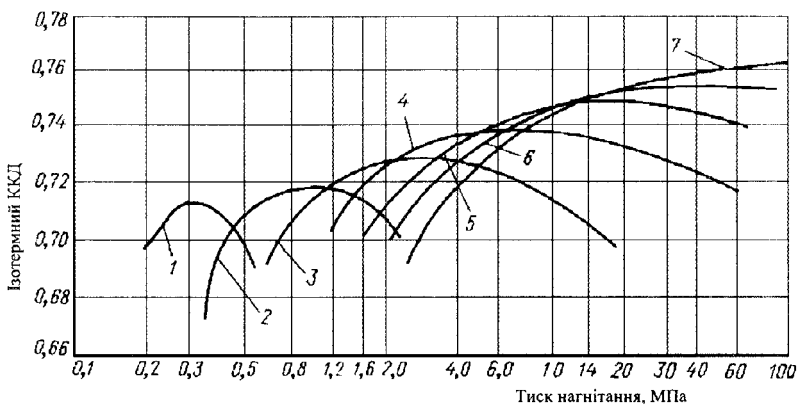
При виборі числа ступенів ε часто використовують статистичні дані за вже виконаними компресорами. Відношення тиску в компресорі ε_0 залежно від числа ступенів наведено нижче:

| | | | | |
|------------------------------------|----------|----------|----------|--------|
| Число ступенів s | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Відношення тисків, ε_0 | 7 | 6-50 | 14-150 | 36-400 |
| Число ступенів s | 5 | 6 | 7 | |
| Відношення тисків, ε_0 | 150-1000 | 200-1100 | 450-1100 | |

Тут не враховані ще авіаційні поршневі компресори, в яких діапазон ε_0 при однакових s був би ще більший. Те, що діапазони ε_0 для різних s перекриваються, вказує на різні умови роботи компресорів.

Залежність ізотермного індикаторного коефіцієнта корисної дії компресорів від ε_0 і чисел ступенів зображено на рисунку 6.13.

Криві побудовано для таких умов: $T_{1u} = 293 \text{ K}$; $T_{1u} = T_{1u} = \dots = T_{1z} = 303 \text{ K}$; $\kappa_{11} = 0,05$; $\kappa_{21} = 0,1$; $\kappa_{11} = \kappa_{11} 0,8^{i-1}$; $\kappa_{21} = \kappa_{21} 0,8^{i-1} \kappa_{21}$; $\nu = 0,01$ в кожному ступені; $\nu_n = 0,02$ в кожному ступені. Показник політропи стиснення n_c в першому ступені дорівнює 1,35, а у всіх подальших його визначають з рівняння (6.42). Показник політропи розширення беруть таким, що дорівнює показникові політропи стиснення. Відношення тиску за ступенями беруть рівними, і їх визначають за допомогою рівняння $\varepsilon_{cr} = \sqrt[s]{\varepsilon_0}$.



*Рисунок 6.13. Залежність індикаторного ізотермного ККД від кінцевого тиску і числа ступенів
1,2...7 – число ступенів підвищення тиску*

Зона між точками перетину кривої ізотермного індикаторного ККД компресора з s ступенями з такими ж кривими, але із ступенями $(s - 1)$ і $(s+1)$ є раціональною з погляду енергетичних витрат на індикаторну роботу. При виборі компресорів слід врахувати, що кожен ступінь не тільки ускладнює конструкцію машини, але й додає витрати роботи на подолання тертя в механізмі руху.

Проте в той же час збільшення s призводить до зменшення поршневої сили в рядах, робить механізм руху легким і зручним при експлуатації.

Розділ 7

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС ВІБРАЦІЙНИМИ МЕТОДАМИ*

7.1. Стан вібраційного контролю, діагностування і сервісного обслуговування компресорних установок АГНКС

Для обґрунтування необхідності створення системи діагностування стану компресорних установок (КУ) АГНКС проаналізовано показники їх надійності. Для досліджень вибрано такі типи КУ:

- 4HR3KN-200 /210-5-249 (НДР);
- 2НВ2К-160 /100С (НДР);
- 2ВVTN /3 (Італія);
- 4ГМ2, 5-1, 2 /10-250 (Україна);
- 2ГМ4-1, 3 /12-200 (Росія).

Слід відзначити, що ДНАОП або ГОСТ за надійністю спеціально для КУ АГНКС не розроблено. Тому як критерії експлуатаційної надійності взято показники роботи стаціонарних газоперекачувальних агрегатів (ГПА) компресорних станцій (КС) магістральних газопроводів:

- напрацювання на відмову – T_0 ,
- коефіцієнт готовності – K_r ,
- коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$.

Показники надійності розраховано за період експлуатації 1986–2008 рр. За вказаний період відзначається тенденція росту показників надійності КУ АГНКС, які експлуатують в Україні, проте загальний рівень надійності КУ залишається низьким.

Компресорні установки типу 4HR3KN-200/210-5-249 WLK (колишньої НДР) протягом досліджуваного періоду в різних виробничих підрозділах мали значення показників:

- напрацювання на відмову – T_0 від 60 до 5000 годин;
- коефіцієнт готовності – K_r від 0,3 до 1,0;
- коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$ від 0,25 до 1,0.

*Розділ 7 написано за участі кандидата технічних наук В. Р. Козака

Основними причинами, що знижують рівень експлуатаційної надійності КУ 4HR3KN-200, є:

пошкодження елементів клапана всмоктування і нагнітання (30%);
руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець IV ступеня (20%), III ступеня (15%) і II ступеня (11%);

руйнування, передчасний знос, задирки, відпрацювання поршнів і циліндрів (8%). Компресорні установки типу 2HB2K-100 /100С (колишньої НДР) протягом досліджуваного періоду в різних виробничих підрозділах мали значення:

напрацювання на відмову – T_0 від 300 до 600 годин;

коефіцієнт готовності – K_r від 0,862 до 1,0;

коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$ від 0,8 до 1,0.

Компресорні установки типу 2BVTN /3 (Італія) у різних виробничих підрозділах мали значення:

напрацювання на відмову – T_0 від 800 до 3000 годин;

коефіцієнт готовності – K_r від 0,242 до 1,0;

коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$ від 0,224 до 1,0.

Основними причинами, які впливають на рівень експлуатаційної надійності КУ 2BVTN/3, є:

руйнування поршневих ущільнювальних кілець (56%);

пошкодження сальникових ущільнень (11%);

передчасний знос і руйнування гільз (11%);

пошкодження колінчастого вала (4%);

вихід з ладу електродвигуна.

Слід відзначити велику нерівномірність розподілу відмов у часі (наприклад, 1986 р. 4,79 відмови на один КУ, 1987 р. – 21,6, 1999 р. – 0,9).

Компресорні установки типу 4ГМ2, 5-1,2 /10-250 (Україна) протягом досліджуваного періоду мали значення:

напрацювання на відмову – T_0 від 192 до 6000 годин;

коефіцієнт готовності – K_r від 0,3 до 1,0;

коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$ від 0,35 до 1,0.

Основними причинами, що понижують рівень експлуатаційної надійності КУ 4ГМ2, 5-1,2/10-250, є:

несправність насоса антифризу (56%);

руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець (22%);

руйнування елементів клапанів (22%).

Силові компресорні установки типу 2ГМ4-1,3/12-250 (завод «Борець», Росія) протягом досліджуваного періоду мали показники:

напрацювання на відмову – T_o від 600 до 3000 годин;

коефіцієнт готовності – K_r від 0,6 до 0,9;

коефіцієнт технічного використання – $K_{тв}$ від 0,5 до 0,8.

Основними причинами, що понижують рівень експлуатаційної надійності КУ 2ГМ4-1,3/12-250, є:

руйнування, передчасний знос поршневих ущільнювальних кілець III ступеня (18%), IV ступеня (17%), II ступеня (15%) і I ступеня (12%);

знос елементів сальника (10%);

задирки, передчасні знос і руйнування гільз II ступеня (9%), I і III ступенів (8%).

Відмови зумовлені в основному конструкційно-виробничими причинами і зберігаються під час усього періоду, який досліджували.

Отже, аналіз показників надійності КУ, які експлуатують в Україні, дозволяє зробити такі висновки:

жодний тип КУ не має високого рівня експлуатаційної надійності;

серед підприємств, що експлуатують КУ одного типу, відзначається істотна розбіжність рівня надійності установок, що свідчить про різний рівень експлуатації;

збереження низького рівня ремонтпридатності КУ АГНКС протягом тривалого періоду експлуатації зумовлено відсутністю кардинального розв'язання цілого комплексу питань, пов'язаних з організацією і комплектацією запасними частинами, з організацією ремонту за фактичним станом.

Проведений аналіз вітчизняних і зарубіжних джерел, патентні дослідження, які пов'язані з діагностикою, визначили, що найперспективнішим напрямком є моніторинг стану машинного обладнання шляхом аналізу механічних коливань [3, 23, 25].

Щодо двигунів внутрішнього згоряння, відомі дослідження для розробки:

методів і пристроїв для виявлення зносу поршня і циліндра (Японія) [34];

способу і приладу для виявлення наявності або відсутності поршневого кільця на поршні в циліндрі ДВС (США) [37];

визначення робочого стану кінематичних пар «поршень – циліндр» (Німеччина) [36];

пристрою для контролю зазорів у клапанному механізмі й інших вузлах (Німеччина).

У вітчизняній практиці застосовують пристрої діагностування задирок пари «поршень – втулка» циліндра ДВС за параметрами вібрації, а також визначення зазорів між гільзою циліндра і поршнем. Проте зв'язок між характеристиками сигналу і параметрами технічного стану неоднозначний.

Розкид значень характеристик перевищує їх зміну при зміні параметра стану від мінімального до максимального значення.

У вітчизняних і зарубіжних публікаціях останніх років в основному сформульовано загальні вимоги, котрим повинна відповідати система діагностування великих поршневих компресорів.

Діагностування КУ АГНКС перебуває на стадії становлення.

Слід відзначити, що при становленні будь-якої галузі виробник стурбований випуском обладнання. На жаль, на цій стадії його мало цікавить, що трапиться з обладнанням після введення його в експлуатацію. КУ АГНКС не є винятком [26].

У теперішній час для КУ АГНКС залишилося правило здійснювати профілактичне обслуговування на основі заданих інтервалів часу, системи планово-запобіжних ремонтів (ППР). Згідно з виробничими планами і після завершення визначеної тривалості експлуатації кожна зупинка КУ стається зовсім несподівано і експлуатаційний персонал не може нічим зарадити відмові установки [3, 23, 32].

Таке становище ППР не враховує проведення ремонтів залежно від фактичного стану КУ АГНКС з урахуванням технічної і економічної доцільності.

Цей перехід можливий тільки на основі розвиненої методології і технічних засобів, що забезпечують діагностування КУ. Це якісно новий етап у розвитку й удосконаленні форм і методів технічного сервісу. Суть цих методів полягає в тому, що вони дозволяють з високою точністю і надійністю оцінити технічний стан машин, вчасно вжити ряд потрібних заходів з ремонту для того, щоб не допустити несподіваного виходу обладнання з ладу.

Серед методів технічної діагностики набули розповсюдження параметричні методи діагностування [10, 11, 12], віброакустичні [24, 3, 4, 64, 5], трибодіагностичні [29], інтроскопія, радіохвильове діагностування, рентгенографічних, радіоактивних ізотопів, ультразвуковий і т. ін. [40, 92, 47].

Перспективність методів і засобів вібраційної діагностики в газовій галузі відображено в оглядах з діагностики: досліджено теоретичні питання створення методів вібродіагностики; визначено вимоги до технічного забезпечення засобів вимірювання; розглянуто принципи побудови сучасної вібровимірювальної апаратури; розглянуто організаційні й методичні принципи розвитку діагностування; розроблено регламенти вимірювань для діагностування ГПА; розглянуто математичні й фізичні основи побудови моделей і алгоритмів діагностування і прогнозування технічного стану; розглянуто питання вібраційної надійності; дано економічну оцінку ефективності впровадження систем діагностики [60, 50, 51, 38].

У теперішній час на компресорних станціях (КС) експлуатують ряд діагностичних систем, впровадження яких дало позитивні результати [6, 4].

Більшість вітчизняних і зарубіжних дослідників дійшли висновку, що вивчення часток зносу в системі мастила, їх хімічного складу, кількості, розмірів і форм у процесі напрацювання є на цьому етапі єдиним способом визначення механізму зносу і його інтенсивності, що дозволяє оцінити поточний технічний стан і прогнозувати залишковий ресурс окремого вузла тертя і всього агрегату загалом.

Аналіз хімічного складу часток зносу дає можливість установити матеріал зношеної деталі. Розмір часток і особливо параметри їх розподілу характеризують інтенсивність зносу, а форма допомагає ідентифікувати механізм або причину зносу [40].

Як показав практичний досвід, вимогам трибодіагностики найкраще відповідають:

плазмово-емісійний спектральний аналіз (ЕСА) хімічного складу часток зносу (переваги – універсальність, чутливість, точність);

ферографія прямого зчитування й аналітична ферограма як метод оперативної трибодіагностики для вимірювання часток зносу за розмірами (від 5 до 100 мкм);

автоматичні магнітні пробки для наявності великих металевих часток (понад ніж 50 мкм), котрі є результатом стомленого зруйнування або викришування поверхонь тертя.

Засобами діагностування є квантометри типу МФС-5 або МФС-7 (ЛОМО), JV-48 («Комер», Франція); автоматичні системи аналізу зображення часток зносу типу СВІТ (ИКИ АН СРСР) або «Мажиекан-2» (Англія), «Лейтц» (НДР) для автоматичної класифікації, комплект приладів для експрес-аналізу фізико-хімічних властивостей мастила; ЕОМ для створення банку даних з відмов ГПА.

Проте методи трибодіагностики для ГПА мають свої вади і труднощі: складність одержання однорідної проби мастила, трудомісткість процесів відбору, підготовки і дослідження проб мастила; значний вплив витікань, доливання мастила на результати діагностування; складність і висока вартість сучасних установок.

У всьому різноманітті спеціальних методів і засобів контролю технічного стану ГПА широко використовують візуальний контроль, котрий є найдопустимішим і найпростішим методом.

Візуальний контроль передбачає застосування як найпростіших оптичних засобів – плоских і сферичних дзеркал, луп, так і складніших приладів – плоскооптичних і бінокулярних луп, ендоскопів, телеендоскопів і ін. [23].

Ці прилади дозволяють здійснювати контроль, діагностику технічного стану елементів агрегатів і іншого обладнання.

В експлуатаційних умовах ГПА вітчизняного і зарубіжного виробництва обладнані різної апаратурою, яка дозволяє вимірювати значення параметрів і процесів, що характеризують технічний стан основних вузлів. Так, у ДП «Оргенергогаз» розробили і експлуатують систему контролю вібрації ГТУ «Вібрин», систему вібраційного захисту і контроль «Віза». В дослідно-промисловій системі технічної діагностики використовують розроблений у ІТЦ «Оргтехдіагностика» прилад СВДК-1.

Імпортні ГПА типу ГТК-10І укомплектовані системою захисту від вібрації нагнітачів і турбокомпресора фірми «BENTLI NEVADA». Ця система призначена для захисту нагнітачів від надмірної вібрації і осьового зсуву, здійснює контроль за вібрацією підшипникових нагнітачів у двох площинах і осьового зсуву ротора. Система захисту турбокомпресора містить контроль температури, швидкості обертання, вібраційних параметрів і інших.

Агрегати ГТК-251 укомплектовані апаратурою фірми Шенк «Віброкон-троль-2000» – це сучасна і потужна система для проведення вимірювань і контролю:

- відносних коливань валів;
- відносних усунень валів і абсолютних коливань опор;
- відносної деформації валів;
- абсолютної деформації корпусу;
- числа обертів;
- температури й інших параметрів.

Вітчизняні ГПА типу ГТН-25 обладнані установкою централізованого контролю і управління А-705-15-01, що передбачас вимірювання значного числа параметрів: температури, тиску та інших.

До складу установки входять:

- комплекс перетворювачів із сигналізаторами «Турбіна»;
- прилад контролю факела «Полум'я»;
- прилад регулювальний РП2-УЗ;
- контрольно-сигнальна апаратура КСА-15;
- тракт контролю вібрації ВВК-331.

Розроблена апаратура КСА-15 і ВВК-331 має серйозні недоопрацювання і не задовольняє вимоги вібродіагностування. Частина цих недоопрацювань є і в апаратурі ВВМ-337. Методики і засоби діагностування і контролю ГТН-25 перебувають на стадії науково-дослідних розробок [10].

Наприклад, в об'єднанні «Спектр» (Україна) розробляють багатоканальну автоматизовану апаратуру вібраційного контролю і захисту типу ВСВ-350. Ця апаратура має віброаналізатор і матине можливість прогнозувати технічний стан.

Найкращими із зарубіжних способів за техніко-економічними показниками є «Системи захисту від вібрації» фірми «Бентлі Невада» (США), «Контрольний пристрій 2505» і система 3540 фірми «Брюль і К'єр» (Данія), «Віброконтроль-2000-фірм» «Карл Шенк», багатоканальні вимірювальні системи фірми «Рейтингер», фірми «Філіпс» (Голландія). Фірма «Брюль і К'єр» розробила систему 3540 (COMPASS), обладнану обчислювальною технікою, яка прогнозує, аналізує і контролює.

Система (COMPASS) може здійснювати моніторинг, що дозволяє виконати численні операції і значно понизити фінансові витрати.

Відомий також ряд методів діагностики, що розроблені для конкретних машин [38, 30, 31, 33].

Проведений аналіз показує, що для кожної конкретної конструкції КУ і умов експлуатації має бути визначено свої діагностичні параметри віброконтролю, за допомогою яких можна визначити її технічний стан.

Актуальною проблемою є створення методів і апаратури, за допомогою яких можна було б вчасно зупинити агрегат на початковій стадії руйнування його вузлів. Другою важливою проблемою є виявлення на усунення несправностей у КУ АГНКС.

Найперспективнішим напрямком є моніторинг обладнання шляхом аналізу механічних коливань [3, 8]. Системи моніторингу здатні давати попереджувальну інформацію на початкових стадіях виникнення несправностей. Отже, такі системи можуть запобігти аварії з катастрофічними наслідками, зменшити змушені перерви в роботі, вартість витрат з техобслуговування, збільшити строк служби КУ.

Основний зміст технічного обслуговування (ТО) – підтримувати в постійній готовності до використання КУ, забезпечувати високу ефективність процесу її експлуатації. Однією з прогресивних тенденцій у сфері ТО є розвиток і удосконалення матеріально-технічної бази, і насамперед використання спеціалізованого обладнання для діагностики. Без швидкої і об'єктивної оцінки технічного стану обладнання КУ неможливе її якісне ТО.

В Україні передбачають створити мережу районних технічних центрів сервісного обслуговування АГНКС. Основною вимогою до районних технічних центрів є якісне виконання таких функцій, як:

- організація поточного спостереження за обладнанням, що перебуває в експлуатації, діагностування, профілактичний огляд, консультації;

- організація обліку ремонтних робіт, аналізу дефектів, що повторюються, продуктивності обладнання і, зокрема, кількості відпрацьованих годин;

- забезпечення КУ технічною документацією, включаючи інструкції з експлуатації, рекомендації з ТО і експлуатації обладнання;

- вивчення ринку збуту газу як автомобільного палива, проведення заходів зі збільшення обсягів реалізованого газу;

- організація постачання запасними частинами, мастильними й іншими матеріалами КУ;

проведення технічних обслуговувань і ремонтів обладнання КУ;
проведення хімічного аналізу газу.

Окрім зазначених функцій районних технічних центрів, доцільно також провести роботи з діагностики і налагодження обладнання, автомобілів, що працюють на газовому паливі, й інші послуги.

Однією з найважливіших функцій технічних центрів є діагностування обладнання КУ, зокрема вібраційне діагностування. Система діагностування КУ має бути орієнтована на обслуговування машин залежно від реального технічного стану. Така орієнтація пропонує найпрогресивніший метод технічного обслуговування з максимальною економією затрат на експлуатацію.

Прогресивна концепція технічного обслуговування залежно від стану машин забезпечує:

зупинку і ремонт машин тільки за необхідності, тобто, якщо технічний стан машин цього вимагає;

заміну деталей тільки при досягненні фази зносу;

проведення балансувань тільки при перевищенні допусків.

Ця концепція вимагає знання стану машини в кожен поточний період. Важливі для експлуатації параметри треба досить часто вимірювати, обробляти і інтерпретувати. При цьому розглядають не тільки миттєвий стан машини, а також тенденцію зміни значень, виходячи з якої розробляють прогнози, що дали б можливість попередньо обчислювати періоди технічного обслуговування, що входить до оперативного планування виробництва.

Отже, основною вимогою до системи, яку розробляють, є орієнтація на обслуговування агрегатів залежно від технічного стану.

програмне забезпечення і обчислювальну техніку.

Система збору і первинної обробки даних забезпечує:

вимірювання параметрів вібрації безпосередньо на об'єкті і її індикацію;

обчислення вібраційних спектрів і їх індикацію;

запам'ятовування і зберігання результатів вимірювань з подальшою їх передачею у комп'ютер для ведення бази даних;

попередню обробку вимірюваних даних, наприклад виявлення за допомогою спеціальних програм дефектів окремих вузлів агрегату безпосередньо в процесі збору інформації;

визначення точок і процесів вимірювання, складання послідовності вимірювань, введення послідовності вимірювань у систему збору даних, що забезпечується набором змінних програм пристроїв.

Програмне забезпечення електронно-обчислювальної машини забезпечує:

- введення помічених даних з системи збору даних;
- зберігання введених даних у архіві;
- забезпечення індикації вібраційного стану;
- видачу результатів діагностування вузлів агрегатів;
- прогнозування очікуваних вібраційних характеристик;
- прогнозування очікуваних строків проведення ремонтів.

Для документування результатів роботи передбачено можливість друку документів, обсягів і строків проведення потрібних ТО і ремонтів, а також матеріалів, що для цього потрібні.

7.2. Дослідження динамічних процесів, що визначають віброактивність компресорних установок

Компресор відноситься до типу поршневих машин і має опозитне розташування циліндрів.

Компресор складається з бази і двох горизонтально розташованих циліндрів: I–III ступенів (діаметральна щілина 0,3..0,463 мм, максимальна – 0,7 мм і 0,2..0,354 мм, max. 0,5 мм) і II–IV ступенів (діаметральна щілина 0,2..0,354 мм, max. 0,5 мм і 0,1..0,19 мм, max. – 0,35). Привід компресора здійснює двошвидкісний електродвигун, ротор якого насаджено на колінчастий вал компресора. База являє собою раму (оброблену чавунну відливку), в яку монтуються вузли механізму руху і системи мастила: колінчастий вал, крейцкопф, шатун, блок мастила, мастилопровід.

Вал має два кривошипи, призначені для установки шатунів, і спирається на два роликопідшипники 3528 ДСТ 5721-75. Крейцкопф з'єднується зі штоком, що дозволяє регулювати щілину між торцями поршня і циліндра в крайніх положеннях. Шатун має кривошипну голівку з кришкою і нерозривну крейцкопфну голівку. Роз'ємні вкладиші кривошипної голівки мають антифрикційний шар з алюмінієвого сплаву (припустима щілина 0,11–0,21 мм, max. – 0,3 мм). В крейцкопфну голівку запресовано бронзову втулку.

В циліндрах здійснюється процес стиснення газу. I і II ступені мають зрівнювальні порожнини (простір між поршнями I–III і II–IV ступенів), що з'єднуються зі всмоктуванням I ступеня. Причому зрівнювальна порожнина I ступеня з'єднується внутрішнім клапаном, а II ступеня – через зовнішню перепускную трубу з фланцем.

У розточках циліндрів I і II ступенів встановлено клапани: всмоктувальні і нагнітальні. Циліндри III і IV ступенів мають комбіновані клапани.

Поршні укомплектовано поршневыми кільцями (I, II, III ступенів) з одним розрізом, IV ступеня з двох півкілець. Матеріал кілець – легований чавун з механічними властивостями і структурою згідно з ДСТ 9515-81.

Останнім часом вводять в експлуатацію компресори з модернізованими блоками циліндрів, котрі постачають повністю зібраними, випробуваними і відцентрованими. Поршневі групи зібрано з кільцями з капролону, фторопласту 4Ф-К20 або флубону.

Стиснення природного газу компресорною установкою 2ГМ4-1.3/12-250 здійснюють у чотири ступені. Після кожного ступеня газ спрямовують у холодильники.

В табл. 7. 1 наведено перелік матеріалів основних деталей компресора.

Таблиця 7. 1

**Перелік матеріалів основних деталей компресора
2ГМ4-1, 3 /12-250**

| Назва деталей | Матеріал |
|----------------------------|--|
| Циліндр I ст. | С 4 20 ГОСТ 1412-79 |
| Циліндр III ст. | С 4 20 ГОСТ 1412-79 |
| Циліндр II ст. | С 4 30 ГОСТ 1412-79 |
| Циліндр IV ст. | С 4 20 ГОСТ 1412-79 |
| Поршень I, II, III ст. | сталь 35 ГОСТ 1050-74 |
| Поршень IV ст. | сталь 45 ГОСТ 1050-74 |
| Колінчастий вал | сталь 45 ГОСТ 1050-74 |
| Шатун | сталь 45 ГОСТ 1050-74 |
| Вкладки тонкостінні | смуга біметалева, сталь-сплав САМ ТУ 48-21- 83-72 |
| Підшипник верхньої голівки | бронза ОФ-Ю-1 |
| шатуна | ЦМТУ 669-47 |
| Крейцкопф | С 4 20 ГОСТ 1412-79 модиф. феробром |

Компресорна установка має такі робочі характеристики:

| | |
|--|----------------------|
| температура газу на вході (°C) | -5,...,+30; |
| тиск газу на вході (МПа) | 0,6,.. 1,2; |
| тиск нагнітання (МПа) | 25,0; |
| продуктивність за умовами всмоктування (м ³ /с) | 0, 01085,..., 0, 05; |
| потужність на валу (кВт). | 125; |
| загальна маса установки (кг). | 5800; |
| хід поршнів I, II, III, IV ступенів (мм) | 150,0; |
| діаметр циліндра I ступеня (мм) | 165,0; |
| діаметр циліндра II ступеня (мм) | 100,0; |
| діаметр циліндра III ступеня (мм) | 58,0; |
| діаметр циліндра IV ступеня (мм) | 42,0; |
| ефективний тиск після I ступеня (МПа) | 2,9,..., 3,6; |
| ефективний тиск після II ступеня (МПа) | 6,5,..., 7,6; |
| ефективний тиск після III ступеня (МПа) | 12,4,.. 14,4; |
| ефективний тиск після IV ступеня (МПа) | 25,0. |

Робочі характеристики визначають динамічну взаємодію конструктивних елементів КУ, котрі визначають віброактивність. Стиснення природного газу здійснюють згідно з кінематичною схемою, яку наведено на рис. 8.1. Електродвигун обертає колінчастий вал. За допомогою кривошипно-шатунного механізму приводяться у рух поршні всіх ступенів. Реакцію тиску стислого газу визначають термодинамічні процеси в циліндрах. Вібраційні процеси є наслідком динамічних взаємодій конструктивних елементів КУ.

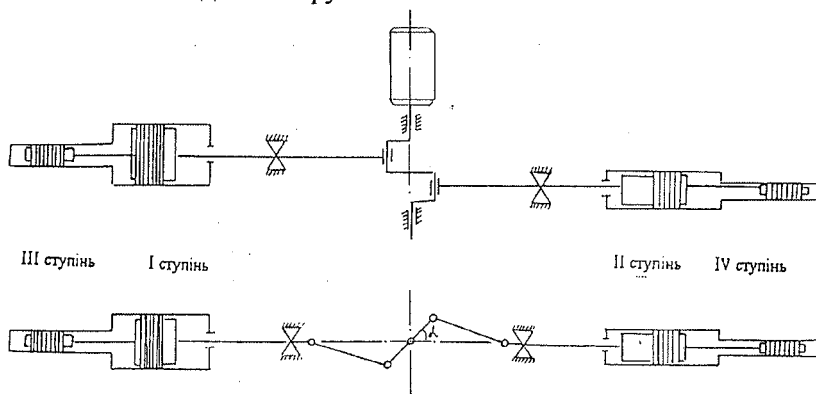


Рисунок 7.1. Кінематична схема компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Процес стиснення в кожному ступені починається із заповнення порожнини циліндра газом, що має температуру і тиск після стиснення у попередньому ступені й охолодження. Зміну об'єму в порожнині циліндра залежно від кута повороту колінчастого вала визначають за допомогою кінематичної схеми, наведеної на рис. 7.1, і вона дорівнює:

$$V_u(\alpha) = S_u \left[r - L + r \cos \alpha + (L^2 - r \sin^2 \alpha)^{0.5} \right], \quad (7.1)$$

де r – радіус кривошипа;

L – довжина шатуна;

α – кут повороту колінчастого вала;

S_u – площа поперечного перерізу циліндра.

Потік газу з циліндра в ресивері залежно від кута повороту колінчастого вала визначають формулою [14]:

$$m_\alpha = K \left(\frac{P^2(\alpha) - P_2^2}{\Delta_B T_{cp} Z_{cp}} \right)^{0.5}, \quad (7.2)$$

де $P(\alpha)$ – тиск газу в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого вала;

P_2 – тиск газу в ресивері;

Δ_B – відносна щільність газу до повітря;

$T_{cp} Z_{cp}$ – відповідно середня температура і середній коефіцієнт стисливості газу;

K – коефіцієнт, що визначається площею перерізу, довжиною і гідравлічним опором трубопроводу.

Термодинамічний процес стиснення описують рівнянням [72]:

$$V^n P = const, \quad (7.3)$$

де P і V – відповідно тиск і об'єм одного кілограма газу в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого вала;

n – показник політропи. Показник політропи можна визначити за допомогою формули [25]:

$$n = \left(\ln \frac{P_2}{P_1} \right) / \left(\ln \frac{P_2 T_1 Z_1}{P_1 T_2 Z_2} \right), \quad (7.4)$$

де $P_1, P_2, T_1, T_2, Z_1, Z_2$ – відповідно тиски, температури і коефіцієнти стисливості газу до стиснення і після стиснення.

Значення константи у формулі (7.3) визначають формулою:

$$const = V_2^n P^2$$

Рівняння для визначення тиску в циліндрі залежно від кута повороту колінчастого вала можна записати з умови рівності мас газу, який виходить з циліндра, і газу, що перетікає:

$$\frac{d}{dt} [V(\omega t) \rho(\alpha)] = m_\alpha(\omega t) \quad (7.5)$$

де $\rho(\alpha)$ – густина газу в циліндрі.

Використовуючи (7.1... 7.4), а також рівняння стану:

$$PV = ZRT \quad (7.6)$$

рівняння (7.5) набуде вигляду:

$$\frac{dP}{d\alpha} = f(P, \alpha) \quad (7.7)$$

$$f(P, \alpha) = \frac{n}{V_n} \left[-P \left(r \sin \alpha + \frac{r^2 \sin \alpha \cos \alpha}{(L^2 - r^2 \sin^2 \alpha)} \right) + \frac{K}{\omega} \left(\frac{|P - P_2| |P_1 - P|^{\frac{1}{n}} R}{4\Delta_B} \right)^{0.5} \right],$$

де ω – кутова швидкість колінчастого вала.

Шляхом розв'язку рівняння (7.6) за початкової умови $P=P_1$ при ($a = 0$) методом Рунге – Кутта за допомогою стандартної програми визначають тиск у циліндрі залежно від кута повороту колінчастого вала.

Використовуючи тиск газу $P=P(a)$, визначають реакцію газу на поршень залежно від кута повороту колінчастого вала.

За допомогою викладеного алгоритму розраховано реакції газу на поршень для чотирьох ступенів компресора залежно від кута повороту колінчастого вала. Результати розрахунків наведено на рис. 7.2 і 7.3. Результати розрахунків реакцій газу на поршень буде використано для дослідження динамічної взаємодії конструктивних елементів КУ і джерел коливань і вібрації.

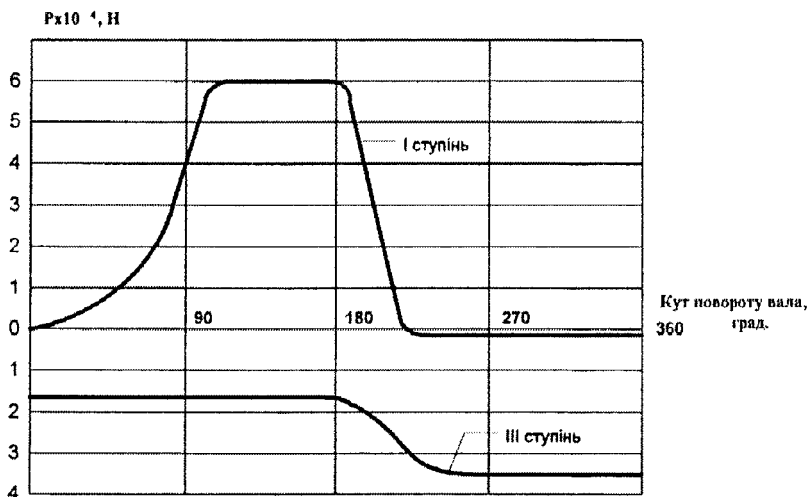


Рисунок 7.2. Реакція газів на поршні I–III ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

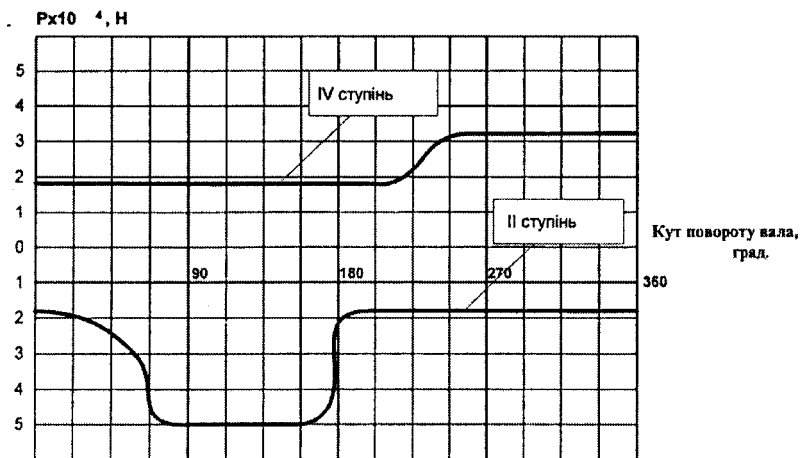


Рисунок 7.3. Реакція газів на поршні II–IV ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Динаміку роботи компресорних установок досліджують, щоб визначити спектральні й ударні характеристики силових взаємодій їхніх конструктивних елементів. Спектральні й ударні характеристики силової взаємодії потрібні для дослідження причин виникнення вібрації і виявлення зв'язків між силовими взаємодіями і вібраційними параметрами.

Величини сил, які діють на підшипникові вузли КУ, визначають тиском газу в циліндрах, силами інерції, тертя, корисного опору і особливостями кінематичної схеми кривошипно-шатунного механізму.

Зусилля, які діють на підшипникові вузли, розраховували згідно з методикою, викладеною в роботі [25]. Полярні діаграми сил, що діють на підшипники, КУ АГНКС подано на рис. 7.4 і 7.5. Полярні діаграми дозволяють визначити значення і напрямки дії сил у будь-яку мить для заданого положення вала.

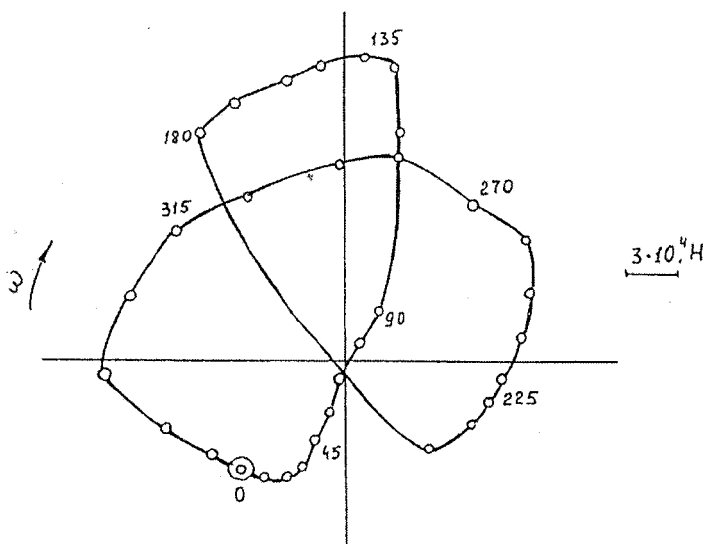


Рисунок 7.4. Годограф сил, які діють на шатунний підшипник I–III ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

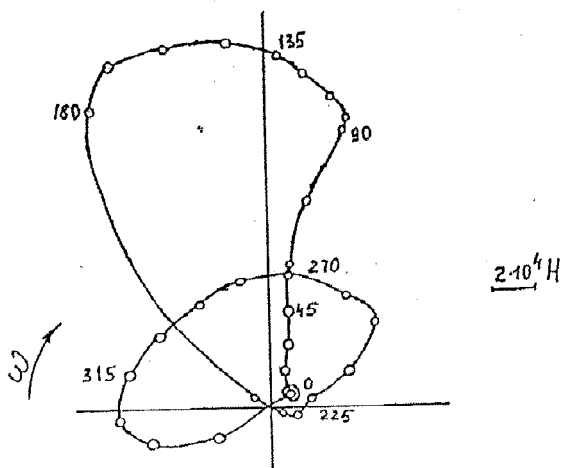


Рисунок 7.5. Годограф сил, які діють на шатунний підшипник II-IV ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Для виявлення спектральних характеристик сил, що діють у поперечному і вертикальних напрямках, потрібні їхні проекції F_1 і F_2 , котрі визначають на основі полярних діаграм сил. Проекції F_1 і F_2 визначають формулами

$$F_1 = k_1(R_1 \cos \alpha T_1 \sin \alpha) - k_2(R_2 \cos \alpha + T_2 \sin \alpha), \quad (7.7)$$

$$F_2 = k_1(R_1 \sin \alpha T_1 \cos \alpha) - k_2(R_2 \sin \alpha + T_2 \cos \alpha)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти пропорційності;

R_1, R_2, T_1, T_2 – полярні проекції сил [25].

Проекції F_1, F_2 сил можна подати у вигляді рядів Фур'є [41]

$$F_i(t) = 0.5 + A_{i0} + \sum_{k=1}^{\infty} (A_{ik} \cos 2\pi f_k t + B_{ik} \sin 2\pi f_k t), \quad (7.8)$$

де A_k, B_k – коефіцієнти Фур'є; $f_k = k/T$

T – період обертання колінчастого вала.

Коефіцієнти Фур'є визначали інтегралами

$$A_{ik} = \frac{2}{T} \int_0^T F_i(t) \cos 2\pi fkt dt,$$

$$B_{ik} = \frac{2}{T} \int_0^T F_i(t) \sin 2\pi fkt dt, \quad (7.9)$$

Параметри, які характеризують амплітуди гармонік, що становлять зусилля у вертикальному і поперечних напрямках з частотами/к, записують формулами

$$F_{1k} = \sqrt{A_{1k}^2 + B_{1k}^2}, \quad F_{2k} = \sqrt{A_{2k}^2 + B_{2k}^2} \quad (7.10)$$

Коефіцієнти Фур'є проєкцій сил, які діють на підшипники, розраховано на ЕОМ.

На рис. 7.6 і 7.7 наведено вертикальний і поперечний складники сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250. На рис. 7.8 наведено спектральні характеристики сил, які діють на підшипники.

На рис. 7.9 і 7.10 наведено значення швидкості зміни навантаження залежно від кута повороту колінчастого вала, одержані за допомогою формули

$$\frac{dF_i}{dt} = \frac{d}{dt} \sqrt{F_1^2 + F_2^2}. \quad (7.11)$$

Полярні діаграми сил і швидкостей їх змін, наведені на малюнках, ілюструють різкі зміни навантаження за величиною і напрямком, за характером схожі з поштовхами і ударами.

Так, на рис. 7.10 існує два блискучо виражені максимуми швидкості зміни сил, які можуть бути причиною ударів у підшипниках і джерелами високочастотної вібрації.

Інтенсивність ударів характеризується імпульсами сил [23, 25]

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt, \quad (7.12)$$

де t_1 і t_2 – відповідно початок і кінець ударного імпульсу;

$F(t)$ – значення сили за час $\Delta t = t_2 - t_1$.

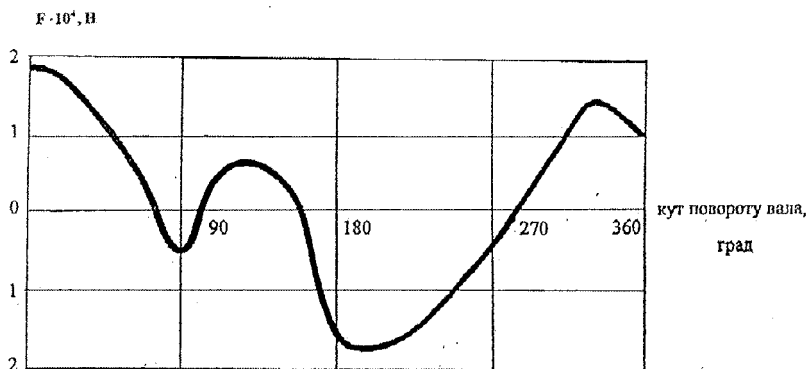


Рисунок 7.6. Вертикальний складник сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

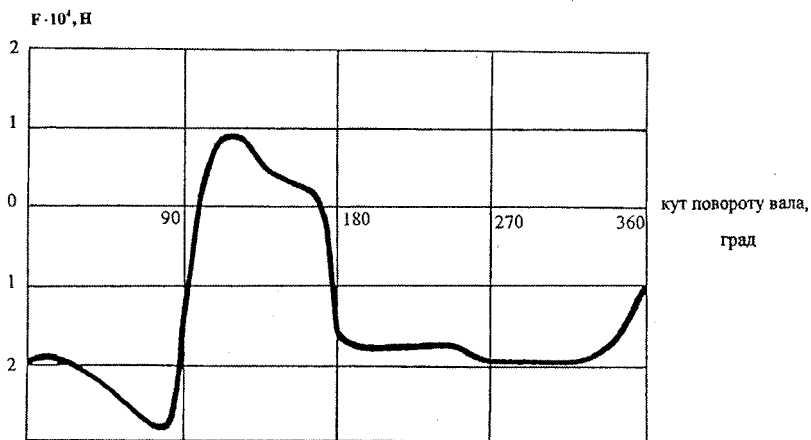
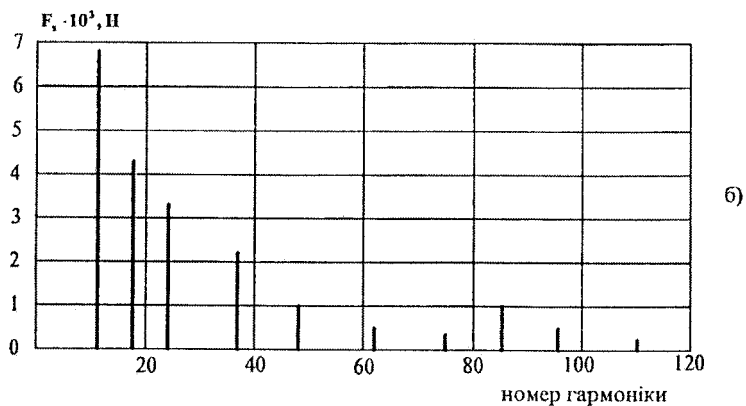
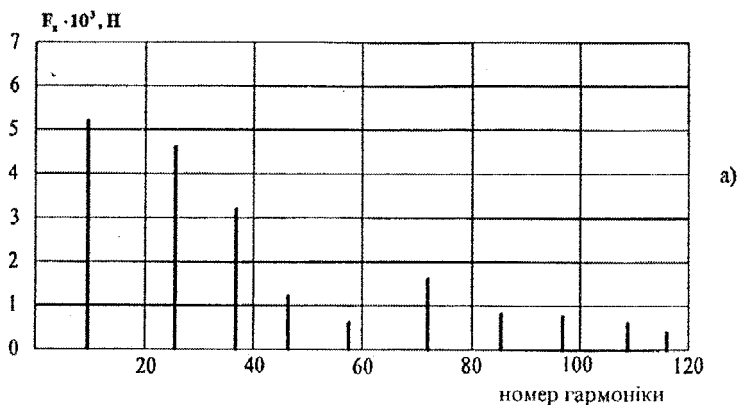


Рисунок 7.7. Поперечний складник сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250



а) поперечний напрямок
 б) вертикальний напрямок

Рисунок 7.8. Спектральні характеристики сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250

Імпульси сил визначено за допомогою полярних діаграм сил, і вони можуть досягати значень 1000...1200 Н/с.

Дослідженням причин коливань машин і агрегатів присвячено багато робіт. Об'ємний матеріал з цих проблем подано в [8, 11, 23].

Віброактивність КУ визначають технологією виготовлення, технологією складання, а також організацією експлуатації. Джерелами віброактивності є: дисбаланс ротора електродвигуна;

турбулентність потоків газу; температурні деформації; перекося у кривошипно-шатунному механізмі. На практиці виникають усілякі накладання коливань, викликаних різними джерелами, в результаті чого використання традиційних методів і інформаційних даних не завжди забезпечує однозначну ідентифікацію дефектів.

Розглядаючи причини коливань компресорних установок АГНКС, їхні характерні ознаки і відповідні заходи для їх усунення, можна відзначити, що однією з причин коливань є дисбаланс, котрий характеризується коливаннями з частотою обертання електродвигуна. Амплітуду цих коливань можна довести до допустимого рівня балансуванням двигуна, але повністю усунути дисбаланс практично неможливо.

Окрім дисбалансу, причиною коливань КУ може бути неправильний монтаж. Під неправильним монтажем розуміється неточна щілина і биття з'єднань. Характерним тут є те, що поруч з коливаннями в радіальному напрямку виникають осьові коливання, амплітуда яких залежить від навантаження. При цьому часто збуджуються коливання з другою, третьою і вищими гармоніками частот обертання електродвигуна. Усувають ці коливання центруванням вузлів кривошипно-шатунного механізму.

Технологічні можливості вібродіагностики КУ АГНКС в умовах експлуатації значною мірою залежать від глибини досліджень з виявлення. Важливою причиною появи коливань (але не безпосередньою) є резонанси фундаментів, трубопроводів і корпусу КУ. Проте внаслідок резонансів невеликі механічні коливання можуть посилюватись і досягати значень, котрі можуть бути небезпечні для машини. Таке явище можна спостерігати в тому випадку, якщо частота коливань відповідає резонансній частоті вузла машини (так, наприклад, частота обертів машини з резонансом фундаменту в деяких випадках призводить до небезпечних аварійних ситуацій). Тут ці механічні коливання усувають зміною характеристик відповідної системи конструкції «пружина – маса».

Джерелом вібрації є також тертя у циліндрах і підшипниках, а також удари в щілинах.

Зазначені причини виникнення коливань показують тільки ті, які найчастіше зустрічаються. Незважаючи на те, що зазначені причини показують тільки частину можливих причин коливань, вони охоплюють понад 90% усіх причин коливань машин.

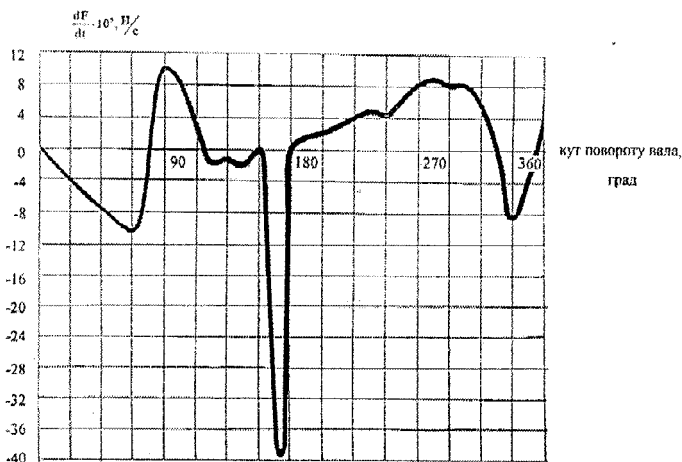


Рисунок 7.9. Швидкість зміни сил, які діють на перший корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250 у вертикальному напрямку

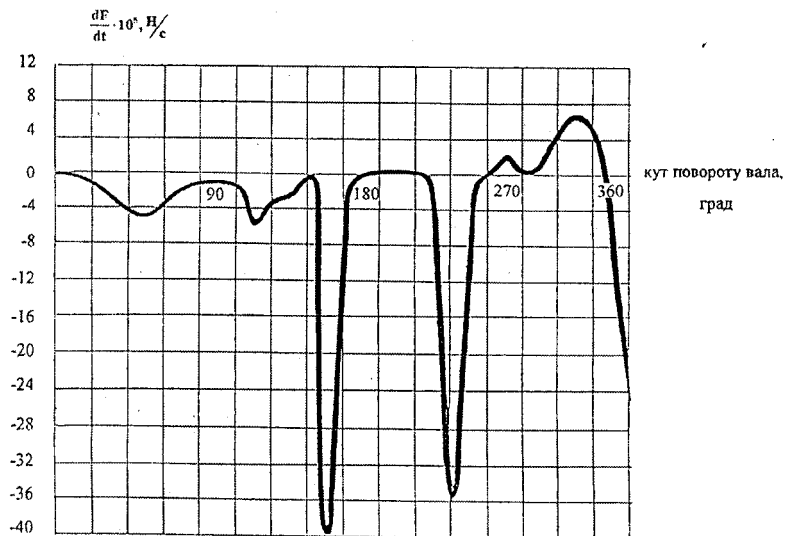


Рисунок 7.10. Швидкість зміни сил, які діють на корінний підшипник компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250 у поперечному напрямку

Автомобільна газонаповнювальна компресорна станція являє собою об'єкт підвищеної пожежної небезпеки, тому проведення активних експериментальних досліджень, пов'язаних з установкою дефектних елементів і вузлів для пошуку вібродіагностичних ознак слід звести до мінімуму або взагалі виключити.

Основним методом для пошуку вібродіагностичних ознак стану обладнання АГНКС доцільно використати метод пасивного експерименту. Сутність методу полягає в тому, що спочатку вимірюють усі можливі параметри (спектри, часові реалізації і ін.) вібраційних сигналів на агрегатах, що працюють у різних точках. Виявляють усі передбачувані джерела вібрації агрегату і передбачувані параметри вібросигналів (частоти, фази, ін.). Потім обирають ті параметри, які можуть змінюватись при появі дефектів. Ці параметри вимірюють на великій кількості агрегатів, запам'ятовують їх і зберігають у базі даних ПЕОМ. У цю ж базу даних заносять і результати всіх вимірювань, що проводять після ревізії обладнання. В результаті складання регресивних моделей за результатами набраних статистик виявляють зв'язки між параметрами вібросигналів і технічним станом вузлів. Далі набирають статистичні дані, проводять оцінку достовірності діагностування при використанні кожної вібродіагностичної ознаки і обирають ознаки, що забезпечують найбільшу точність діагностування. Для компресорних установок АГНКС точки вимірювання обрано біля підшипникових вузлів, циліндрів, фундаментів. Частотний діапазон сигналів, які досліджувалися, становить 0–20 кГц.

Синтезований спектр вібросигналів містить як низькочастотні складники, так і середньочастотні, пов'язані з ударами і тертям конструктивних елементів. Для пошуку діагностичних ознак використовують і інформацію з часовою реалізацією сигналів у різних частотних смугах. Доцільно використати досвід розробки технологій діагностування вузлів інших машин (дизельних двигунів, газомоторних компресорів, турбін і ін.). Так, для оцінки щілин у з'єднанні «поршень – гільза» найінформативніша ділянка спектра перебуває в діапазоні 2–4 кГц, шатунних і корінних підшипників – 0,5–2 кГц, поршневих кілець у діапазоні 10–16 кГц. При оцінці ступеня зносу найоднозначніші результати дає статистичний аналіз нефільтрованого сигналу. Відомий ряд методів діагностування, викладених вище, доцільно використовувати для пошуку вібродіагностичних ознак технічного стану КУ АГНКС.

7.3. Комплексні експериментальні дослідження основних вузлів компресорних установок АГНКС

Вимірювання інтенсивності вібрації проводять при номінальному режимі роботи компресорної установки і тиску на виході останнього ступеня не менше 20 МПа.

Вимірювання параметрів вібрації проводять у трьох напрямках (вертикальному, поперечному і осьовому). За осьовий напрямок беруть напрямок осі електродвигуна.

Для дослідження вібраційного стану КУ обрано точки на корпусі компресора і на циліндрах кожного ступеня. Точки установки датчиків вібрації на КУ 2ГМ4-1,3/12-150 показано на рис. 7.11.

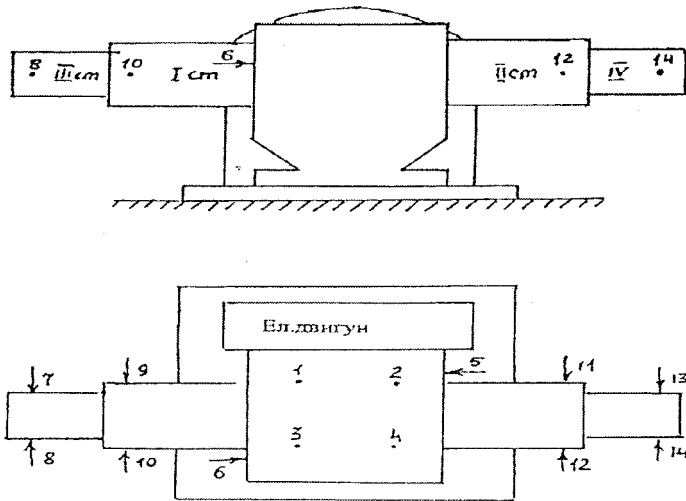


Рисунок 7.11. Схема розташування точок вимірювання вібрації на компресорній установці 2ГМ4-1,3/12-250

Час вимірювання параметрів вібрації в кожній точці, в кожному напрямку – не менше 30 секунд.

Контакт між датчиком вібрації і поверхнею в точці вимірювання здійснюється магнітом. У процесі вимірювання проводять перестановку датчиків.

За результатами вимірювань проводять спектральний аналіз у низькочастотному діапазоні 0 ... 440 Гц і у діапазоні 0 ... 5000 Гц.

В ролі віброперетворювачів використовують давачі двох типів: акселерометр типу Д-14 і індуктивні віброперетворювачі типу МВ-25 В і Г (двох варіантів виконання: вертикальний і горизонтальний). Давач Д-14 перетворює механічні коливання в електричні сигнали, пропорційні віброприскоренню, і його використовують для вимірювань високочастотних сигналів. Давачі типу МВ-25 В, Г перетворюють механічні переміщення в електричний сигнал, пропорційний віброшвидкості і призначений для вимірювань вібрації в низькочастотному діапазоні.

Сигнали з перетворювача записують на семиканальний магнітограф типу Н-067. Шість каналів магнітографа задіяли для запису вібраційних сигналів з віброперетворювачів (два канали з давача Д-14, чотири канали з давача МВ-25Б, В, Г). Сьомий канал використовують для запису звукової інформації.

Спектральний аналіз записаних сигналів здійснюють у лабораторних умовах на комп'ютері за допомогою розроблених програмних засобів. Вібровимірювальна апаратура забезпечує вимірювання значення в частотному діапазоні 0...440 Гц і значення віброприскорення в діапазоні 0...5000 Гц. Апаратура, яку застосовують, має час заспокоєння не більше 30 с.

Перед початком і після закінчення вібровимірювань проводять калібрування всього вимірювального тракту. Прилади, ають чинні свідоцтва про державну перевірку згідно з ГОСТ 8.007.

Основну похибку у вимірювання вносять віброперетворювачі. Їхня похибка становить 5–10%. Похибка вимірювальних трактів складається із сумарної похибки всіх елементів і становить 10–15%. Цього досить для розв'язання поставленого завдання з визначення параметрів вібрації основних вузлів КУ, що відображено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Класи точності і похибки вимірювальної апаратури

| Назва | Тип | Діапазон вимірювання | Похибка |
|-------------------|--------|----------------------|---------|
| Магнітограф | Н067 | 0 Гц.. 5 кГц | 12 % |
| Підсилювач | УЗ-2-2 | 0 Гц.. 10 кГц | 3 % |
| Віброперетворювач | МВ-25 | 20 Гц.. 300 Гц | 10 % |
| Віброперетворювач | Д-14 | 10 Гц.. 10 кГц | 10 % |

При виконанні вимірів параметрів вібрації в компресорному залі АГНКС дотримуються загальних вимог, що гарантують безпеку проведення робіт у вибухонебезпечних приміщеннях категорії В-ІА.

У компресорному залі розміщуються тільки первинні прилади: датчики-рометри і кабелі.

Дослідження вібраційного стану КУ АГНКС виконують протягом чотирьох – шести міжремонтних періодів.

Вібровимірювання проводять:

одразу після запуску установки після ремонту і виходу на стаціонарний режим (Р 20 МПа);

після закінчення періоду обкатки;

у міжремонтний період експлуатації через однакові проміжки часу;

безпосередньо перед поточним, середнім або капітальними ремонтами.

При проведенні планових технічних обслуговувань проводять ревізію основних вузлів і деталей КУ.

У результаті проведення досліджень було одержано спектри вібрації компресорних установок АГНКС у низькочастотному і високочастотних діапазонах. Високочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3 /12-250 подано на рис. 7.12.

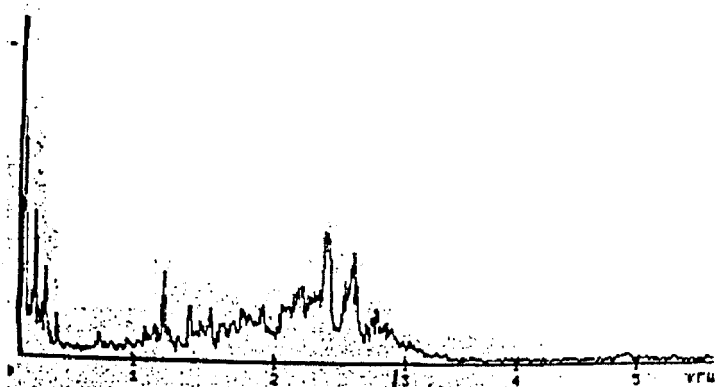


Рисунок 7.12. Високочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3/12-250, обчислений за допомогою ЕОМ

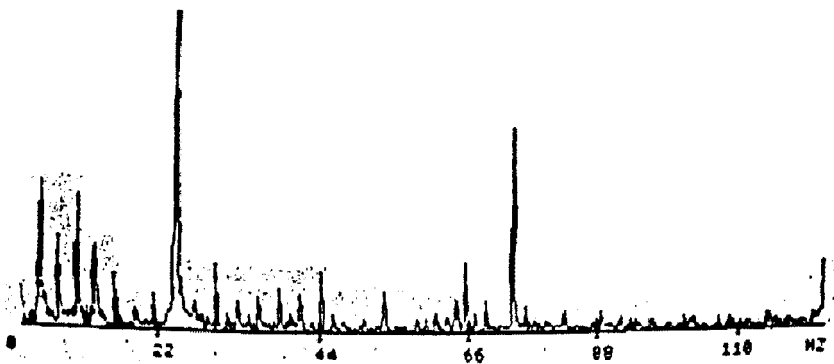


Рисунок 7.13. Низькочастотний спектр вібрації КУ 2ГМ4-1,3/12-250, обчислений за допомогою ЕОМ

На низькочастотних спектрах вібрації (рис. 7.13) умовно можна виділити діапазони частот 0 .. 240 Гц, де зосереджені майже всі спектральні складники одержаних вібраційних сигналів.

Аналіз вібрації вузлів силових компресорних установок 2ГМ4-1, 3 /12-250 проводили як для низькочастотної, так і для високочастотної частини спектра.

Високочастотний спектр вібраційних сигналів за даними замірів являє собою набір частот, які перебувають у смугах 600..960, 1100..1300, 1700..1950, 2000 .. 2500, 2500 .. 2800 Гц.

Пік інтенсивності вібрації припадає на частоти 3200..2500 і 2500..2800 Гц. Вібрація в цих смугах існує практично в усіх точках вимірювань, маючи максимум на боковій стінці корпусу в поперечному напрямку при безпосередній близькості від циліндра. Вертикальний складник, проте, невеликий у цих смугах. Крім того, рівень вібрації в цих смугах є основним складником вібрації на циліндрах усіх ступенів. Отже, можна допустити, що джерелом вібрації у смугах 2000..2500, 2500..2800 Гц є тертя у з'єднаннях «циліндр – поршень», ударні взаємодії – у з'єднаннях «циліндр – поршень», газодинамічні процеси – в циліндрах. Форма спектральної лінії у смуги 2000..2800 Гц, а також проведений селективний аналіз сигналів у часі показують наявність двох високочастотних імпульсів і широкосмугової вібрації, що плавно змінюються в часі.

Три високочастотні смуги 600..960, 1100.. 1300, 1700.. 1950 Гц вібрації мають найвищий рівень на корпусі агрегату. Рівень вібрації у смузі 600..960 Гц у вертикальному напрямку вище, ніж уздовж осей циліндрів. Рівень вібрації у смугах 1100..1300 і 1700..1950 Гц значно вищий у напрямку осі циліндрів, ніж у вертикальному напрямку. Часова селекція сигналів у цих смугах вказує на ударний характер джерел вібрації, і тривалість ударного порушення в цих смугах більша, ніж у смугах 2000.. 1500, 2500..2800 Гц. Максимальний рівень сигналів у смугах 1100..1300 і 1700..1950 Гц існує біля підшипникових вузлів. З викладених вище результатів можна зробити висновок, що джерелом вібрації у смугах 1100..1300, 1700..1950 Гц є підшипникові вузли КУ.

Низькочастотна вібрація вузлів КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250 являє собою вібрацію, близьку до полігармонічної. При роботі КУ з частотою обертання електродвигуна 740 об/хв вібрація у низькочастотній зоні спектра відповідає синтезованому спектрові вібрації КУ. Спектральні лінії існують на частотах 12,5; 24,6; 55; 221; 441; 443; 553; 882; 1107 Гц. Кожна з наведених частот являє собою частоту коливань, що пов'язана з тим або тим джерелом коливань. Так частота 12, 3 Гц пов'язана з коливаннями на частоті обертання колінчастого вала. Частота 24, 6 Гц являє собою другу гармоніку частоти обертання вала. Частоти 221; 441; 553Гц пов'язані з коливаннями першого ряду роликів підшипника, а частоти 443; 282; 1107 Гц – з коливаннями другого ряду роликів підшипника.

Окрім великої кількості пасивних експериментів, проведено одноразовий активний експеримент. На початок проведення експериментальних досліджень КУ мала напрацювання після капітального ремонту 9538 годин. За час експлуатації на установці зроблено заміну для всіх ступеней стиснення поршневих кілець, поршня, штока і колінчастого вала заклинювання.

Обстеження вібраційного стану КУ здійснювали у три етапи: доремонтний період експлуатації; післяремонтний період експлуатації; з установкою на КУ дефектних вузлів і деталей.

Аналіз і порівняння здійснювали на спектрах вібрації, одержаних у результаті віброобстежень КУ:

до і після виходу установки в ремонт, з урахуванням дефектів, виявлених при ревізії;

до і після установки на КУ конкретних дефектних вузлів і деталей.

За час проведення віброобстежень було досліджено вплив технічного стану вкладок шатунних підшипників, поршневих кілець I–IV ступенів і клапанів на віброактивність компресорної установки.

Руйнування робочої поверхні вкладок шатунних підшипників на КУ виявлено при проведенні планового ремонту. Порівняння спектрів вібрації КУ, одержаних до ремонту, зі спектрами відремонтованої установки дозволили виявити частотні смуги та енергію вібросигналів, що змінюються, у зв'язку з цим дефектом.

У низькочастотній зоні вібрації 0 ... 200 Гц зміни рівнів спектральних складників відбуваються по всьому діапазону. Аналіз і порівняння спектрів показали, що зменшення спектральних складників після заміни вкладок шатунних підшипників відбувається в діапазоні частот 30 ... 90 Гц. Змінюються рівні 3...7 гармонік від частоти обертання електродвигуна (12 Гц) як у вертикальному, так і в осьовому напрямках.

У високочастотній зоні 0...4 кГц істотні зміни рівнів спектральних складників спостерігаються в діапазоні частот 1, 7...2, 7 кГц в обох напрямках. Після заміни вкладок шатунних підшипників рівні спектральних складників у цьому діапазоні знизилися на рамі і гільзах крейцкопфів, але практично залишилися незмінними на циліндрах. Враховуючи, що при ремонті КУ інших значних дефектів виявлено не було, можна зробити висновок про те, що ріст спектральних складників у низькочастотному діапазоні 30...90 Гц і у високочастотному 1, 7 ... 2, 7 кГц свідчить про наявність дефектів шатунних підшипників КУ; збільшена мастильна щілина, зруйнована робоча поверхня вкладок.

Після проведення ремонту і завершення обкатаного періоду на КУ було проведено експериментальні дослідження з установкою дефектних деталей і подальшим віброобстеженням для виявлення вібродіагностичних ознак. У першому випадку встановлювали поршневі кільця з підвищеним відпрацюванням, у другому – впускний клапан I ступеня стиснення з деформованої пластиною.

Спектри вібрації КУ із заміненними поршневими кільцями в низькочастотній зоні вібрації 0 ... 200 Гц практично не відрізняються від спектрів бездефектного агрегату. У високочастотній зоні 0...4 кГц характерні зміни рівнів спектральних складників спостерігаються у трьох піддіапазонах: 0...600 Гц; 1, 5 кГц і 1,7...2,7 кГц. Як було

сказано вище, діапазон 1,7...2, 7 кГц, пов'язаний з ударними взаємодіями, що відбуваються у кривошипно-шатунному механізмі, несе інформацію про стан підшипникового ковзання КУ. Аналіз рівнів спектральних складників у діапазонах частот 0...600 Гц і 1,0 ... 1,5 кГц показав, що з установкою дефектних поршневих кілець на всіх циліндрах спостерігається падіння спектральних складників у діапазонах частот 0...600 Гц в обох напрямках. У діапазоні 1,0...1,5 кГц ріст рівнів спектральних складників відбувається в основному на циліндрах I та II ступенів стиснення, що мають більшу масу порівняно з циліндрами III, IV ступенів. Ріст вібрації у вертикальному напрямку перевищує ріст в осьовому напрямку.

При установці дефектного клапана I ступеня стиснення за аналогією з поршневими кільцями в низькочастотній зоні вібрації 0...200 Гц характер змін рівнів спектральних складників залишається таким, як і для бездефектного агрегату.

У високочастотній зоні вібрації 0...4 кГц зміни енергії вібросигналів відбуваються в тих самих інформативних діапазонах частот 0..600 Гц, 1,0...1,5 кГц і 1,7...2,7 кГц. Ріст рівнів спектральних складників порівняно з бездефектними агрегатами спостерігається в основному в осьовому напрямку, що пояснюється зміною тисків за ступенями стиснення. Максимальний ріст рівня вібрації відбувається в діапазоні 0..600 Гц в осьовому напрямку на циліндрах I і II ступенів стиснення. В місці установки дефектного клапана на I ступінь стиснення спостерігається різке підвищення рівнів спектральних складових у досить вузькому діапазоні 1,7... 1,4 кГц у вертикальному напрямку, що може бути пов'язано з роботою дефектного клапана. Значне збільшення рівня вібрації в діапазоні 0...600 Гц на I, II ступенях стиснення викликає пульсації газу, що виникають у результаті порушення герметичності впускного клапана I ступеня. В таблицях 3.2 і 3.3 подано частотні характеристики вібрації КУ 2ГМ4-1,3/12-250 і їхні джерела. Окрім наведених у таблиці 7.3 джерел високочастотної вібрації, є інші джерела, ідентифікувати які не вдалося. Наведений у цьому параграфі частотний аналіз дозволяє виділити вібродіагностичні ознаки вузлів компресорних установок 2ГМ4-1,3 /12-250. Аналогічний аналіз можна проводити і для інших типів компресорних установок.

Таблиця 7. 3

**Характеристики джерел високочастотної вібрації
КУ 2ГМ4-1, 3 /12-250**

| Частотна смуга (Гц) | Джерела вібрації |
|------------------------------|--|
| 1 | 2 |
| 2300 .. 2500 2500 .. 2800 | Вкладки поршнів циліндрів I, II, III і IV ступенів стиснення |
| 2000 .. 2800 | Широкосмугова вібрація пов'язана з тертям вузлів I, II, III і IV ступенів. |
| 1500 .. 2000 | Широкосмугова вібрація I ступеня (тертя й удари від вкладок). |
| 800 ..2100 | Широкосмугова вібрація III ступеня |
| 1500.. 3000 | Широкосмугова вібрація II ступеня |
| 1000 .. 2500 | Широкосмугова вібрація конструктивних елементів IV ступеня |
| 1100 .. 1300 | Шатунні підшипники КУ |
| 1700.. 1950 | Роликові підшипники КУ |

Таблиця 7. 4

**Характеристики джерел низькочастотної вібрації КУ
2ГМ4-1, 3 /12-250**

| Частота (Гц) | Джерела вібрації |
|--------------|--|
| 1 | 2 |
| 12,3 | Частота обертання колінчастого вала КУ |
| 24,6 | Друга гармоніка частоти обертання колінчастого вала |
| 55, 1 | Роликова частота корінних підшипників КУ (частота обертання ролика навколо своєї осі) |
| 221 | Частота руху роликів першого ряду |
| 441 | Частота руху роликів першого ряду відносно нерухомої частини підшипника |
| 443 | Частота руху роликів другого ряду |
| 553 | Частота руху роликів першого ряду відносно рухомої частини підшипника |
| 882 | Частота руху роликів другого ряду відносно нерухомої частини другого ряду підшипника |
| 1107 | Частота руху роликів другого ряду відносно рухомої частини другого ряду корінного підшипника |

Виходячи з аналізу вібраційних характеристик і виявлених джерел вібрації у різних частотних смугах, можна визначити ряд вібродіагностичних ознак технічного стану окремих вузлів КУ АГНКС.

Вібродіагностичними ознаками силової компресорної установки 2ГМ4-1, 3 /12-250 є:

рівні вібрації в частотних смугах 2300 ... 2500 Гц і 2500 ... 2800 Гц, перевищення котрими встановлених значень свідчить про збільшені щільності у з'єднаннях «циліндр – поршень». Залежно від точки реєстрації цього параметра можна судити про величину щілин у циліндрах I, II, III або IV ступенів стиснення;

рівень вібрації у частотній смузі 2000 ... 2800 Гц, перевищення встановлених значень якого свідчить про зруйнування компресорних кілець і дефектах робочих поверхонь циліндрів і поршнів. Залежно від точки реєстрації цього параметра можна судити про стан елементів кожного ступеня стиснення. Слід відзначити, що для діагностування зруйнованих кілець і дефектів поверхні циліндрів можна використати й інші діагностичні ознаки. Зокрема для циліндра I ступеня стиснення – частотну смугу 1500 ... 2800 Гц, для II – 1500 ... 3000 Гц, для III – 800...2100Гц, для IV – 1000 ... 2500 Гц;

рівень вібрації в точках 5 і 6 у смузі 1100 ... 1300 Гц, перевищення встановлених значень якого свідчить про дефекти шатунних підшипників, зокрема збільшення щілин або зруйнування поверхонь тертя;

рівень вібрації в точках 1 і 2 у смузі 1700 ... 1950 Гц, перевищення встановленого значення якого свідчить про знос роликів у корінних підшипниках КУ;

рівень вібрації на частоті 12,5 Гц, перевищення значення 7 мм/с якого свідчить про невірноваженість елементів конструкції, зокрема ротора електродвигуна;

рівні вібрації в точках 1 і 2 на частотах 55, 221, 441, 443, 553, 882, 1107 Гц, перевищення встановлених значень якого свідчить про наявність дефектів у роликових підшипниках.

Наведені вище вібродіагностичні ознаки технічного стану КУ АГНКС визначено на основі аналізу інтенсивності вібрації в різних частотних смугах і точках вимірювань з використанням динамічних особливостей роботи вузлів КУ.

Межі значень вібродіагностичних ознак, що відповідають дефектним і бездефектним станам конструктивних елементів установок, визначають на основі обробки статистичних даних

результатів вимірювань і порівняння з результатами ревізій компресорних установок

У попередньому параграфі визначено частотні характеристики вібрації КУ АГНКС і встановлено їхні джерела. Проте важливо не тільки визначити частоти, але й визначити рівні вібраційних сигналів, що відповідають бездефектним станам вузлів агрегату. Внаслідок значних випадкових розкидів цих параметрів завдання визначення рівнів вібраційних сигналів у інформативних частотних смугах вимагає самостійного розв'язання для кожного типу КУ АГНКС. Обчислювальним шляхом визначити допустимі рівні вібрації в різних частотних смугах досить складно. Це можна зробити за допомогою статистичних методів обробки результатів вібровимірювань великої кількості однотипних агрегатів. Слід відзначити, що загальні рівні вібрації для КУ АГНКС регламентуються нормами [9].

Допустимі рівні вібрації в діагностичних частотних смугах для компресорних установок 2ГМ4-1.3/12-250 визначають на основі результатів експериментальних досліджень.

Таблиця 7.5

Частотні смуги і рівні вібрації, які використовують як діагностичні ознаки при діагностуванні КУ 2ГМ4 1.3/12-250

| Номер смуги | Верхня і нижня межі (Гц) | | Рівень (м/с ²) | Номер смуги | Верхня і нижня межі (Гц) | | Рівень (м/с ²) ¹ |
|-------------|--------------------------|--------|----------------------------|-------------|--------------------------|--------|---|
| | нижня | верхня | | | нижня | верхня | |
| 1 | 7 | 9 | 0,6 | 10 | 3000 | 4000 | 20,0 |
| 2 | 14 | 18 | 1,2 | 11 | 1600 | 2000 | 5,0 |
| 3 | 23 | 27 | 1,2 | 12 | 2500 | 2800 | 18,3 |
| 4 | 30 | 36 | 4,1 | 13 | 850 | 950 | 4,0 |
| 5 | 7 | 70 | 7,5 | 14 | 1600 | 1900 | 7,0 |
| 6 | 2000 | 2500 | 7,6 | 15 | 2000 | 2300 | 1,8 |
| 7 | 1700 | 2000 | 3,1 | 16 | 2300 | 3000 | 20,0 |
| 8 | 1000 | 1700 | 10,6 | 17 | 1500 | 3500 | 33,0 |
| 9 | 2500 | 3000 | 28,6 | 18 | 1100 | 1300 | 5,0 |

¹ – рівень вимірюють у ДБ.

У результаті вимірювань вібрації вузлів КУ 2ГМ4-1,3/12-250 у діагностичних частотних смугах на великій кількості агрегатів і статистичного аналізу (шляхом обчислення середнього значення і дисперсії) визначено межі припустимих значень діагностичних параметрів. У статистиці враховувались результати вимірювань тільки для агрегатів, не дефектів, що мали протягом усього міжремонтного періоду. Кількість вимірювань перевищувала 50. Межі допустимих рівнів визначали як суму середнього і двох дисперсій. У таблиці 7.4 подано межі смуг і допустимих значень діагностичних ознак. Оцінку технологічного стану вузлів КУ в процесі експлуатації визначають за змінами значень діагностичних параметрів у процесі експлуатації, залежно від величини значення діагностичних ознак і його джерела відображено в табл. 7.3 і 7.4.

Велику увагу приділяють пошукові і розвитку альтернативи рідкому нафтовому паливу, причому, як у країнах з постійним дефіцитом моторного палива, так і в країнах з достатніми ресурсами нафти і потужностями для їх переробки, вона характерна і для України. Це зумовлюється не тільки енергетичними, а й екологічними чинниками, і причому в окремих країнах екологічний чинник є пріоритетним.

Україна має великий досвід використання природного газу як моторного палива в автомобільному транспорті. Потужна мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій спроможна забезпечити природним газом як моторним паливом до 80 тисяч автомобілів і замінити 610 тис. т бензину на рік природним газом.

Автомобілі, які працюють на природному газі, в Україні використовують не тільки для міських перевезень, а й на великих автомагістралях країни. На автомобілях з газобалонним устаткуванням можна проїхати від західного до східного кордону України. Українська мережа АГНКС має зв'язок з мережею АГНКС сусідніх країн і успішно може забезпечити міждержавні перевезення автомобілями, які працюють на природному газі. За обсягом заміщення бензину газом Україні належить перше місце серед країн СНД.

Враховуючи економічну й екологічну актуальність проблеми використання газу як моторного палива, а також щоб зменшити негативні наслідки від тенденції скорочення споживання газу для автомобільного транспорту, розроблено концепцію розвитку мережі АГНКС, що передбачає нові підходи її розвитку з урахуванням

розвитку всієї інфраструктури для використання природного газу як моторного палива в автомобільному транспорті.

Через збільшення кількості АГНКС зростає потреба вдосконалення засобів контролю і технічної діагностики (ТД) для їх основного і допоміжного устаткування. В час дефіциту енергоресурсів дедалі актуальнішим стає контроль за технічно-економічними характеристиками компресорних установок (КУ), щоб виявити втрати через їх незадовільний технічний стан (недостатнє охолодження газу в холодильниках, збільшення його витоку крізь нещільності у клапанах та кільцях, зростання механічних втрат через тривалішу роботу КУ внаслідок зниження продуктивності та ін.). Для компресорних установок актуальним залишається вдосконалення засобів вібродіагностування і віброконтролю, а також інших засобів діагностування. В ДК «Укртрансгаз» дослідницькі роботи в цьому напрямку завершено.

Для компресорних установок 4HR3KN-200/210-5-249WLK, 2ГМ4-1,3/12-250 застосовано вібродіагностичну систему, яка, крім традиційних засобів аналізу низькочастотної вібрації, використовує засоби аналізу вібраційних параметрів, що характеризують процеси тертя в циліндрах різних ступенях, механічні процеси в роликівих підшипниках, у підшипниках ковзання та ін.

Вібродіагностична система дає можливість виявити спрацювання циліндрів і поршнів, оцінити стан підшипників, виявити розцентрування та перекося в кривошипно-шатунному механізмі і циліндро-поршневій групі. У процесі діагностування проводять аналіз понад двохсот вібраційних характеристик у 16-ти місцях компресорної установки 4HR3KN-200/210-5-249WLK (для 2ГМ4-1,3/12-250 – в 14-ти місцях).

Із застосуванням розробленого спеціалізованого вібродіагностичного приладу процес діагностування триває не більш як 5–7 хв. Розроблені методи можна реалізувати програмним забезпеченням і технічними засобами інших вібродіагностичних систем.

Методичне забезпечення контролю техніко-економічних характеристик компресорних установок передбачає: вимірювання тиску і температур газу до компресора, в газозбірниках (акумуляторах), а також після кожного ступеня стиснення та холодильників; вимірювання температури охолодженої рідини (до і після охолодження компресорної установки); вимірювання напруги і струму, який споживає електродвигун, і деяких інших параметрів.

Наведений обсяг вимірювань дає можливість оцінити втрати на кожному ступені стиснення, в холодильниках і в установці загалом, розрахувати політропні ККД тиску газу в ступенях, ізотермічний ККД усієї компресорної установки й інші технічно-економічні показники. Показники розраховують на експлуатаційному і паспортному режимах, результати розрахунків порівнюють з рівнем припустимих і неприпустимих втрат у вузлах компресорних установок. Програмне забезпечення передбачає накопичення бази даних за результатами вимірювань і розрахунків.

Актуальність впровадження централізованої системи контролю технічно-економічних показників і параметричного діагностування парку АГНКС очевидна.

Незадовільний технічний стан устаткування АГНКС безпосередньо призводить до підвищення температури компримованого газу. Підвищення температури компримованого газу тільки на 1°C внаслідок незадовільного стану устаткування АГНКС призводить до додаткових витрат електроенергії не менш як 10 000 кВт год на рік. Без системи централізованого контролю за технічно-економічними показниками компресорних установок (контролю за структурою втрат у кожній компресорній установці) ефективно планувати заходи для поліпшення неможливо. Для агрегатів, що стискають газ, оцінку технічно-економічних характеристик регламентують ГОСТ 20440, ГОСТ 23690, ГОСТ 28775. Для устаткування АГНКС випробування для визначення технічно-економічних показників внесено в галузеві нормативно-технічні документи.

7.4. Система вібродіагностування компресорних установок

Система вібродіагностування призначена для збору й аналізу вібродіагностичних параметрів, щоб виявити дефектні вузли КУ АГНКС. На основі результатів досліджень, викладених у попередніх розділах, до переліку дефектів, які слід і можливо визначати у процесі експлуатації, доцільно включити: знос циліндрів і поршнів, зруйнування ущільнювальних кілець, дисбаланс електродвигуна, задирки і приховати у циліндрах, збільшені щілини і зруйнування у шатунних підшипниках, дефекти корінних підшипників, розцентрування у кривошипно-шатунному механізмі і вихід з ладу клапанів.

Показано, що для повного діагностування всіх дефектів треба заміряти і проаналізувати понад 100 параметрів. Це можна зробити за допомогою системи, яку пропонують для діагностування. До складу системи діагностування входять апаратні і програмні засоби. Система вібродіагностування дозволяє оперативно, протягом декількох хвилин, зняти і проаналізувати всі вібродіагностичні параметри.

Практично в умовах експлуатації діагностування проводять так: оператор розміщує діагностичний прилад і почергово встановлює віброперетворювач у визначені точки (компресорної установки), в котрих прилад автоматично вимірює весь комплекс потрібних вібродіагностичних параметрів, потім аналізує їх і на дисплеї виводить передбачувані дефекти вузлів КУ АГНКС. Діагностичний прилад зображено на рис. 7.14.

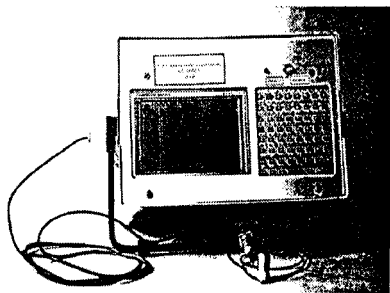


Рисунок 7.14. Пристрій для контролю вібрації компресорних установок АГНКС

До складу апаратних засобів системи діагностування входить діагностичний прилад (рис. 7.14), який можна підключити до комп'ютера для обміну інформацією. Діагностичний прилад являє собою пристрій, що містить мікропроцесор, оперативну пам'ять (ОЗУ), зовнішню пам'ять (ВЗУ), аналого-цифровий перетворювач (АЦП), електронний атенуатор, підсилювач і віброперетворювач. Відображення інформації про результати діагностування здійснюється на дисплеї. Блок-схему пристрою зображено на рис. 7.15.

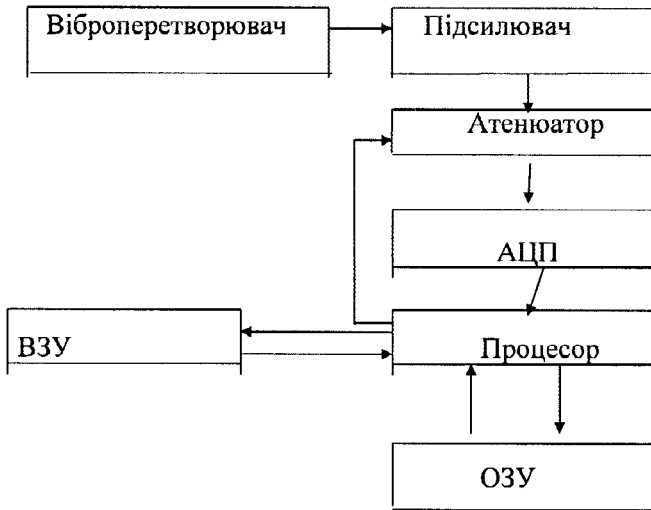


Рисунок 7.15. Блок-схема вібродіагностичного пристрою

Вимірювання діагностичних параметрів проводять так.

Віброперетворювач встановлюють у точку компресорної установки, в якій здійснюють вимірювання. Віброперетворювач виробляє змінну електричну напругу, пропорційну віброприскоренню, яка подається на підсилювач. За допомогою підсилювача і електронного атенюатора електричний сигнал масштабується. Управляють електронним атенюатором програмно. Після атенюатора сигнал поступає на аналого-цифровий перетворювач, де перетворюється на цифровий код. Вібраційні сигнали в цифровому вигляді обробляє процесор, і за заданою програмою розраховують усі вібродіагностичні параметри. Значення вібродіагностичних параметрів за потреби запам'ятовуються і виводяться на екран. Після вимірювання всіх діагностичних параметрів процесор за заданою програмою їх аналізує і визначає дефектні вузли КУ АГНКС. Інформацію про результати діагностування можна передати через послідовний порт (K8-232) у ПЕОМ.

Порядок вимірювань параметрів і алгоритми обробки сигналів визначає програма

У процесі розробки діагностичного приладу розглянуто і проаналізовано декілька варіантів конструкторського опрацювання.

Основними вимогами вибору варіантів були: максимальна автоматизація процесу вимірювання, простота роботи з пристроєм, зручність відображення інформації, мінімальна енергомісткість пристрою і пов'язані з нею маса і габарити, надійність. Конструкція, яку пропонують, вирізняється простотою і малим енергоспоживанням, високими експлуатаційними і ергономічними характеристиками. Прилад має свідоцтво про метрологічну атестацію. Конструктивно прилад виконано у вигляді несучого корпусу, де розташовуються плати з елементами окремих закінчених вузлів електричної схеми. Плати встановлено в загальну плату на металевій рамі, яка кріпиться до корпусу. Корпус приладу виконано з тонколистового алюмінієвого сплаву. На передній панелі приладу розташовується графічний дисплей з органами управління. Для установки акумуляторів у задній частині приладу зроблено відсік.

До складу системи входить окремий модуль ВЗУ, котрий дозволяє зберігати інформацію тривалий час після відключення живлення. Модуль ВЗУ знімний. Корпус ВЗУ виконано з тонколистового металу з урахуванням забезпечення нормальних теплових характеристик роботи і герметичності.

Технічні дані діагностичного приладу:

оперативний контроль амплітуди і частоти вібрації циклічних механізмів у діапазоні 1–15 000 Гц за допомогою давачів прискорення, що мають чутливість 0,05–10 мВ/м·с²;

відображення алфавітно-цифрової інформації обсягом не менше семи рядків по вісім символів у рядку, а також графічної інформації у вигляді графіків або гістограм амплітуд коливань;

накопичення інформації у ВЗУ об'ємом до 256 К і її зберігання;

забезпечення програмними засобами попередньої обробки інформації (БПФ) і діалоговим режимом спілкування з оператором;

діагностування технічного стану об'єкта, який досліджують, з можливою індикацією відхилень від норми параметрів, які контролюють;

обмін інформацією з ЕОМ;

маса з автономним джерелом живлення 5 кг;

автономність 8 годин без зарядки акумуляторів.

Програмні засоби системи вібродіагностування забезпечують управління роботою апаратних засобів і створюють робоче середовище для написання прикладних програм. До складу програмного забезпечення входять усі оператори алгоритмічної мови Бейсик, а також ряд підпрограм, вібросигналів, що забезпечують

введення і аналіз сигналів, які поступають з віброперетворювачів. Усі підпрограми написано мовою Асемблер, можна викликати з Бейсика, і для програміста, що пише прикладні програми, вони є практично розширенням Бейсика.

Додаткових операторів розширення Бейсика, що створюють системне програмне забезпечення системи віброконтролю, наведено в табл. 7.6. Програмні засоби дозволяють розробляти прикладні програми для діагностування конкретних машин і агрегатів, зокрема КУ АГНКС.

Таблиця 7.6

Оператори розширення Бейсика

| Оператор | Функція | Формат |
|----------|--|--|
| 1 | 2 | 3 |
| АДС | Введення 1024 значень сигналів АЦП з максимальною швидкістю і регульованою затримкою | ADC <часова затримка>, <ім'я масиву>, <масштаб>; <часова затримка> – часова затримка, що виражається у 0,1 мс, вибірки сигналу з АЦП. Якщо значення параметра дорівнює 0, знімають значення з максимальною швидкістю <ім'я масиву> – ім'я масиву, що визначено за допомогою оператора DIM, елементами котрого є значення знятих з АЦП сигналів <масштаб> – ім'я перемінної, яку оголошено за допомогою оператора LET. |
| BPF | Обчислює швидке перетворення Фур'є (БПФ) за вхідним масивом вимірювальних даних | BPF <розмірність БПФ>, <ім'я масиву>, <частота> <розмірність БПФ> – розмірність вхідного масиву вимірювальних даних, з котрими буде працювати програма <БПФ>, є ступенем числа 7. < ім'я масиву > – ім'я вхідного масиву вимірювальних даних < частота > – частота знімання сигналу або кількість даних, одержуваних з вимірювача за 1 хв. Результатом роботи БПФ є масив розмірністю, що дорівнює <розмірності БПФ> / 7 |

| | | |
|-------|---|--|
| ОПАР | відображає на екран спектр, обчислений за результатами роботи оператора ВРР | у графіку присутній горизонтальний маркер, котрий переміщується стрілками наліво до першої точки і направо до 100-ї точки з кроком 1 або 10. Режиму зміни кроку досягають натисненням клавіші «пропуск». Маркер фіксує конкретну точку графіка, і виводяться значення функції по осі X і Y. В першому рядку екрана виводяться дані в такому порядку: 1). значення функції по осі X; 2). < значення функції по осі Y; 3). частота. Для виходу з графічного режиму треба натиснути клавішу «E» |
| РИТМ | записує результати розрахунків у ВЗУ | РИТМ < номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я масиву >, < змінної помилки >, < номер блока > – номер блока ВЗУ, починаючи з котрого будуть записуватись результати розрахунків < кількість блоків > – кількість блоків, що позичається даними у ВЗУ. Розмір одного блока 512 байтів < ім'я масиву > – ім'я масиву, оператора, що містить результати розрахунків, які записуються у ВЗУ < змінної помилки > – запис змінної, що визначається за допомогою LET |
| GETM | зчитує інформацію з ВЗУ у вказану ділянку пам'яті | GETM<номер блока>,<кількість блоків>,<ім'я масиву>; < номер блока > – номер блока ВЗУ, починаючи з котрого знаходиться інформація. Параметр може бути заданий як змінною, визначеною за допомогою оператора LET, так і числом; <кількість блоків > – кількість блоків ВЗУ, що зчитуються; < ім'я масиву > – ім'я масиву, в котрий зчитуються дані |
| CLEAR | ініціалізує ВЗУ | |
| DIR | виводить на екран каталог ВЗУ | DIR [<номер початкового блока>, <номер кінцевого блока>] |

| | | |
|------------------|---|--|
| UNPACK | перетворить елемент масиву даних у формат Бейсик | UNPACK < змінна >, < елемент масиву > < змінна > – змінна Бейсика, оголошена за допомогою оператора LET, якому присвоюється значення елемента масиву даних; < елемент масиву > – елемент масиву (завбільшки в одне слово), що містить результати розрахунків |
| PACK | перетворить змінну у форматі Бейсика в елемент масиву даних | PACK < змінна >, < елемент масиву > < змінна > – змінна Бейсика, оголошена за допомогою оператора LET < елемент масиву > – елемент масиву (завбільшки в одне слово), що містить результати розрахунків |
| SEND, RECEIVE | передача даних з ВЗУ у ПЕОМ і з ПЕОМ у ВЗУ | SEND < початковий номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я файлу >, < ознака помилки > RECEIVE < початковий номер блока >, < кількість блоків >, < ім'я файлу >, < ознака помилки >. Оператори SEND і RECEIVE дозволяють передавати і приймати інформацію між приладом і ПЕОМ за послідовним інтерфейсом RS-232C. На ПЕОМ має бути завантажена програма TRANSF. EXE, котра пасивна і після запуску перебуває в режимі чекання запиту |

На основі досліджень характеристик вібро сигналів компресорних установок 2ГМ4-1,3/12-250 доцільно проводити аналіз низькочастотної вібрації до 70 Гц і високочастотної до 4 кГц, причому час введення високочастотного сигналу повинен відповідати цілому числу обертів колінчастого вала. За умови обертання електродвигуна КУ з частотою 12,5 Гц забезпечується аналіз вібро сигналів з частотою до 70 Гц. Вібраційний сигнал у цьому випадку знімається з віброперетворювача за 5 сек., що відповідає 63-м оборотам колінчастого вала. Дозвільна здатність по частоті у цьому випадку дорівнює 0, 4 Гц. У високочастотній ділянці забезпечується аналіз вібро сигналів з частотою до 4000 Гц. Вібраційний сигнал у цьому випадку знімається за час 0,189 сек., що відповідає 2,0 оборота колінчастого вала. Дозвільна спроможність по частоті у цьому випадку становить 15 Гц.

Алгоритм збору вібродіагностичної інформації передбачає наявність таких кроків:

вибір точки установки віброперетворювача на КУ АГНКС;

введення вібраційного сигналу;

обчислення спектра сигналу;

обчислення характеристик вібросигналу для програми діагностування і їх запам'ятовування;

виведення на дисплей інформації про хід виконання програми.

При виборі точки установки віброперетворювача виводяться на екран дисплея підказки, вказуючи місце установки віброперетворювача. Місце установки віброперетворювача визначається технологією, яка передбачає знімання вібраційних параметрів у восьми точках: шість точок поблизу корінних підшипників і вісім точок на корпусах циліндрів чотирьох ступенів компресорної установки 2ГМ4-1,3/12-250. Програма автоматично визначає послідовність установки віброперетворювачів у точках вимірювання, проте передбачено також режим повторного знімання вібраційного сигналу в точках, де вимірювання вже здійснювали.

Під час введення вібраційного сигналу здійснюють введення 1024 значень вібраційного сигналу.

При обчисленні спектра сигналу двічі обчислюють спектр сигналу.

У період обчислення характеристик вібросигналу проводять обчислення рівнів вібрації в частотних смугах, наведених у таблиці 3.4. Обчислені параметри заносять у пам'ять.

При виведенні інформації про хід виконання програми існує можливість переглянути спектри сигналу і вивести на екран дисплея значення всіх розрахункових параметрів. Блок-схему програми збору вібродіагностичної інформації наведено на рис. 7.16.

Блок-схему програми діагностування наведено на рис. 7.17.

Алгоритм програми діагностування КУ 2ГМ4-1,3/12-250 складається з:

введення з пам'яті пристрою характеристик вібросигналів,

обчислених програмою збору вібродіагностичної інформації;

діагностування дисбалансу якоря електродвигуна;

діагностування роликів корінних підшипників колінчастого вала;

діагностування шатунних підшипників ковзання колінчастого вала;

діагностування технічного стану компресорних циліндрів і поршнів I, II, III і IV ступенів;

діагностування технічного стану клапанів.

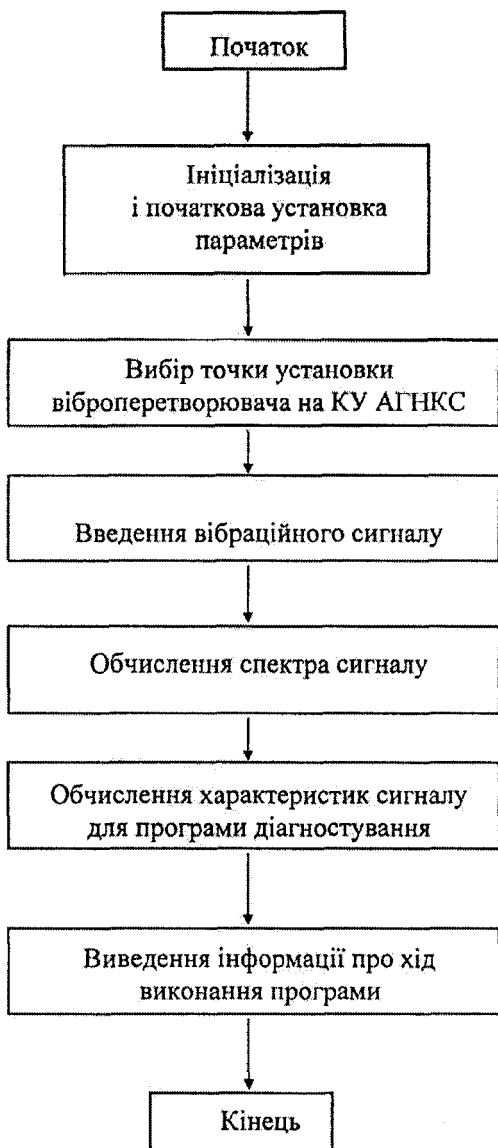


Рисунок 7.16. Блок-схема програми збору вібродіагностичної інформації

Діагностування дисбалансу електродвигуна здійснюють за значенням рівня вібрації у смузі 1 у першій точці вимірювання у вертикальному і поперечному напрямку. При одночасному перевищенні вказаних параметрів рівня 7 мм/с діагностують дисбаланс електродвигуна.

Діагностування роликових підшипників колінчастого вала виконують за значенням рівня вібрації у смузі 9.

При перевищенні рівня вібрації 2 м/с² діагностують збільшений зазор, а при перевищенні 4 м/с² – зруйнування шатунних підшипників колінчастого вала.

Діагностування технічного стану компресорних циліндрів і поршнів здійснюють за широкосмуговою вібрацією, пов'язаною з тертям вузлів I, II, III і IV ступенів у 13-й смузі в точках 5, 6, 7 і 8.

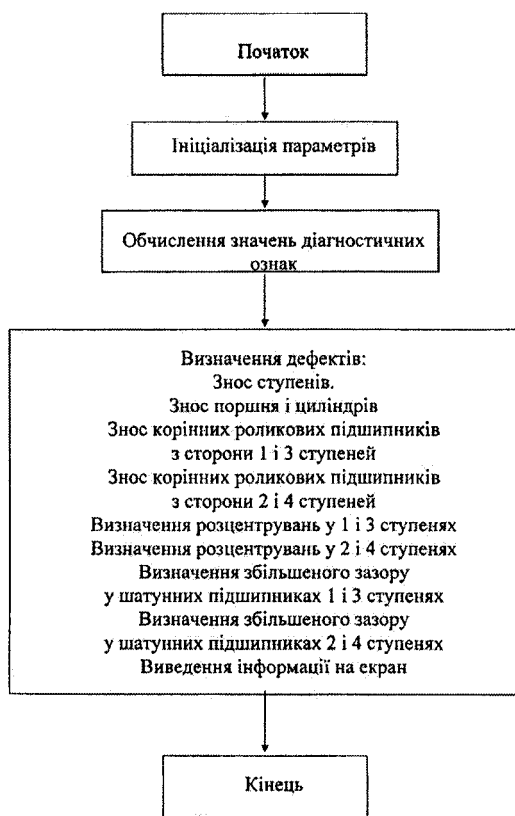


Рисунок 7.17. Блок-схема діагностування КУ 2ГМ4-1, 3/12-250

Крім того, додатково контролюють для I ступеня рівень вібрації у смузі 10, для II ступеня – у смузі 11, для III ступеня – у смузі 16, для IV ступеня – у смузі 16. Знос поршнів і циліндрів діагностують за рівнем вібрації у смузі 14.

Спосіб діагностування циліндро-поршневої групи КУ дозволяє розширити функціональні можливості діагностування, зокрема виявити наявність розцентрувань у циліндро-поршневій групі і кривошипно-шатунному механізмі шляхом аналізу величини кута між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації.

Цієї мети досягають завдяки замірові рівнів вібрації за периметром циліндра в середній його частині у смузі частот, де джерелом вібрації є тертя між напрямною частиною поршня і стінкою циліндра, і визначають місце максимального рівня вібрації і кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації, потім порівнюють величину кута з граничним значенням для цього типу компресора і за результатами порівняння роблять висновок про технічний стан циліндрів. Напрямок максимальної вібрації визначає місце торкання напрямної частини поршня стінки циліндра при вибиранні щілини. Смугу частот, де джерелом вібрації є тертя, обирають, виходячи з аналізу часової реалізації вібраційних сигналів.

У проміжку часу між вкладками поршня на часову реалізацію вібросигналу присутня складова частина коливань, що пов'язані з тертям між циліндром і поршнем. На спектрах вібрації силових циліндрів знаходять спектральні складники вібросигналів у часовому інтервалі.

Отримавши спектр вібрації в різних місцях циліндра за його периметром, аналізують рівень вібрації у смузі частот, в якій істотний внесок у вібросигнал робить тертя між напрямного поршня і стінкою циліндра, і знаходять напрямок максимальної вібрації, що відповідає місцеві торкання поршня і циліндра при вибиранні щілини. Далі визначають кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації. При перпендикулярності осей поршня і нижнього пальця шатуна перевірку привалки поршня до циліндра можна не проводити. При перевищенні кута визначеної величини можна робити висновок, що перевірку привалки треба обов'язково здійснити. Неправильна привалка зроблена тоді, коли напрямок мінімальної щілини зміщений відносно площини руху шатуна (місце мінімальної щілини між циліндром і поршнем лежить не у площині руху шатуна).

Спосіб реалізують так. На агрегаті, що працює, вимірюють рівні вібрації за периметром циліндра в середній його частині у смузі частот, де істотний внесок у вібросигнал робить тертя між прямою частиною поршня і стінкою циліндра. Визначають кут між площиною руху шатуна і напрямком максимальної вібрації. Якщо кут перевищує встановлену величину для цього типу агрегатів, то проводять перевірку привалки поршня й усувають механічним способом виявлені дефекти.

Ефективності від застосування способу, який ми пропонуємо, досягають завдяки збільшенню ресурсу роботи циліндрів і міжремонтного періоду, зниженню затрат на експлуатацію. Крім цього, збільшується надійність роботи компресорних установок, знижуються аварійні зупинки на АГНКС.

Пристрій, який пропонують, відноситься до вимірювальної техніки, і його можна використати при вібраційній діагностиці машин і механізмів у процесі експлуатації.

Завдання, яке розв'язують за допомогою винаходу, – підвищення надійності роботи пристрою для контролю вібрацій. Технічна новизна полягає в тому, що у пристрої використовують схеми затримки для захисту від імпульсних завад, а також схеми блокування сигналів запобіжного й аварійного захисту при несправностях, що виникають у блоках пристрою.

Стандартні пристрої для контролю вібрації містять: послідовно з'єднані віброперетворювач, смуговий фільтр, підсилювач і перший пороговий елемент, блок аварійного захисту, блок аварійної сигналізації, блок попереджувальної сигналізації, блок живлення. Запропонований пристрій оснащено другим і третім пороговими елементами, входи котрих з'єднані з входом першого порогового елемента, першою схемою порівняння, два входи якої з'єднані з виходами першого і другого порогових елементів, інші входи з'єднані з виходами блока живлення, другою схемою порівняння, два входи якої з'єднані з виходами другого і третього порогових елементів, інші входи – з виходами блока живлення, третьою схемою порівняння, першою схемою затримки, вхід якої з'єднаний з виходом першої схеми з виходом другої схеми порівняння, а вихід через п'яту схему порівняння під'єднаний до одного з установчих входів третього тригера, причому другий вхід п'ятої схеми порівняння з'єднаний з виходом третього порогового елемента, а другий установчий вхід третього тригера з'єднаний з виходом третього порогового елемента через другий інвертор і шосту схему порівняння, другий вхід якої

з'єднаний з першим виходом другого тригера, при цьому вихід першого тригера з'єднаний з входом блока аварійної сигналізації, другий вихід другого тригера – з блоком захисту, а вихід третього тригера – з блоком попереджувальної сигналізації.

Блок-схему пристрою наведено на рис. 7.18.

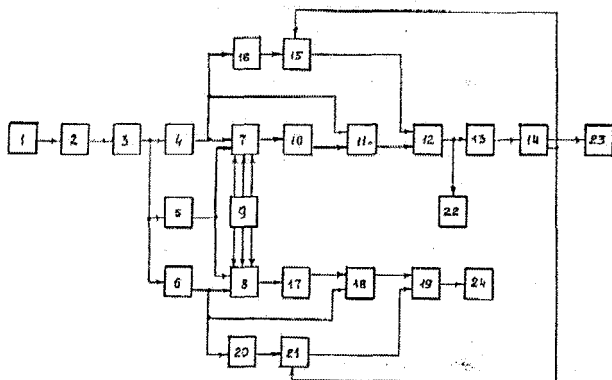


Рисунок 7.18. Блок-схема пристрою для контролю вібрації компресорних установок АГНС

Пристрій утримує послідовно з'єднані віброперетворювач 1, смуговий фільтр 2, підсилювач 3, перший пороговий елемент 4, другий 5 і третій 6 порогові елементи, входи яких з'єднані з входом першого порогового елемента 4, перша схема 7 порівняння, два входи якої з'єднані з виходами першого 4 і других 5 порогових елементів, а інші – до виходів блока 9 живлення, друга 8 схема порівняння, два входи якої з'єднані з виходами другого 5 і третього 6 порогових елементів, а інші – з виходами блока живлення, перша схема 10 затримки, вхід якої з'єднаний з виходом першої схеми 7 порівняння, а вихід – з першим входом третьої схеми порівняння, другий вхід якої з'єднаний з виходом першого порогового елемента 4, перший тригер 12, один з установчих входів якого з'єднаний з виходом третьої схеми і порівняння, першого порогового елемента 4, а другий – з першим виходом другого тригера 14, третя схема 17 затримки, вхід якої з'єднаний з виходом другої схеми 8 порівняння, а вихід через п'яту схему 8 порівняння з'єднаний з одним з установчих входів третього тригера 19, причому другий вхід п'ятої схеми 18 порівняння з'єднаний з виходом третього порогового елемента 6, а другий установчий вхід

третього тригера 19 з'єднаний з виходом третього порогового елемента 6 через другий інвертор 20 і шосту схему 21 порівняння, другий вхід якої з'єднаний з першим виходом другого тригера 14, при цьому вихід першого тригера 12 з'єднаний з виходом блока 22 аварійної сигналізації, вихід другого тригера 14 – з блоком 23 захисту, а вихід третього тригера 19 – з блоком 24 попереджувальної сигналізації.

Працює пристрій так.

Сигнал віброперетворювача 1 після фільтра 2 і підсилювача 3 надходить на входи порогових елементів 4, 5 і 6.

Пороговий елемент 4 має рівень спрацювання, який відповідає аварійному значенню, пороговий елемент 6 має рівень спрацювання попереджувальної сигналізації. Рівень спрацювання порогового елемента 5 обирають так, щоб при мінімальній амплітуді сигналу з віброперетворювача 1 на його виході був сигнал, який подається на входи схем 7 і 8 порівняння. При обриві кабелю віброперетворювача 1 сигнал на виході порогового елемента відсутній, блокуються схеми 7 і 8 порівняння і робота всього пристрою. Аналогічне відбувається за відсутності хоча б однієї з вихідних напруг блока 9 живлення.

При досягненні амплітудою сигналу з віброперетворювача 1 рівня аварійної сигналізації сигнал порогового елемента 4 через схему 7 порівняння (за наявності всіх інших сигналів) запускає схему 10 затримки. Час затримки встановлюють таким, щоб короткочасні підвищення амплітуди вібрації, а також імпульсні завади не призводили до спрацювання схем попереджувальної і аварійної сигналізації. Якщо дійсно з'являється стійкий сигнал на виході порогового елемента 4, то відбувається порівняння сигналів на входах схеми 1 порівняння і її вихідний сигнал переключає тригер 12 у «одиночний» стан. При цьому сигнал аварійної сигналізації формується у блоку 27. Вихідний сигнал тригера 12 затримується схемою затримки 13 на час, що потрібний операторові для ухвалення рішення. Якщо сигнал аварійного захисту оператор не блокує, то вихідний сигнал схеми затримки 13 переключає тригер 14 в «одиночний» стан, формується в сигнал аварійного захисту. Аналогічно працює канал попереджувальної сигналізації, до якого входять: схема порівняння 8, схема затримки 17, схеми порівняння 18 і 21, інвертор 20, тригер 19 і блок попереджувальної сигналізації 24.

Отже, введення нових елементів забезпечує контроль пристрою, захист від завад і, отже, підвищує надійність його функціонування.

Пристрій, захищений авторським свідоцтвом, було виготовлено, і він пройшов випробування для захисту технологічного обладнання компресорних установок АГНКС – 4HR3KN-200/210-5-249WLK (виробництва НДР).

Пристрій вібраційного контролю входить до складу системи контролю та діагностування за параметрами вібрації технічного стану компресорних установок автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій.

Контроль вібрації відбувається в реальних умовах експлуатації компресорної установки на АГНКС.

Пристрій вібраційного контролю КУ АГНКС забезпечує безперервний контроль двома каналами, індикацію середньоквадратичного значення вібраційної швидкості, світлову попереджувальну й аварійну сигналізацію після досягнення граничних значень сигналів давачів. До складу пристрою входять два функціональні блоки і блоки живлення та контролю.

Сигнали з давачів вібрації подаються на входи функціональних блоків.

До складу кожного з функціональних блоків входять фільтр низьких частот, інтегратор, детектор, блок компараторів та індикатори. Сигнал з давача, пропорційний вібраційному прискоренню, надходить на вхід функціонального блока, фільтрується, інтегрується, і детектор перетворює його в постійну напругу, яка пропорційна середньоквадратичному значенню вібраційної швидкості. З виходу детектора сигнал подається на вхід блока компараторів та блока індикації в цифровій формі значень вібраційної швидкості. Схема внутрішнього контролю формує сигнали, які призначені для перевірки коефіцієнтів передачі функціональних блоків.

Контроль технічного стану пристрою передбачено здійснювати трьома способами:

внутрішнього контролю загального коефіцієнта передачі функціональних блоків;

контролю динамічних та амплітудно-частотних характеристик функціональних блоків за допомогою стандартних вимірювальних приладів;

контролю динамічних та амплітудно-частотних характеристик давача, підсилювача і функціонального блока за допомогою вібраційного стенда.

Методику проведення технічного обслуговування і контролю технічних характеристик пристрою наведено в технічному описі та інструкції з експлуатації.

Сьогодні пристрій пройшов випробовування в умовах експлуатації. За період експлуатації пристрою перевірку коефіцієнтів передачі внутрішнім контролем виконували раз на десять днів, і вона показала поступове зниження коефіцієнтів передачі функціональних блоків.

Перевірку пристрою стандартними вимірювальними приладами проводили через кожні три місяці експлуатації.

Отримані результати вказують на достатню надійність показань пристрою після тривалої експлуатації.

Були й проблеми, що виникли в процесі експлуатації пристрою. Однією з них була реакція функціональних блоків на нестационарні процеси, які виникають під час ввімкнення та зміни режимів навантажень компресора.

Потрібне усереднення проводять за допомогою інтегратора (операційного підсилювача з конденсатором у зворотному зв'язку), в якому після поділу на інтервал часу T отримуємо оцінку середнього значення сигналу для заданого інтервалу. Цей спосіб ґрунтується на прямій функціональній подачі математичної операції усереднення. Для стаціонарного періодичного сигналу усереднення забезпечує досить точне вимірювання параметрів вібрації за відрізок часу, який перевищує час затримання τ цього фільтра в 4–5 разів. При цьому мається на увазі, що τ перевищує період сигналу. В разі стаціонарного випадкового сигналу до вибору часу усереднення слід підходити як до вибору потрібної довжини реалізації. Потрібна довжина реалізації T_2 для отримання оцінки середньоквадратичного відхилення τ_v з заданою похибкою ε для стаціонарного центрованого випадкового процесу дорівнює:

$$T_2 = 1/4B_0\varepsilon^2$$

де B_0 – частотний діапазон процесу.

Мінімальне значення середньоквадратичної похибки досягається тільки при $\tau \rightarrow \infty$. Але якщо $\tau = T_2$, нормована середньоквадратична похибка $\varepsilon = 1,04 B_0 T_2$, що всього на 4 % більше мінімального значення.

Частота обертів вала компресора становить 5 Гц, тобто $T_2 = 0,02$ с. Виходячи з цього вибраного значення $\tau = 1$ с ($C = 100$ мкФ, $R = 10$ кОм).

Перехідні процеси, які пов'язані з увімкненням компресора, досліджували, щоб виключити помилкові спрацювання попереджувальної та аварійної сигналізації. В результаті досліджень встановлено, що найприйнятнішим для виключення помилкових спрацювань попереджувальної та аварійної сигналізації є застосування затримки сигналів. Час перехідних процесів не перевищує п'яти секунд, але для надійності системи контролю затримку в часі на увімкнення аварійної сигналізації встановлено десять секунд, крім того, передбачено регулювання розміру цієї затримки, якщо систему буде застосовано на інших об'єктах, що мають інші характеристики перехідних процесів. Проведено метрологічну атестацію пристрою.

Зміни коефіцієнтів передачі функціональних блоків, які виявлено в процесі контролю динамічних та амплітудно-частотних характеристик, викликані зміною параметрів перехідних електролітичних конденсаторів.

Перспективним напрямком підвищення ефективності використання пристрою віброконтролю КУ АГНКС є поєднання з ПЕОМ. Це дає можливість перетворити систему віброконтролю в діагностичний комплекс з широкими можливостями реалізації базових функцій збору даних, їх обробки, аналізу та відображення. Поєднання пристрою з ЕОМ можна забезпечити через корекцію параметрів аналого-цифрового перетворювача (АЦП), що входить до складу функціонального блока (підвищення розрядності до 12, підвищення частоти дискретизації), або застосуванням спеціальної плати в комп'ютері. Використання вмонтованих адаптерів забезпечує ще й максимальну швидкість обробки інформації, тому що плату встановлюють безпосередньо у вільний роз'єм розширення ISA і адресуються як стандартні пристрої введення виведення. Під час цього доступ до них можна реалізувати як програмно (режим переривання IRQ), так і з використанням прямого доступу до пам'яті (DMA). Отже, пристрій віброконтролю є зовнішнім щодо персонального комп'ютера блоком першого рівня, що забезпечує узгодження з первинними перетворювачами і виконує функції комутації каналів, підсилення та фільтрації аналогових сигналів, а також у випадку використання вмонтованого АЦП – аналого-цифрового перетворення сигналів (у цьому випадку сигнали від пристрою через цифровий вихід надходять у ПК через штатні інтерфейси – послідовний або паралельної дії).

Стационарний вібраційний пристрій контролю компресорних установок за час експлуатації працював надійно. Зміни параметрів функціональних блоків не вийшли за межі допусків.

Корекцію технічних параметрів пристрою проведено за результатами досліджень, і вона спрямована на підвищення надійності й ефективності функціонування системи вібраційного контролю.

Перспективним напрямком розвитку й удосконалення системи вібраційного контролю компресорних установок АГНКС є застосування комп'ютерної техніки для детальнішого аналізу вібраційних характеристик, розробка програмного забезпечення.

7.5. Діагностування основних вузлів КУ АГНКС

Система збору і обробки даних вібродіагностування КУ АГНКС (далі пристрій) являє собою пристрій, і методи, що дозволяють виміряти рівні віброприскорення в заданих дванадцяти діапазонах частот від 0 до 4000 Гц. Систему призначено для зняття вібродіагностичної інформації про стан вузлів КУ і автоматизованої обробки безпосередньо в умовах експлуатації на АГНКС з видачею результатів діагностування на екран індикатора.

Для вимірювання рівня віброприскорення давачем є віброперетворювач АВС-117-04.

Перед проведенням робіт з пристроєм треба зарядити акумулятори. Заряджають акумулятори за допомогою зарядного пристрою «Імпульс ЗС-02», що входить до комплекту поставки. Роз'єм для з'єднання зарядного пристрою розташований в нижній частині бокової панелі пристрою. Повний заряд акумуляторів здійснюють струмом 0,4А протягом 36 годин. Час зарядки можна зменшити залежно від ступеня розряду акумуляторів. Заряджають акумулятори при вимкнутих тумблерах ВК1 і ВК7.

Вмикати і вимикати пристрій треба за межами компресорного цеху.

Вмикати тумблери ВК1 і ВК2 – на верхній панелі повинна загорітись контрольна лампочка.

Натиснути нижню червону клавішу на верхній панелі пристрою. На екрані повинна з'явитись інформація початкового діалогу про готовність приладу до роботи.

Здійснити завантаження системного програмного забезпечення (ПЗ). Для завантаження системного ПЗ потрібно за допомогою клавіш управління курсора покласти у положення СМП1 і натиснути клавішу <BK>.

Здійснити завантаження програми діагностування <КУ> 2ГМ4-1.3/12-250. Для цього слід подати команду LOAD «G». Команду LOAD) «G» подають шляхом набору клавішами латинських літер і подальшим натисненням клавіш <BK>.

Після завершення завантаження на екрані висвічується повідомлення, що засвідчує успішне завершення завантаження. Здійснити запуск на виконання програми діагностування. Для цього треба подати команду RUN. Команду RUN подають шляхом набору клавішами латинських літер з подальшим натисненням клавіші <BK>. За 10–15 с після запуску програми на екрані <ЖКИ> з'являється повідомлення «Номер агрегату?», що свідчить про готовність пристрою і програмного забезпечення для збору вібродіагностичної інформації. Приєднати через зовнішній роз'єм, що міститься зліва на боковій панелі пристрою, віброперетворювач АВС-117 – 04 до приладу.

Готовий до роботи пристрій внести в компресорний цех.

Вказати номер агрегату, який діагностують. Для посилення номера агрегату слід набрати на екрані (ЖКИ) номер агрегату і натиснути клавішу <BK>. Після цього на дисплеї з'явиться:

«Агрегат номер (номер, який ви вказали)

Установіть віброперетворювач у точку 1 і натисніть <BK>»

Встановити віброперетворювач у точку 1 і натиснути <BK>. Після цього за 10–15 с на екрані з'явиться 12 числових значень, що відповідають рівням вібрації в точці номер 1.

Натиснути < BK > – на екрані з'явиться інформація про встановлення віброперетворювача в наступну точку. Далі виконуються вказівки, видані приладом на екрані. Перехід від зняття віброінформації з однієї точки до зняття інформації з другої здійснюють натисканням клавіші <BK>.

Якщо з якої-небудь причини не вдалося одержати віброінформацію у визначеній точці, слід усунути причину неправильної установки давача (відключення пристрою і т. п.) і здійснити вимірювання знову, вказавши після знаку питання номер цієї точки.

Після процесу вимірювання у всіх точках шляхом визначення номера точки, що вас цікавить, можна переглянути інформацію, яка зберігається у пристрої, що запам'ятовує і відповідний рівень вібрації в цій точці.

Відтак, як в останній точці знято вібраційну інформацію і видано у вигляді чисел на екран, натиснути клавішу <BK> – з'являється другий знак питання. Набрати число 16 (14) і натиснути клавішу <BK> – з'явиться числова інформація, що відповідає рівням вібрації у точках №1. Повторно набрати число 16 (14) – з'явиться знак питання. Ще раз набрати число 16 (14) і натиснути <BK> – з'явиться інформація «Дефекти агрегату:», після чого за 5–10 с пристрій дасть інформацію про технічний стан агрегату.

Після діагностування стану вузлів агрегату за допомогою описаних у пункті 5.1 операцій можна переглянути всю зняту інформацію за всіма точками.

Винести пристрій за межі компресорного цеху.

Вимкнути пристрій. Для цього слід натиснути верхню червону клавішу на верхній панелі пристрою; вимкнути тумблер BK7.

Впровадження системи діагностування та сервісного обслуговування компресорних установок АГНКС забезпечує зниження витрат на поточний ремонт і технічне обслуговування шляхом поліпшення якості експлуатації і технічного обслуговування, своєчасного виведення агрегатів у ремонт, запобігає аварійним зупинкам, збільшує час використання компресорних установок та зменшує простої в ремонті.

Економічної ефективності від впровадження системи діагностування КУ АГНКС досягають зниженням експлуатаційних витрат завдяки:

а) зниженню витрат на поточний ремонт і технічне обслуговування від своєчасного виведення агрегатів у ремонт за фактичним станом, запобіганню аварійним зупинкам;

б) збільшенню часу використання КУ і зменшенню їх простоїв у ремонті.

Завдання віброконтролю машин – це сигналізація про пошкодження, що виникають, і небезпечний стан машин і установок. Для цього виміряні параметри машини контролюють і оцінюють. Якщо вони перевищують задані граничні значення, то подають сигнали, використані для сигналізації, аж до аварійного відключення установок. Включення системи контролю машин безпосередньо в

систему управління процесом ставлять екстремально високі вимоги до її надійності і безпеки в експлуатації.

Одним з основних напрямків розвитку віброконтролю є вдосконалення систем збору інформації про вібраційний стан агрегатів переносними портативними приладами, що мають електронні блоки для запам'ятовування досить великої кількості вимірних параметрів. Доцільно розробляти також дешеві і надійні стаціонарні системи збору інформації. Ці системи збору дуже зручні і ефективні в експлуатації.

Важливо створювати банки даних про вібраційний стан КУ, а також спеціалізовані засоби для розв'язання таких завдань: прийняття вимірів від системи збору інформації; зберігання вимірів у архіві; забезпечення індикації вібраційного стану й автоматизованого документування; надання основних даних для діагностики машин; прогнозування очікуваної вібраційної характеристики.

Завдання вібраційного діагностування полягає в ідентифікації пошкоджень окремих вузлів КУ, визначенні ступеня розвитку дефектів, визначенні економічно доцільних заходів з усунення дефектів.

Розв'язання завдань діагностування здійснюють і розвивають у двох напрямках:

перший напрямок містить наукові дослідження, пов'язані з вивченням механічних і фізичних процесів взаємодії конструктивних елементів КУ. Розвиток цього напрямку пов'язаний з вивченням вібраційних рухів елементів КУ внаслідок їх силових і ударних взаємодій. Перспективними є вивчення складних просторових коливань об'єктів і виявлення причин коливання. Важливим є вивчення ударних контактних взаємодій у щілинах сполучень конструктивних елементів. Доцільно досліджувати вібраційні процеси у взаємозв'язку з усіма іншими параметрами роботи агрегатів. Цікавим є вивчення хвильових механічних процесів у елементах конструкції з урахуванням її пружних і пластичних властивостей. Такі дослідження здійснюють, щоб виявити зв'язки між параметрами коливальних вібраційних процесів (які можна виміряти на агрегаті, що працює) і дефектами машин, що знижують її ресурс, економічність, надійність і можуть привести до аварії. Виявлення таких зв'язків дозволяє ідентифікувати дефекти і ступінь їх розвитку. Актуальними є дослідження з вивчення швидкості розвитку кожного дефекту, що існує в агрегаті, як ізольовано, так і у взаємозв'язку з іншими несправ-

ностями агрегату. Такі дослідження дозволяють прогнозувати працездатність машин, оцінювати їхній ресурс. Актуальні й економічні дослідження, метою яких є пошук оптимальних технологічних рішень (з економічного погляду) в кожній конкретній ситуації при обслуговуванні бездефектних агрегатів і агрегатів з ідентифікованими дефектами;

другий напрямок пов'язаний з розробкою технологічних і технічних методів і засобів, що забезпечують швидку автоматизовану ідентифікацію дефектів і ухвалення оптимального рішення за обсягом і термінами обслуговування агрегатів. Розвиток цього напрямку пов'язаний зі створенням технічних засобів, що забезпечують збір параметрів і інформації про вібраційні й інші дані, які потрібні для діагностування. Слід формувати бази достовірних даних, як повних, так і локальних зі спеціалізованим програмним забезпеченням, що дозволяють легко вилучати потрібну інформацію у зручному вигляді. Актуальними є роботи зі створення програмного забезпечення, що дозволяє автоматично визначати дефекти вузлів агрегатів, планувати ремонти і технічне обслуговування; прогнозувати аварійні ситуації; визначати заходи із запобігання аваріям; здійснювати інформаційне забезпечення діагностування шляхом передачі даних; оптимізувати використання ресурсів у ремонтно-технічній, інформаційній і експертно-аналітичній службах.

Розв'язання зазначених завдань забезпечить значну економію ресурсів.

Однією з найважливіших функцій діагностичних інформаційних систем є надання потрібних даних для оптимізації програм ремонтно-технічного обслуговування агрегатів, що дозволить перейти до повсюдного впровадження запобіжних ремонтів не за планом, а в міру потреби.

Інформаційні системи діагностування КУ АГНКС дозволяють збільшити кількість способів ремонтно-технічного забезпечення, розширити використання телеметричних електронних приладів, що збирають і впорядковують інформацію.

Впровадження систем збору і обробки даних сприятиме зниженню експлуатаційних видатків, підвищенню надійності роботи обладнання і переходові до запобіжного ремонту в міру потреби.

Розділ 8

ПРОЦЕС ЗАПРАВКИ АВТОМОБІЛЯ СТИСНЕНИМ ГАЗОМ

Під час заправки автомобіля стисненим природним газом відбуваються складні газодинамічні процеси в газобалонній апаратурі, акумуляторах газу та з'єднувальних трубопроводах, які супроводжуються значною зміною витрати, тиску і температури газу.

8.1. Витікання газу. Енергія розширення

Під час заправки автомобіля з паливним газом відбувається ряд перетворень, які супроводжуються підводом і виділенням енергії. Перше перетворення проходить при редукуванні газу з тиску акумулятора 25 МПа до тиску заправки 20 МПа. Цей процес характерний підводом енергії до газового потоку.

Другий процес проходить при заправці газових балонів автомобіля, коли виділяється значна частина теплової енергії.

Процес заправки стисненим газом – це процес перетікання газу з однієї ємності в іншу. Такими ємностями є акумулятор газу й газобалонна установка автомобіля.

Нехай в акумуляторі об'ємом V_a газ має параметри T_1, P_1 , а в газобалонній установці – P, T, V_6 . Крім того, навколишнє середовище має температуру T_0 . З'єднувальний трубопровід має переріз f (рисунок 8.1).

Витрата газу по трубопроводу на початку процесу витікання має деяке критичне значення. При цьому газ рухається зі швидкістю звуку. Завдяки витіканню газу тиск в ємності буде поступово зменшуватись, і коли відношення тисків в ємності, в яку витікає газ, до тиску в ємності, з якої витікає газ, досягне певного значення $\beta_{кр}$, почне зменшуватися витрата газу в з'єднувальному трубопроводі. При вирівнюванні тисків в ємностях витрата газу в трубопроводі буде така, що дорівнює нулю.

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P}{P_1}, \quad (8.1)$$

де P_1, P – тиск в ємності, з якої витікає газ і яку заповнюють відповідно.

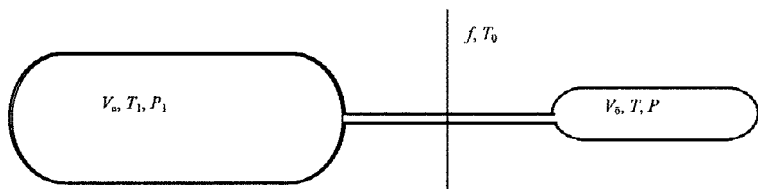


Рисунок 8.1. Схема заправки автомобіля

Залежність витрати газу від перепаду тиску подано на рисунку 8.2.

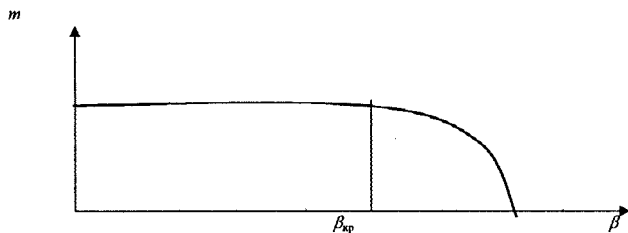


Рисунок 8.2. Залежність масової витрати від перепаду тиску

Якщо перепад тисків менший $\beta_{кр}$, то витрата газу має постійне значення і не залежить від перепаду тиску.

Витрата газу при докритичному витіканні:

$$m = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (8.2)$$

де ρ_1 – густина газу за умов в ємності, з якої витікає газ.

Витрата газу при критичному витіканні:

$$m = f \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_1 \rho_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (8.3)$$

У момент заповнення t газ у газовому балоні має такі параметри: тиск P_t ; температура $T_t = T_1 - D_i(P_t, T_1)(P_1 - P_t)$; ентальпія

$$\Delta i_t = C_p(P_t, T_t)(T_0 - T_t) = C_p(P_t, T_t)[T_0 - T_1 + D_i(P_1 - P_t)]. \quad 8.4)$$

Рівняння газового стану в цей період має вигляд

$$P_t V = M_t z_t R T_t, \quad (8.5)$$

де V – об'єм балона.

Після одержання деякої порції газу в момент часу $t + dt$ параметри матимуть такий вигляд:

тиск –

$$P_{t+dt} = \frac{M_{t+dt} z_{t+dt} R T_{t+dt}}{V}; \quad (8.6)$$

температура –

$$T_{t+dt} = T_t + \frac{i}{C_p(P_{t+dt}, T_{t+dt})} = \frac{C_p(P_t, T_t)}{C_p(P_{t+dt}, T_{t+dt})} [T_0 - T_1 + D_j(P_1 - P_t)]; \quad (8.7)$$

рівняння газового стану –

$$P_{t+dt} V = M_{t+dt} z_{t+dt} R T_{t+dt}. \quad (8.8)$$

Тут i – ентальпія газу в момент часу $t + dt$.

Знайдімо зміну маси газу в балоні, для чого від рівняння стану в момент $t + dt$ (8.8) віднімемо стан у момент t (8.5).

$$P_{t+dt} V - P_t V = M_{t+dt} z_{t+dt} R T_{t+dt} - M_t z_t R T_t.$$

Запишімо рівняння, ввівши позначення $P^* = P/z$:

$$\frac{V}{R} \left(\frac{P_{t+dt}^*}{P_{t+dt}} - \frac{P_t^*}{P_t} \right) = M_{t+dt} - M_0.$$

Оскільки

$$M_{t+dt} - M_0 = m dt \quad ; \quad \frac{P_{t+dt}^*}{T_{t+dt}} - \frac{P_t^*}{T_t} = \frac{dP^*}{dT},$$

то маємо рівняння

$$\frac{dP^*}{dT} \frac{V}{R} = m dt. \quad (8.9)$$

Зміна температури газу

$$dT = T_{t+dt} - T_t = \frac{C_p(P_t, T_t)}{C_p(P_{t+dt}, T_{t+dt})} [T_0 - T_1 + D_j(P_1 - P_t)]. \quad (8.10)$$

Взявши позначення

$$C^* = \frac{C_p(P_t, T_t)}{C_p(P_{t+dt}, T_{t+dt})}, \quad (8.11)$$

Одержимо

$$\frac{VdP^*}{RC^*[T_0 - T_1 + D_j(P_1 - P_t)]} = mdt. \quad (8.12)$$

Звідси для критичного стану маємо

$$\int_{P_0}^{P_{\text{кр}}} \frac{dP^*}{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P^*)} = \frac{RC^*}{V} f \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_1 \rho_1 \left(\frac{2k}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \int_0^{\tau_{\text{кр}}} dt, \quad (8.13)$$

$$\frac{1}{D_j} \ln \left[\frac{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P_0)}{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P_{\text{кр}})} \right] = \frac{RC^*}{V} f \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_1 \rho_1 \left(\frac{2k}{k+1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \tau, \quad (8.14)$$

де P_0 – початковий тиск газу в балоні; $P_{\text{кр}}$ – тиск газу в балоні, до якого триває критичне витікання; $\tau_{\text{кр}}$ – тривалість критичного витікання газу.

Для докритичної течії

$$\frac{dP^*}{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P^*)} = \frac{RC^*}{V} f \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} dt, \quad (8.15)$$

$$\int_{P_{\text{кр}}}^{P_k} \frac{dP^*}{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P^*) \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} = \frac{RC^*}{V} f \int_{\tau_{\text{кр}}}^{\tau} dt. \quad (8.16)$$

де P_k – кінцевий тиск заправки.

Звідси час заправки балона

$$\tau = \frac{V}{RC^* f} \int_{P_{\text{кр}}}^{P_k} \frac{dP^*}{T_0 - T_1 + D_j^*(P_1 - P^*) \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}. \quad (8.17)$$

Складніше пояснити ефект недозаправки газобалонних установок. З погляду термодинаміки, процес заправки є дроселюванням газу з акумуляторної ємності в газовий балон від тиску P_e до тиску P_p . При цьому згідно з дросельним ефектом кінцева температура газу повинна знижуватись на $5-7^\circ\text{C}$ проти температури в акумуляторі. Проте на практиці цього не відбувається. Навпаки, спостерігається підвищення температури газу. В процесі досліджень встановлено, що підвищення температури газу відбувається за залежністю [18]

$$\Delta T = T_r \frac{P_1 - P_2}{P_1}, \quad (8.18)$$

де T_r – температура газу в балоні, К; P_1 і P_2 – тиск газу в газобалонній установці після заправки і після відстою відповідно.

Розігрів газу може досягати $50-56$ К, що призводить до недозаправки та втрати запасу ходу. Причину виявленого ефекту можна зрозуміти, розглянувши проміжні процеси, що проходять при заправці.

На рисунку 8.3 наведено ізобари a , b і c , які відповідають послідовно тискові в акумуляторі P_e , робочому тиску в газобалонній установці P_p і остаточному тискові в балонах P_0 . Стан газу в акумуляторі характеризується точкою 1. Крива 1–2–3 відбиває процес дроселювання, який іде з постійною ентальпією. Горизонтальна лінія $d-d$ показує зміну температури стінок балона. Якби процес заповнювання не супроводжувався теплообміном, до кінця заправки газ зі стану 1 прийшов би до стану 2 і температура знизилася б. Насправді газ у початковий момент дроселюється до стану 3 і між стінкою і газом виникає температурний напір $\Delta T_\sigma - T_3$. До моменту, коли тиск газу відповідатиме станіві 3', він одержить додаток ентальпії тепловіддачею від балона Δ' і опиниться в стані 4'. Аналогічно при тиску 3'' газ у балоні прийде до стану 4''. У кінці заповнення газ замість стану 2 перейде в стан 4 з більшою порівняно з 1 температурою. З розглянутої схеми випливає, що розігрів газу в кінці заправки є пропорційним різниці температур ΔT_0 .

Заправка від проміжного тиску P_i (крива t) в перший період часу йде за ізоентальпою 5–6, внаслідок чого виникає температурний напір $\Delta T_1 = T_\sigma - T_3 < \Delta T_0$. Балони заповнюються відповідно до кривої 6–7, відмінність якої від кривої 5–6 набагато менша, ніж різниця між кривими 1–3 і 3–4. Після вмикання другого ступеня наповнення процес у балоні йтиме за кривою 8–9. Внаслідок цього приріст

ентальїї завдяки теплообмінові виявиться суттєво меншим. Розрахунки, виконані за $T-S$ діаграмою для метану, виходячи з того, що при одноступеневій заправці газ розігрівається на 90°C , показали, що при двоступеневій заправці газ розігрівається на 15°C , що зводить недозаправку нанівець.

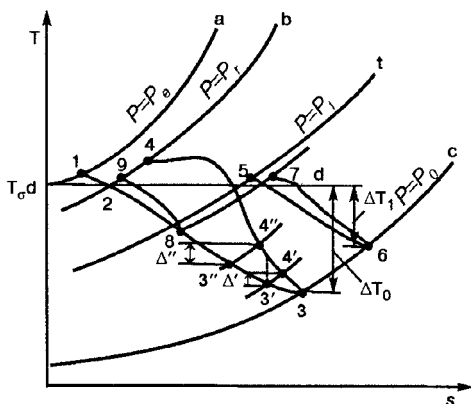


Рисунок 8.3. Схема процесу заповнення балонів в $T-S$ координатах

Отже, введення двоступеневої заправки з проміжним тиском 13–14 МПа дозволяє зменшити затрати енергії на компримування на 27–30% і ліквідувати недозаправку, збільшивши запас ходу автомобілів на 7–10%.

8.2 Визначення кількості заправленого газу

Визначення кількості заправленого газу є одним з основних факторів у роботі АГНКС, адже за величиною заправки проводять розрахунки з клієнтами та заробляють грошові кошти.

Для визначення витрати газу в сучасній практиці застосовують такі методи: установку звужувальних пристроїв; об'ємні витратоміри; випускання газу з мірної ємності.

Розгляньмо можливості використання цих методів на АГНКС.

Застосування звужувальних пристроїв (діафрагм, сопел) для одержання результатів вимагає інтегрування показів, тому що ці прилади показують миттєве значення витрати. Крім того, внаслідок значної залежності значення миттєвої витрати від часу коефіцієнти витрати пристрою можуть суттєво відрізнятись протягом однієї

заправки. Кількість заправленого газу при застосуванні такого пристрою в загальному випадку можна знайти за формулою

$$G = \int_0^{\tau} F \sqrt{\Delta p} \, d\tau - \Delta G, \quad (8.19)$$

де τ – час заміру; F – ефективна площа перерізу вимірювального пристрою, що враховує зміну коефіцієнта витрати; Δp – перепад тиску на пристрої; ΔG – зміна кількості газу, що міститься в приєднувальних пристроях, за час проведення замірів.

Усі величини, що входять до формули, змінюються протягом кожного заміру, й тому їх має враховувати інтегровальним пристроєм. Створення такого пристрою вимагає значних затрат. Це зумовлює велику вартість сучасних газозаправних колонок, які саме працюють на вимірюванні перепаду тиску. Проте такі ГЗК вимагають періодичної перевірки та калібрування масовими методами, а також удосконалення математичного забезпечення.

Об'ємні витратоміри за принципом дії вимірюють саме інтегральну кількість газу, тому застосування їх для АГНКС було б найзручніше. Під час встановлення такого витратоміра на лінії, де автоматично підтримується постійний тиск, можна відразу виміряти кількість заправленого газу. На АГНКС таких умов можна дотриматися лише на лінії подачі газу до регулятора тиску. Тому виконання такого приладу повинно враховувати роботу в діапазоні тиску від 0,1 МПа до 25 МПа. Ця обставина дає змогу зробити висновок, що гарантії виконання такого приладу малопереконливі.

У наш час знайшов застосування модифікований спосіб вимірювання витрати газу за допомогою мірної ємності, в ролі якої використовують газобалонну установку автомобіля. За результатами вимірів параметрів на початку і в кінці заправки кількість заправленого газу V_3 визначають за формулою

$$V_3 = V_6 \left(\frac{P_2}{z_2 T_2} - \frac{P_1}{z_1 T_1} \right) \frac{z_0 T_0}{P_0}, \quad (8.20)$$

де V_6 – об'єм балонів; P – тиск у балоні; T – температура в балоні; 1, 2, 0 – умови на початку заправки, в кінці заправки та нормальні відповідно.

Тиск можна вимірювати зразковими манометрами зі шкалою 100 і 300 поділок. Відповідно похибка у визначенні тиску не перевищить 1–3 %. Похибка у визначенні температури не перевищує 0,3%.

Як уже зазначалося, температуру в кінці заправки безпосередньо не вимірюють, її можна розрахувати на основі балансу ентальпій, у якому слід також врахувати теплообмін між стінкою посудини та газом. На практиці в Італії це явище описують спрощеною формулою, яка в комерційному застосуванні має вигляд

$$V_3 = V_6 (P_2 - P_1 - \Delta P) \cdot 1,25, \quad (8.21)$$

де ΔP – приріст тиску завдяки розігріву газу під час заправки; 1,25 – коефіцієнт, що враховує стисливість газу і приведення його до нормальних умов.

Достатня точність формули забезпечується лише за умови, коли точно витримується значення коефіцієнта 1,25, тобто в досить вузьких межах значень температури довкілля, температури і тиску в акумуляторах газу. Ця обставина пояснює причину того, що в проектах італійських АГНКС передбачено розташування акумуляторів газу в басейнах з водою.

Найбільші труднощі викликає знаходження температури T_2 .

Розгляньмо спосіб розрахунку кількості газу, коли відома кількість тепла, яке підведено в процесі заправки. У процесі заправки газ перебуває в трьох станах: на початку заправки – 1; в акумуляторах газу – а; в кінці заправки – 2. Рівняння балансу ентальпій процесу заправки має вигляд

$$V_6 \rho_2 i_2 = V_6 \rho_1 i_1 + V_6 (\rho_2 - \rho_1) i_a + Q. \quad (8.22)$$

Найважливішим чинником, що впливає на інтенсивність теплообміну, є температурний напір, який виникає завдяки дроселюванню газу від тиску P_a до P_1 . Тоді

$$T_1 - T_3 = T_1 - T_a - D_{ia}(P_a - P_1), \quad (8.23)$$

де T_3 – температура, яку одержали під час дроселювання.

Перетворимо це співвідношення до зручного вигляду, розділивши його на T_a і ввівши значення теплоємності C_{p2a} , які можна зручно визначити:

$$\frac{T_1 - T_3}{T_a} = \frac{C_{p2a} [T_1 - T_a - D_{ia}(P_a - P_1)]}{C_{p2a} T_a} = \frac{i_1 - i_a}{C_{p2a} T_a}.$$

Для цього співвідношення взято позначення

$$\delta_{1a} = \frac{i_1 - i_a}{C_{p2a} T_a}. \quad (8.24)$$

Коли відома кількість тепла, рівняння балансу ентальпій можна записати в такому вигляді:

$$(\rho_2 - \rho_1) i_2 + \rho_1 (i_2 - i_1) = (\rho_2 - \rho_1) i_a = \frac{Q}{V_6}. \quad (8.25)$$

Звідси не важко визначити зміну густини газу за час заправки:

$$\rho_2 - \rho_1 = \frac{Q / V_6 - \rho_1 (i_2 - i_1)}{i_2 - i_a}. \quad (8.26)$$

Те, що температура в стані 2, а значить, і ентальпія i_2 , невідомі, робить неможливим використання останньої залежності. Тому доцільно ввести до розрахунків стан 2а, який відповідає тисковій кінці заправки P_2 і температурі в акумуляторі газу T_a . Тоді баланс ентальпій:

$$i_2 - i_a = i_2 - i_{2a} + i_{2a} - i_a = C_{p2a} (T_2 - T_a) + i_{2a} - i_a. \quad (8.27)$$

Розділивши обидві частини рівності на $C_{p2a} T_a$, одержимо таке ж співвідношення в безрозмірному вигляді

$$\frac{i_2 - i_a}{C_{p2a} T_a} = \delta T + \delta_{2a}, \quad \delta T = \frac{T_2 - T_a}{T_a} \ll 1, \quad \delta_{2a} = \frac{i_{2a} - i_a}{C_{p2a} T_a} \ll 1.$$

Позначмо відношення кількості газу, яку заправили в ємність, і кількості газу, яка була в ємності на початку заправки, до кількості, яка могла б бути в ній за умови стану 2а, відповідно g і β . Ці величини можна записати у вигляді

$$g = (\rho_2 - \rho_1) / \rho_2 ; \quad \beta = \rho_1 / \rho_{2a},$$

де ρ_{2a} – густина газу в стані 2а.

Крім того, введемо величину питомого розігріву газу за допомогою формули

$$q = \frac{Q}{V_6 \rho_{2a} C_{p2a} T_a}. \quad (8.28)$$

У цих позначеннях рівняння балансу ентальпій має вигляд

$$g = \frac{\beta \delta_1 + q}{\delta T + \delta_{2a}} - \beta \quad (8.29)$$

Щоб користуватися цією залежністю, треба знати величину δT . Визначмо її з рівняння балансу ентальпій, записавши його в такій формі:

$$\rho_2 (i_2 - i_a) = \rho_1 (i_1 - i_a) + Q/V_6 \quad (8.30)$$

Розділивши обидві частини рівності на добуток $\rho_{2a} \cdot c_{p,2} \cdot T_a$, одержимо рівняння в нових позначеннях

$$(\delta T = \delta_{2a}) \rho_2 / \rho_{2a} = \beta \delta_{1a} + q \quad (8.31)$$

Розгляньмо відношення густин у лівій частині рівняння

$$\frac{\rho_2}{\rho_{2a}} = \frac{z_{2a} T_a}{z_2 T_2} \quad (8.32)$$

де z_{2a} і z_2 – стисливість газу в станах 2a і a відповідно.

Оскільки z_{2a} і z_2 належить до станів з однаковими тисками, а температури T_2 і T_a відрізняються на відносно малу величину, можна записати

$$z_2 - z_{2a} = (T_2 - T_a) \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_{2a} \quad (8.33)$$

або

$$\frac{z_2}{z_{2a}} = 1 + \frac{T_2 - T_a}{T_a} \frac{T_a}{z_{2a}} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_{2a} = 1 + \square \delta T,$$

де

$$K = \frac{T_a}{z_{2a}} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_{z_{2a}} = \left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T} \right)_{z_{2a}}.$$

Підставивши останній вираз у відношення густин і відзначивши, що $T_2/T_a = 1 + \delta T$, одержимо вираз для відношення густин, який після нехтування квадратами малих величин порівняно з (8.6) можна записати у вигляді

$$\frac{\rho_2}{\rho_{2a}} = \frac{1}{(1 + \delta T)(1 + \beta \delta T)} \approx \frac{1}{1 + (1 + \beta) \delta T} \quad (8.34)$$

Тоді рівняння балансу ентальпій у нових позначеннях має вигляд

$$\delta T = \frac{\beta \delta_{1a} - \delta_{2a} + q}{1 + (1 + \beta)(\beta \delta_{1a} + q)} \quad (8.35)$$

З урахуванням питомого розігріву газу одержимо кінцеву формулу для обчислення величини g :

$$g = 1 - (1 + \beta)(q - \delta_{2a}) - \beta[1 + (1 + \beta)\delta_{1a}] \quad (8.36)$$

Фізичний зміст членів, що входять до формули, очевидний. Другий член правої частини – недозаправка ємності внаслідок підводу тепла до газу з довкілля, зменшена на різницю ентальпій у кінці заправки та в акумуляторі газу. Третій член правої частини визначає недозаправку внаслідок того, що частина ємності зайнята газом, який є на початку заправки.

З використанням останньої залежності кількість газу (m^3), заправлену в ємність, можна розрахувати за формулою

$$V = V_6 \frac{\rho_{2a}}{\rho_0} g = V_6 \frac{\rho_{2a}}{\rho_0} \{1 - (1 + \beta)(q - \delta_{2a}) - \beta[1 + (1 + \beta)\delta_{1a}]\}, \quad (8.37)$$

де ρ_0 – густина газу за нормальних умов, кг/м^3 .

При використанні наближеної залежності визначення об'єму заправки врахуванням ефекту розігріву (8.21) величину приросту тиску завдяки розігріву газу під час заправки визначають залежно від початкового тиску в балонах, і вона має такі значення [11]:

| | | | | | |
|------------------|-----|-----|------|-------|-----------|
| p_1 , МПа | 0–3 | 4–7 | 8–13 | 14–15 | більше 15 |
| Δp , МПа | 2,0 | 1,5 | 1,0 | 0,5 | 0 |

Об'єм заправки без урахування ефекту розігріву визначають за відомою залежністю (8.20) при допущенні $T_2 = T_a$:

Крім того, наближено об'єм заправки можна знайти за допомогою часткової номограми [18], яку подано на рис. 8.4.

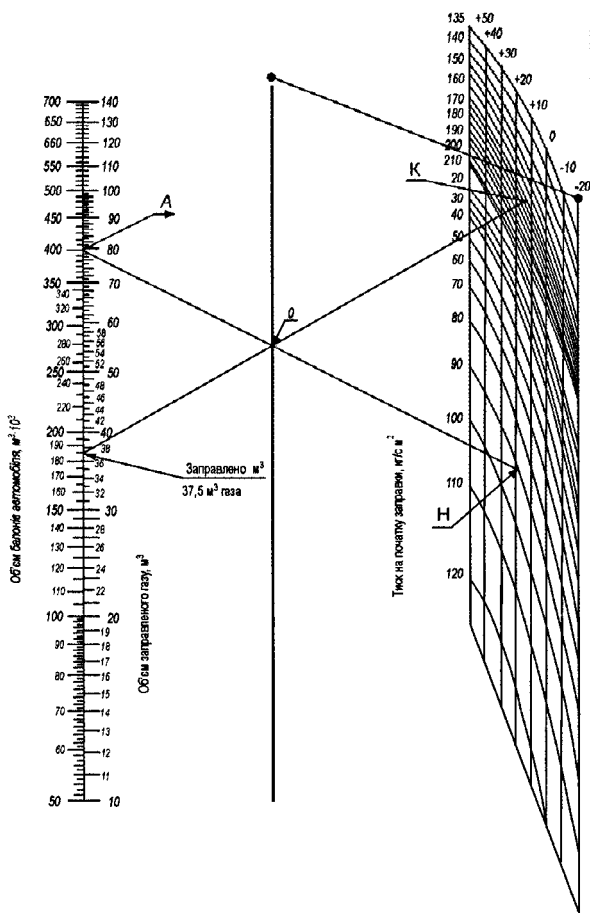


Рисунок 8.4. Часткова номограма для знаходження об'єму заправленого газу

Також на практиці складають таблиці для визначення об'єму заправленого газу, якими можна користуватися за відсутності цифрових ГЗК або обчислювальної техніки (наприклад при заправленні автомобіля від пересувного автогазозаправника). Слід зауважити, що заправлення за таблицями не користується популярністю у споживачів.

8.3. Коефіцієнт корисної дії заправки

Сучасні АГНКС передбачають здійснення заправки газобалонних установок автомобілів з проміжною ємності – акумулятора газу. Акумулятори ж заповнюються газом шляхом закачування його компресорами високого тиску. Це дозволяє стабілізувати роботу компресорів, знизити частоту їх включення і спростити автоматизацію АГНКС. Така схема заправки має два суттєві недоліки: перевитрату енергії на компримування газу і недозаправку газобалонних установок.

Суть першого недоліку полягає в тому, що весь газ стискається до тиску, що перевищує максимальний тиск у балонах, які встановлено на автомобілі, в той час як для заповнення газобалонної установки тільки остання порція газу повинна стискатися до робочого тиску. Весь інший газ потрібно стискати до нижчого тиску. Мінімальну роботу на стиск газу для заповнення балонів за наявності холодильника, який підтримує постійну температуру газу, можна визначити за формулою

$$L_1 = L_1 = \int_{P_{sc}}^{P_p} \frac{k}{k-1} \cdot \frac{T_{sc}}{T_{наг}} \cdot \frac{V_{бал}}{z \cdot \eta_{\kappa}} \left[\left(\frac{P}{P_{sc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot dP, \quad (8.38)$$

де P_{sc} і P_p – відповідно тиск всмоктування компресора і робочий тиск газобалонної установки, МПа;

T_{sc} і $T_{наг}$ – відповідно температури на вході в компресор і на виході з холодильника, К;

$V_{бал}$ – геометричний об'єм балона, м³;

η_{κ} – коефіцієнт корисної дії компресора;

P – поточний тиск у балоні, який наповнюється, МПа;

z – коефіцієнт стиснення газу при температурі $T_{наг}$ і тиску P ;

k – коефіцієнт адиабати ($k = 1,41$).

При заповненні балона з ємності з тиском P_c затрати енергії на компримування визначають за формулою

$$L_2 = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{T_{sc}}{T_{наг}} \cdot \frac{V_{бал}}{\eta_{\kappa}} \left[\left(\frac{P_c}{P_{sc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \int_{P_{sc}}^{P_c} \frac{dP}{z}. \quad (8.39)$$

Отже, коефіцієнт корисної дії компримування при заправці через ємність знаходять як відношення мінімальної роботи (8.38) до затраченої (8.39), і його можна визначати за формулою

$$\eta_{\text{зап}} = \frac{\int_{P_{\text{вс}}}^{P_p} \left[\left(\frac{P}{P_{\text{вс}}} \right)^k - 1 \right] \frac{dP}{z}}{\left[\left(\frac{P}{P_{\text{вс}}} \right)^k - 1 \right] \int_{P_{\text{вс}}}^{P_e} \frac{dP}{z}} \quad (8.40)$$

Беручи для коефіцієнта стиску середнє значення на інтервалі інтегрування, отримаємо кінцеву формулу для коефіцієнта корисної дії заправки з ємності

$$\eta_{\text{зап}} = \frac{\frac{k}{2k-1} \cdot \left(\frac{P_p}{P_{\text{вс}}} - 1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_e}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \cdot \frac{\frac{P_p}{P_{\text{вс}}} - 1}{\frac{P_e}{P_{\text{вс}}} - 1}}{\frac{P_e}{P_{\text{вс}}} - 1} \quad (8.41)$$

З аналізу залежності (8.41) випливає, що коефіцієнт корисної дії заправки стаціонарних АГНКС перебуває в межах 30...40%. Для міні-АГНКС і ПАГЗ коефіцієнт корисної дії заправки становить 60...70%.

8.4. Газозаправні колонки АГНКС

Газозаправні колонки АГНКС (ГЗК) є кінцевою ланкою в забезпеченні споживачів компримованим природним газом. Тому вони виконують основні технологічні функції:

облік відпущеного газу;

забезпечення точності вимірювань:

вимикання при досягненні максимально тиску та при розриві з'єднувального шланга;

вимикання при неможливості подачі газу.

Схему газозаправної колонки для АГНКС подано на рисунку 8.5.

На сьогодні в Україні найбільшого розповсюдження набули ГЗК типу КПГ-1,2. Характеристику даних ГЗК подано в таблиці 8.1.

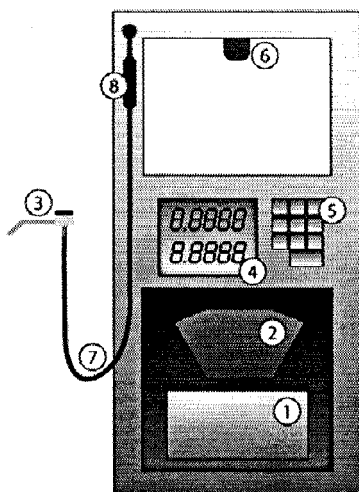


Рисунок 8.5. Схема заправної колонки для АГНКС

- 1) блок управління; 2) масовий витратомір; 3) заправний кран;
 4) індикатор заправки; 5) клавіатура управління;
 6) аварійна індикація; 7) заправний рукав;
 8) розривна муфта (захист від розриву рукава)

Програма управління колонками з персонального комп'ютера (КАС КПП) дозволяє:

Управляти групою від однієї до восьми колонок.

Здійснювати заправку в таких режимах: заправку замовленого об'єму газу; заправку на заявлену суму грошей; повну заправку паливних балонів автомобіля.

Вводити в базу даних: назву підприємства; номер автомобіля; дату перевірки балонів автомобіля.

Контролювати дату перевірки балонів автомобіля і видавати повідомлення про завершення її дії.

Переглядати і роздруковувати такі види звітів: поточний звіт; змінний звіт; загальний звіт з можливістю вибору періоду часу, підприємства, номера автомобіля, оператора, номера колонки, виду оплати (готівкова або безготівкові) і т. д.; звіт втручань користувача; звіт позаштатних ситуацій.

Вихід для з'єднання з касовим апаратом.

Технічні характеристики ГЗК типу КПП

| Назва | КПП-1, КПП-1А | КПП-2 |
|---|---------------------|------------------|
| Максимальний робочий тиск, МПа (кгс/см ²) | 24,5 (250) | |
| Надлишковий тиск на вході в колонку, МПа (кгс/см ²) | 17,6-24,5 (180-250) | |
| Межі відносної похибки при вимірюванні об'єму газу % | ±1 | |
| Напруга живлення колонки, В | від 187 до 242 | |
| Потужність, яку споживає колонка, Вт | не більше 60 | |
| Метод вимірювання кількості газу, який заправляють | об'ємний | масовий |
| Час заправки дози газу 55 м ³ при тиску на вході в колонку 20,1 МПа, хв | не більше 5 | |
| Діапазон робочих температур, °С | мінус 30...плюс 50 | |
| Маса колонки, кг | не більше 195 | не більше 175 |

Для забезпечення заправок автомобілів на заправних колонках встановлюють один або декілька (зазвичай два) заправних рукавів. Відповідно до продуктивності колонки рукави поділяють на: рукави нормальної продуктивності і рукави високої продуктивності.

Для обліку витрати й оплати проданого палива заправні колонки зазвичай оснащено спеціальними інтерфейсами для підключення устаткування касового обліку, а також програмних комплексів обліку і управління. Подібні системи SCADA виконують певні функції, потрібні для забезпечення підрахунку розданого газу з кожної колонки, підрахунку статистики, ведення бази даних за здійсненими заправками і віддаленого управління.

Загальний вигляд КПП-1 подано на рисунку 8.6.

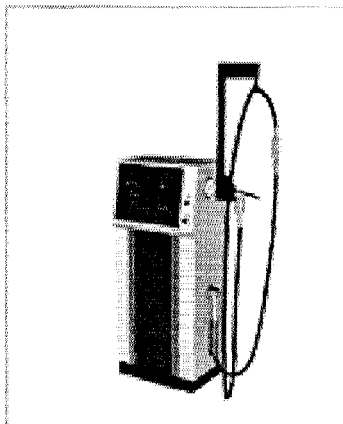


Рисунок 8.6. Загальний вигляд ГЗК КПГ-1, 1А

Газозаправні колонки типу КПГ відрізняються зовнішнім оформленням. Крім того, в колонці КПГ-2 використовують масовий метод вимірювання витрати. Загальний вигляд колонки КПГ-2 подано на рисунку 8.8.

На АГНКС України колонки типу КПГ замінюють на сучасні КЗМ-200, КЗМК-200, КЗМ-250.

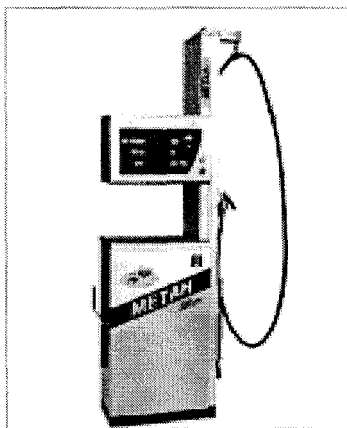


Рисунок 8.7. Загальний вигляд ГЗК КПГ-2

Колонки типу КЗМ призначено для заправки паливних балонів автомобілів стислим природним газом за ГОСТ 27577-2000, вимірювання об'єму газу, зведеного до стандартних умов, і обчислення вартості відпущеного газу. Колонку можна застосовувати у складі автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) для здійснення комерційних розрахунків при відпусканні газу. Відпускання стислого газу проводять з пристрою індикації і управління колоною або пульта дистанційного керування (комп'ютера). З пульта оператор установлює ціну одного куба газу, значення густини газу відповідно до сертифіката на нього, задає разову дозу і дає «дозвіл» на відпускання газу.

Функціональні особливості колонок КЗМ:

сучасні рішення схемотехніки на базі мікропроцесора Am188 фірми AMD, що дозволяють зменшити похибку обчислення об'єму газу обчислювачем і понизити енергоємність;

програмне забезпечення мовою високого рівня застосування комплектаційних ведучих світових виробників PHILIPS, BOLIMIN, ATMEL;

вибухозахищене електроустаткування заправного поста;

первинні перетворювачі витратоміра виробництва фірми FISHER-ROSEMOUNT;

установка обчислювача в операторній АГНКС;

застосування незалежного таймера для обліку часу відключення електричного живлення;

сучасний дизайн, що відповідає вимогам ергономіки;

відповідність стандартам вимірювальної ділянки газового тракту;

електромагнітний привід запірною клапана високого тиску;

можливість проводити лівобічну і правобічну заправку автомобілів;

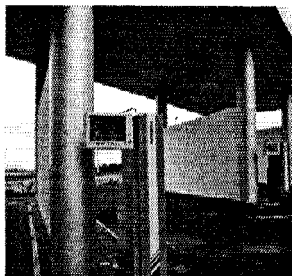
відображення залишкового тиску газу в балонах автомобіля на рідкокристалічному пристрої індикації;

зручний доступ до елементів колонки при технічному обслуговуванні.

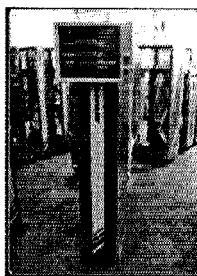
Загальний вигляд колонок КЗМК-200 та КЗМ-250 подано на рисунку 8.8.

Масову витрату газу вимірюють коріолісовим витратоміром Optigas 5050C S15, звідна похибка $\pm 0,5$ %, діапазон вимірювання витрати від 0 до 50 кг/хв, або масовим витратоміром Micro Motion (сенсор CNG050S-290 і перетворювач 1700), звідна похибка $\pm 0,5$ %. Надлишковий тиск газу в заправному вузлі і паливних балонах

автомобілів вимірюють давачем тиску класу точності не нижче 0,5, діапазон вимірювання – від 0 до 25 МПа.



а



б

*Рисунок 8.8. Загальний вигляд колонок типу КЗМ
а – КЗМК-200; б – КЗМ-250*

Технічну характеристику колонок типу КЗМ подано в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2

Технічні характеристики ГЗК типу КЗМ

| Назва | КЗМ-200, КЗМК-200 | КЗМ-250 |
|---|-----------------------------|---------------|
| Приєднання до трубопроводу | M27×2 | |
| Максимальний робочий тиск у газовому тракті колонки | 24,5 МПа | 29,4 МПа |
| Номінальний робочий тиск на вході в колонку | від 17,6 до 21,6 МПа | |
| Мінімальний тиск на вході в колонку | 12,0 МПа | |
| Межі основної відносної похибки колонки, яку допускають | ± 1,0% | |
| Межі основної відносної похибки обчислювача, яку допускають | ± 0,01% | |
| Температура газу, який заправляють | від мінус 30°С до плюс 50°С | |
| Час заправки дози газу об'ємом 60 нм ³ при вхідному тиску 20,1 МПа | 6 хвилин | |
| Споживана потужність, не більш | 60 В·А | |
| Маса колонки не більш | 150 кг | 250 кг |
| Габаритні розміри заправного поста (д×ш×в), мм | 780×780×1790 | 1005×700×1765 |

Стосовно АГНКС аргентинська фірма Aspo CNG випускає газозаправні колонки типу AS 120. Загальний вигляд колонок подано на рисунку 8.9.

Технічні параметри колонок типу AS 120:

Сучасний дизайн, корпус з іржостійкої сталі і термостійкого пластика.

Два заправні шланги для одночасної заправки.

Швидкороз'ємне з'єднання.

Масовий витратомір з високими експлуатаційними характеристиками.

Система механічної і електронної зупинки заправки за надлишком витрати.

Вхідний фільтр газу.

Незалежні клапани регулювання тиску для кожного заправного шланга.

Контрастний електронний дисплей.

Заправка повної ємності або на зумовлену ціну.

Інтерфейс для дистанційного контролю роботи системи.

Світловий сигнал завершення заправки.

Ударна аварійна кнопка в колонці.

Крім того, колонка AS 120 D AC призначена для високошвидкісної заправки в 28 nm^3 на хвилину.

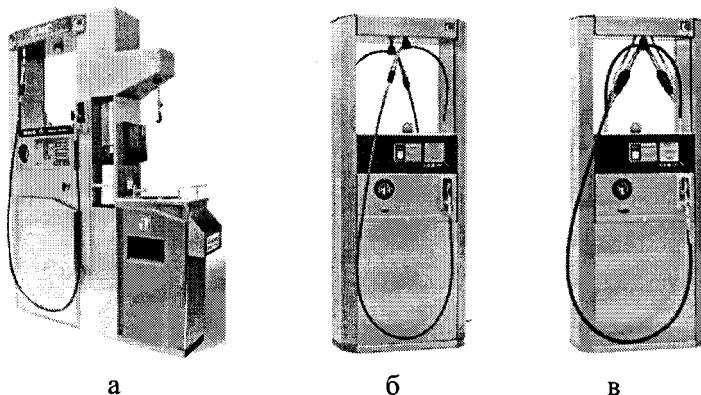


Рисунок 8.9. Газозаправні колонки типу AS 120

a – AS 120 G; *б* – AS 120 D; *в* – AS 120 D AC

Розділ 9

ПІДГОТОВКА ГАЗУ В УМОВАХ АГНКС*

Підготовка газу на АГНКС складається з очищення від механічних домішок у фільтрах і сепараторі та осушення від крапельної вологи.

9.1. Очищення газу від механічних домішок в умовах АГНКС

Первинним пристроєм для очищення газу на АГНКС є газові фільтри, які застосовують у газових мережах. Далі газ очищають у газових сепараторах. На АГНКС застосовують газові сепаратори типу ГС-1 та ГС-2. Загальний вигляд сепаратора подано на рисунку 9.1.

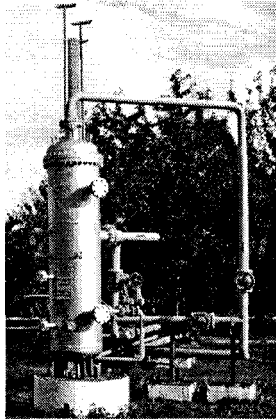


Рисунок 9.1. Сепаратор ГС-1

Розгляньмо розрахунок газового сепаратора.

Початкові дані.

Для проведення технологічного розрахунку потрібні такі дані: максимальна витрата газу;

робочий тиск;

робоча температура;

густина газу в робочих умовах;

густина рідини в робочих умовах;

коефіцієнт поверхневого натягу в робочих умовах;

* Розділ написано за участі АГНКС О. В. Михалківа

- початковий вміст рідини в газі,
- вміст рідини на виході з сепаратора (винесення).

Розрахунок елемента сепарації.

Розрахунок елемента полягає у визначенні його розрахункової площі і конструктивних розмірів.

Розрахункова площа

Для сітчастої насадки це її площа в перетині перпендикулярного напрямку потоку

$$F = \frac{q_z}{W_{кр}} \quad \text{м}^2.$$

Об'ємна витрата газу

$$q_z = \frac{Q_{\max} \cdot P_0 \cdot T \cdot z}{86400 \cdot (P + P_0) \cdot T_0 \cdot z_0} \quad \text{м}^3/\text{с},$$

де Q_{\max} – максимального об'ємна витрата газу за нормальних умов, $\text{м}^3/\text{д}$;

z – коефіцієнт стисливості, $z_0=1,0$.

Критична швидкість

$$W_{кр} = C_t \cdot C_e \cdot K \sqrt[4]{\frac{\sigma \cdot g^2 \cdot (\rho_p - \rho_g)}{\rho_g^2}} \quad \text{м/с},$$

де C_t – коефіцієнт, що враховує вплив температури газу на критичну швидкість газу, $C_t=1,0$;

C_e – коефіцієнт, що враховує вплив початкового вмісту рідини на критичну швидкість газу;

K – коефіцієнт стійкості режимів перебігу газорідинної суміші;

σ – поверхневий натяг на межі поділу між газом і рідиною, Н/м;

ρ_p – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ρ_g – густина газу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Конструктивні розміри елемента сепарації (насадки).

Діаметр сітчастої насадки

$$D = 1,13 \sqrt{F} \quad \text{м}.$$

Розрахунковий діаметр округлюють до найближчого більшого значення з ряду за ДСТУ для сітчастої насадки – 0,179; 0,245; 0,374.

Конструктивні розміри вертикальної сітчастої насадки знаходять одночасно з визначенням діаметра рідини збірника рідини.

Розрахунок збірника рідини.

Розрахунок збірника рідини сепаратора полягає у визначенні його розрахункового об'єму і конструктивних розмірів. За розрахунковий беруть об'єм збірника до верхнього граничного рівня без урахування об'єму днищ.

Розрахунковий об'єм

$$V_p = 60 \cdot q_p \cdot \tau \text{ м}^3,$$

де τ – час перебування рідини в збірнику сепаратора, хв.

Об'ємна витрата рідини

$$q_p = \frac{e_0 \cdot Q_{\max} \cdot 10^{-6}}{86400} \text{ м}^3/\text{с},$$

де e_0 – вміст рідини в газі на вході в апарат, $\text{см}^3/\text{м}^3$;

Q_{\max} – максимальна витрата газу, $\text{м}^3/\text{с}$.

Час перебування рідини в збірнику сепаратора беруть:

для непінявих рідин $\tau \geq 3$ хв.

для пінявих рідин – у кожному конкретному випадку визначають дослідним шляхом з урахуванням вимог технологічного процесу.

Розрахункова висота (довжина) збірника, тобто довжина циліндрової частини

$$L_{зб} = \frac{V_p}{F} \text{ м},$$

де F – площа змоченого периметра збірника рідини в перетині, перпендикулярному його осі, м^2 .

$$F = 0,785 \cdot D_g^2 \text{ м}^2,$$

де D_g – внутрішній діаметр збірника рідини.

Розрахункову довжину $L_{зб}$ суміщеної збірника рідини сітчастого сепаратора округлюють до найближчої більшої величини кратної 100 мм. Беремо $L_{зб} = 1,1$ м.

Розрахунок технологічних штуцерів входу і виходу газу виходу рідини.

Діаметр штуцера входу і виходу газу

$$d_{uz} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{q_z}{W_z}} \text{ м,}$$

де W_z – швидкість газу в штуцері, м/с. Беруть $W_z=14,5$ м/с.

Діаметр штуцера (внутрішній) виходу рідини

$$d_p = 1,13 \sqrt{\frac{q_p}{W_p}} \text{ м,}$$

де W_p – 1,0-2,0 м/с – швидкість рідини в штуцері.

Розрахунковий діаметр штуцера округлюють до найближчого більшого з ряду умовних діаметрів, при цьому діаметр штуцера виходу рідини рекомендують брати не менше DN=50 мм.

Розрахунок зливних труб

При розрахунку потрібної площі зливу зливних труб кількість рідини, що потрапляє в збірник рідини сепаратора зливними трубами

$$q_{zl} = 0,3q_p \text{ м}^3/\text{с}$$

Діаметр зливної труби

$$d_{zl} = 1,13 \sqrt{\frac{q_{zl}}{n \cdot W_{zl}}} \text{ м,}$$

де $W_{zl} \leq 0,25$ м/с – швидкість зливу;

$n \geq 2$ – число труб зливу.

Розрахунковий внутрішній діаметр округлюють до найближчого більшого з ряду стандартних діаметрів труб, але не менше $d=40$ мм. Беремо $d_{zl}=0,04$ м.

Конструктивні вимоги до окремих елементів сепараторів і розрахунок розмірів технологічних з.н

Матеріал насадок сепарації і коагуляційна сітка-рукав.

Насадка може бути цілісна або секційна. В цілісній насадці сітка-рукав згортають у спіраль, висота насадки – 100 мм. У секції сітку-рукав укладають шарами (70 шарів) по черзі вздовж і впоперек, висота секції – 150 мм.

Площа елементів ґрат сітчастої насадки повинна становити не більше 5% від її загальної площі.

Діаметр коагулятора

$$D_1 = (0,6 - 0,7) \cdot D_6 \text{ м.}$$

Відстань від штуцера виходу газу до насадки

$$H_1 \geq 0,38 \cdot (D_6 - d_{\text{шт}}) \text{ м.}$$

Відстань від сітчастої насадки до верхньої кромки коагулятора

$$H_2 \geq 2,84 \cdot (D_6 - D_1) \text{ м.}$$

Відстань від нижньої кромки коагулятора до захисного листа збірника рідини

$$H_4 \geq 0,25 \cdot D_6 \text{ м.}$$

Висота обичайки коагулятора

$$H_3 \geq (2 \div 3) \cdot d_{\text{шт}} \text{ м.}$$

Зсув штуцера входу газу від радіального положення

$$b \leq 0,25 D_6 \text{ м.}$$

Побудова залежностей, що визначають технологічні можливості сепаратора.

Будують графік $Q = f(P)$. Для побудови графіка $Q = f(P)$ треба визначити дійсні максимальну $Q_{\text{макс.д.}}$ і мінімальну $Q_{\text{мін.д.}}$ продуктивності для потрібного і достатнього числа значень тиску в інтервалі від $P_{\text{макс}}$ до $P_{\text{мін}}$ при розрахунковій температурі

$$Q = \frac{W_{\text{сп}} \cdot F \cdot 86400 \cdot (P + P_0) \cdot T_0 \cdot z_0}{P_0 \cdot T \cdot z} \text{ м}^3/\text{д.}$$

Дійсна площа сітчастої насадки (за прийнятими конструктивними розмірами):

$$F = 0,785 \cdot D_B^2 - \Delta f \text{ м}^2,$$

де Δf – перевищення площі елементів опорних ґрат понад 5% від загальної площі насадки.

Гідравлічний розрахунок.

Завдання гідравлічного розрахунку – визначення гідравлічного опору сепаратора і висоти гідрозасува зливних труб.

Гідравлічні втрати повинні задовольняти умову

$$\Delta P < [\Delta P],$$

де $[\Delta P]$ – допустимий гідравлічний опір, МПа $[\Delta P]=0,03$ МПа.

Гідравлічний опір сітчастих газосепараторів

$$\Delta P = \alpha \cdot \sum_{i=1}^n \Delta P_i \text{ МПа,}$$

де $\alpha=1,1$ – коефіцієнт неврахованих втрат.

Опір елементу, який розраховують

$$\Delta P_i = \xi_i \cdot \frac{\rho_z \cdot W_i^2}{2 \cdot g \cdot 10^4} \text{ МПа.}$$

Величини коефіцієнтів гідравлічного опору оі наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1

Коефіцієнт гідравлічного опору

| Входу газу | Горизонтального коагулятора | Сітчастої насадки | Виходу газу |
|------------|-----------------------------|-------------------|-------------|
| 1,0 | 46 | 50 | 0,5 |

Висота гідрозасува зливних труб

$$h_z = \frac{\eta \cdot \Delta P}{\rho_p} \text{ м,}$$

де $\eta=1,3-1,5$ – коефіцієнт пульсації.

При цьому слід дотримуватися умов:

$$h_z < H - 0,1 \text{ м,}$$

де H – відстань від верхнього обріза зливної труби до верхнього граничного рівня рідини в сепараторі, м, $H=0,6$ м.

Відповідність дійсного діапазону роботи сепаратора за газом і рідиною заданному.

Умови відповідності за продуктивністю

$$Q_{\text{max.д.}} \geq Q_{\text{max.зад}},$$

де $Q_{\text{max.д}}$ – дійсна максимальна продуктивність сепаратора за газом, $\text{м}^3/\text{д}$.

$Q_{\text{max.зад}}$ – задана максимальна продуктивність сепаратора за газом, $\text{м}^3/\text{д}$.

Умова відповідності штуцерів входу і виходу газу.

Величина дійсної швидкості газу в штуцерах повинна лежати в зоні швидкостей, які допускають.

$$W_{\text{ш.г.}} = \frac{q_g}{0,785 \cdot d_{\text{ш.г.}}^2} \text{ м/с.}$$

Відповідність дійсного діапазону роботи сепаратора за рідиною

$$V_{зб} \geq V_p.$$

Робочий об'єм збірника рідини

$$V_{зб} = F \cdot L_{зб} \text{ м}^3,$$

де F – площа змоченого периметра, м^2 ;

$L_{зб}$ – довжина циліндрової частини збірника рідини, м.

Швидкість рідини в зливних трубах повинна бути

$$W_{за} < 0,25 \text{ м/с.}$$

Визначаємо ефективність сепарації

$$E = 100 - \frac{q_2^1}{q_1^1} \cdot 100 \%,$$

де E – ефективність сепарації %;

q_2^1 – вміст краплинної суспензії на виході, г/м^3 ;

q_1^1 – вміст рідини на вході в сепараторі, г/м^3 .

9.2. Боротьба з гідратоутворенням.

Осушка газу на автомобільних газонаповнювальних станціях

Для стиску на АГНКС використовують природний газ, який транспортують магістральними газопроводами. Надлишковий вміст вологи в цьому газі може призвести до закупорювання каналів паливної системи автомобіля утвореними гідратами або крижаними корками.

Зони значень параметрів стану газу в балонах автомобіля, за яких можливе утворення гідратів, визначаються умовами системи вода – природний газ – гідрат. У зоні тисків і температур, що існують у балоні автомобіля, межа цієї зони є ламаною лінією з променів Γ_1 і Γ_2 (рисунок 9.1). У зоні, що розташована нижче від цієї лінії, гідрати не утворюються. Зона утворення гідратів, як видно, має досить широкі межі. Її звуження можна досягти застосуванням осушки газу. Промислова обробка, яка доводить його стан до вимог ОСТу 51.40-81, зміщує межу Γ_1 у положення A_1 , яке відповідає вологості $0,13 \text{ г/м}^3$ (найменше обмеження вологості). При зниженні вологості до $0,09 \text{ г/м}^3$ (середні умови ОСТу) межа Γ_1 зміститься в положення A_2 . Якщо врахувати найжорсткіші вимоги ОСТу – вологість $0,03 \text{ г/м}^3$ відповідає положенню A_3 .

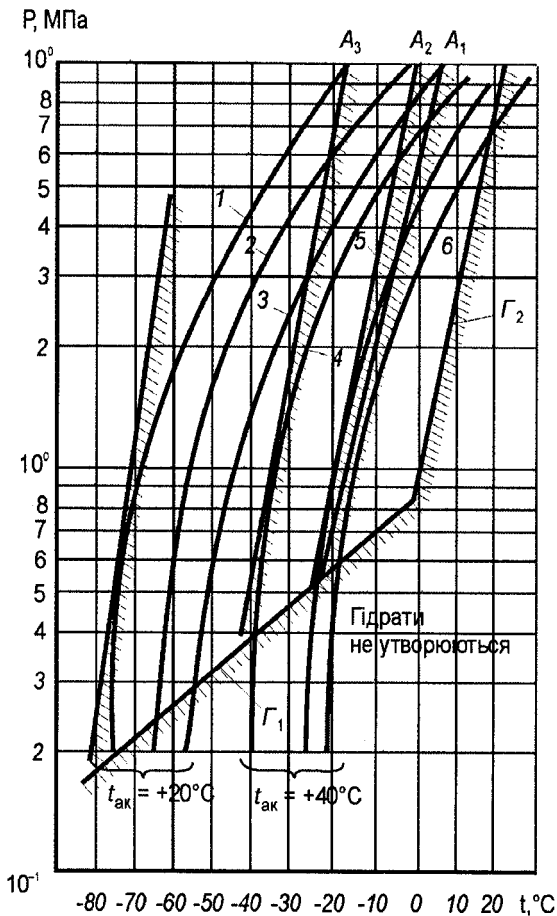


Рисунок 9.2. Умови гідратоутворення

У початковий момент з'єднання балонів автомобіля з акумуляторами газу проходить глибоке дроселювання газу, що супроводжується значним пониженням температури (до мінус 70°C). Конкретні значення температури газу в балонах автомобіля залежать від тиску і температури в акумуляторі. Криві 1 і 2 показують зміну температури і тиску в автомобільних балонах при їхньому заповненні з акумуляторів, температура яких 20°C , а початковий тиск відповідно $24,6$ МПа і $14,7$ МПа. Як видно з графіків, у всіх випадках параметри стану відповідають зоні гідратоутворення навіть при найжорсткіших обмеженнях вологості за ОСТом.

Криві 3, 4 показують зміну стану газу для тих же тисків, але при температурі газу в акумуляторі 40°C. У цьому випадку двоступінчасте заповнення, яке починається з акумулятора з тиском 14,7 МПа (перший ступінь) із перемиканням на другий ступінь при досягненні в балоні тиску не менше 8,8 МПа, може забезпечити безгідратний процес навіть за найменших обмежень вологості за ОСТом.

Оскільки автомобіль експлуатують у різних кліматичних умовах, температура балонів може коливатися у значних межах. Із недосушеного газу при низьких температурах і тиску 19,6 МПа випадає крапельна волога. Внаслідок витрачання газу з балона тиск у ньому падає та волога, що випала, випаровується, підвищуючи вологу газу, який виходить. Газ дроселюється до тиску 0,98 МПа, внаслідок чого знижується його температура й параметри можуть увійти в зону утворення гідратів.

Ефект гідратуутворення можна спостерігати й при експлуатації автомобіля в тому випадку, коли за допомогою двоступеневої заправки вдалось би заповнити балони без появи гідратів при температурі газу в акумуляторі, вищій, ніж температура гідратуутворення.

При температурі мінус 50°C, тиску 0,98 МПа і вологості 0,022 г/м³ (витрата газу з балонів наполовину при початковій вологості газу 0,0164 г/м³ і тиску 19,7 МПа) проходить інтенсивне утворення гідратів (див. рисунок 9.2).

Для запобігання гідратуутворенню під час експлуатації автомобіля газ повинен мати меншу вологість, ніж передбачає ОСТ. Максимальна вологість газу не повинна перевищувати 0,0005 г/м³. У цьому випадку на всіх режимах роботи гідроутворення виключено.

Важливе й розташування установак осушки газу. Осушка на вході АГНКС при тиску 1 МПа повинна забезпечити точку роси мінус 76°C, що майже недосяжно. Тому доцільно встановити апарат на лінії високого тиску, де точка роси відповідає температурі мінус 55 °С.

Знизивши вимоги до осушки до 0,009 г/м³, а це можливе внаслідок невеликого числа утворених гідратів, одержимо потрібні точки роси: на вході мінус 52°C і на виході мінус 30°C. Досягти потрібного значення точки роси на вході АГНКС можна застосуванням активованого алюмогелю, а на виході АГНКС – цеоліту та силікагелю.

Отже, для задоволення вимог експлуатації автомобілів паливний газ підлягає осушці, при цьому апарат для осушки газу доцільно ставити на виході з компресора АГНКС. Таке розташування осушки вносить відомі труднощі в конструктивні рішення, пов'язані з роботою пристроїв при високих тисках. При цьому особливі складнощі виникають під час переходу з режиму осушки в режим регенерації

адсорбенту. Але забезпечення високої якості газу вимагає обов'язкового включення процесу осушки газу до технологічної схеми станції.

На АГНКС застосовують установки осушки типу АдМ-4 і БКУО-4/25. Вони обидві розраховані на продуктивність 4000 м³/год. Робочий тиск – 15–25 МПа. Кількість газу, яка забезпечує регенерацію – 200 м³/год при температурі 520 К. Вологість газу на вході – 400 мг/м³, на виході – 9 мг/м³. Тип адсорбенту – цеоліт NaA. Поглинальна здатність адсорбенту – 12 г H₂O/100 г. Тривалість циклів осушки – 8 год, регенерації – 3 год, охолодження – 4 год. На АГНКС-250 на тиск на вході 2,5–3,5 МПа блок осушки поставки Німеччини розташовано на боці всмоктування компресорів. Продуктивність установки осушки – 3500 м³/год. Період адсорбції – 42 год.

Характеристику цеолітів різних типів подано в табл. 9.1.

Таблиця 9.1

Характеристика цеолітів різних типів

| Показник | Тип цеоліту* | | | |
|--|--------------|---------|---------|------|
| | КА | NaA | CaA | CaX |
| Насипна густина, г/см ³ | 0,62 | 0,65 | 0,65 | 0,6 |
| Водостійкість, % за масою | 96 | 96 | 96 | 96 |
| Динамічна активність (у Бк) за парами води при осушці до точки роси 203 К при розмірі гранул, мм | | | | |
| 4,5 | 62 | 90 | 72 | 90 |
| 3,6 | 70 | 100 | 80 | 95 |
| 2 | 85 | 120 | 95 | 100 |
| Питома поверхня, м ² /г | 800 | 750–800 | 750–800 | 1030 |
| Теплопровідність, Вт/(м ² ·К) | 0,6 | 0,581 | 0,55 | 0,57 |
| Питома теплоємність, кДж/(кг·К) | 0,805 | 0,795 | 0,795 | 0,80 |
| Розміри гранул, мм: | | | | |
| діаметр | – | 2–4,5 | 4,5 | – |
| довжина | – | 2–5 | 5 | – |
| Вологоємність, % | 9 | 9 | 9 | 9 |

* КА, NaA, CaA, CaX – типи цеолітів, які містять хімічні елементи відповідно К, Na, Са.

Виконаймо розрахунок осушки газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях.

Період адсорбції.

Потрібна кількість адсорбенту:

$$G_a = \frac{Q(\bar{C}_0 - \bar{C})\tau_a}{a_d - a_0},$$

де Q – витрата газу; \bar{C}_0 – початкова концентрація парів води в газі; \bar{C} – кінцева концентрація води в газі; a_d – динамічна активність цеоліту за водою; a_0 – остаточна активність цеоліту ($a_0 = 0,8 \%$); τ_a – період адсорбції.

Швидкість газу в адсорбері:

$$W = Q / F = \frac{Q \cdot z}{10,2P \cdot 0,78d^2},$$

де z – коефіцієнт стисливості; P – тиск процесу адсорбції, МПа; d – діаметр адсорбера внутрішній.

Висота шару цеоліту:

$$H = \frac{G_a}{m_n \cdot 0,78d^2},$$

де m_n – насипна маса целіту.

Час контакту газу й адсорбенту: $\tau_k = H / W$.

Час контакту повинен бути не менше 10 с, якщо $\tau_k < 10$ с, розрахунок потрібно уточнити.

Розрахунок десорбції.

Витрата тепла на розігрів адсорбенту:

$$Q_1 = G_a C_a (T_{сер} - T_n),$$

де C_a – теплоємність адсорбенту; $T_{сер}$ – середня температура процесу регенерації; T_n – початкова температура адсорбенту.

Середню температуру газу регенерації беруть як середнє арифметичне початкової температури газу й температури газу регенерації.

Витрата тепла на нагрів адсорбера:

$$Q_z = G_m C_m (T_{сер} - T_n),$$

де G_m – маса адсорбера; C_m – теплоємність металу адсорбера.

Витрата теплоти на розігрів теплоізоляції:

$$Q_3 = 0,2Q_2.$$

Витрата теплоти на нагрів води:

$$Q_4 = G_R C_R (T_{\text{кип}} - T_{\text{п}}),$$

де G_R – кількість води, що міститься в адсорбенті; C_R – теплоємність води; $T_{\text{кип}}$ – температура кипіння води при тиску газу регенерації.

Витрата теплоти на випаровування води:

$$Q_5 = G_R C_{\text{вип}},$$

де $C_{\text{вип}}$ – прихована теплота випаровування.

Втрати тепла:

$$Q_6 = 0,1 \sum_{i=1}^5 Q_i.$$

Кількість теплоти, що надходить в адсорбер із газом регенерації, повинна дорівнювати витраті теплоти на регенерацію. Звідси можна визначити кількість газу регенерації:

$$V_r = \frac{\sum_{i=1}^6 Q_i}{\Delta C_{p_r} \rho_{\text{п}} (T_{\text{вх}} - T_{\text{вих}})},$$

де C_{p_r} – теплоємність газу; $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вих}}$ – температура газу на вході і виході з адсорбера відповідно; ρ – густина повітря.

Розрахунок охолодження.

Температура адсорбенту в кінці процесу охолодження становить $T_{\text{ох}} = 318 \text{ K}$.

Кількість теплоти, що відводиться:

від адсорбенту $Q_1 = G_a C_a (T_{\text{сер}} - T_{\text{ох}})$;

від металоконструкції $Q_2 = G_m C_m (T_{\text{сер}} - T_{\text{ох}})$;

теплові втрати при охолодженні $Q_3 = 0,5(Q_1 + Q_2)$.

Ця теплота повинна виноситися холодним газом V , що надходить до адсорбера на охолодження:

$$V_0 = \frac{\sum_{i=1}^3 Q_i}{\Delta C_{p_r} \rho_{\text{п}} (T_{\text{сер}} - T_{\text{ох}})}.$$

Час, за який завершиться охолодження адсорбера $\tau_{\text{ох}} = V_r / V_0$.

Розділ 10

ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОМОТОРНОГО ПАЛИВА

З проблемою альтернативних моторних палив нерозривно пов'язана проблема загальної ефективності використання енергії первинних покладів джерел енергії (нафта, газ, вугілля) з урахуванням їхньої доставки споживачеві. Найменшими втратами первинної енергії палива характерна доставка до споживача палива в газоподібному стані мережею газопроводів. Безповоротні втрати становлять при цьому 6–12%. Транспортування, пов'язане з фазовим перетворенням – переведенням газу в рідкий стан (скраплений природний газ – СПГ), менш економічне й супроводжується втратою 18–45% енергії. Найбільші втрати первинної енергії спостерігаються у випадку перетворення газу на метанол з подальшим транспортуванням танкерами (до 60%) і під час виробництва поблизу родовищ електроенергії з подальшою передачею лініям електропередачі (ЛЕП) (до 75%). Проте, коли розглядають альтернативні види палива, слід враховувати всю суму затрат (таблиця 10.1).

Таблиця 10.1

Ефективність використання альтернативних палив

| Вид моторного палива | Затрати на виробництво, % | Вартість одиниці пробігу, % |
|----------------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| Бензин з нафти | 100 | 100 |
| Синтетичний бензин | 160 | 120 |
| КПГ | 130–140 | 90 |
| СПГ | 125 | 85 |
| Пропан | 105 | 70–90 |
| Електроенергія (теплові станції) | 65 | 150 |
| Електроенергія (ядерні станції) | 40 | 130 |
| Метанол | 160 | 150 |
| Етанол | 170 | 180 |

У затратах енергії враховано видобуток, переробку й транспортування сировини, а також виробництво й розподіл палива. З таблиці 10.1 видно, що тільки газові види альтернативних моторних палив забезпечують зниження грошових затрат (на 15–30%) на переміщення транспортного засобу.

Автомобілі на КПГ і електромобілі суттєво поступаються іншим за запасом ходу й часом заправки. Всі автомобілі, що використовують газове паливо, економічніші, ніж бензинові, що пояснюється вищими ступенями стисливості двигунів, а у випадку економічного ЗПГ – також високим вмістом вуглеводнів і малою кількістю компонентів, які не горять (таблиця 10.2).

Таблиця 10.2

Споживчі властивості альтернативних моторних палив

| Вид палива | Запас ходу, км | Швидкість, км/год | Витрати енергії, кВт год/км | Час заправки, хв |
|----------------|----------------|-------------------|-----------------------------|------------------|
| Бензин | 550 | 90 | 1,07 | 5 |
| КПГ | 170 | 90 | 0,91 | 5–10 |
| СПГ | 550 | 90 | 0,80 | 5 |
| Пропан | 550 | 90 | 0,91 | 5 |
| Електроенергія | 70 | 40–50 | 0,47 | 500–1000 |

Найважливішою характеристикою будь-якого моторного палива є енергетичні властивості, які залежать від відношення вмісту водню до вуглецю (H/C). Це відношення в основних компонентах газового палива становить 2,5–4 (метан – 4; пропан – 2,7; бутан – 2,5; бензин – 2; дизельне паливо – 1,8; гас – 1,9).

Енергетичні властивості моторного палива визначають такими основними показниками: октанове число (о.ч); масова питома теплота згоряння; стехіометричне відношення; об'ємна теплота згоряння стехіометричної паливо-повітряної суміші в циліндрі двигуна.

Останній показник є основним, тому що визначає потужність і тягово-динамічні характеристики двигуна автомобіля. Перелічені показники залежать від складу палива, а для бензинів – від способу їхнього виробництва (таблиця 10.3).

Енергетичні властивості моторного палива

| Показники | Бензин | Пропан | КПГ і СПГ |
|---|--------|---------|-----------|
| Октанове число за дослідним методом | 76–98 | 102–112 | 110–125 |
| Теплота згоряння, нижча, кДж/кг | 44000 | 46000 | 48500 |
| Стехіометричне відношення, кг повітря/кг палива | 15 | 16 | 17 |
| Теплота згоряння стехіометричної суміші, кДж/м ³ | 3600 | 3570 | 3500 |

Отже, газове паливо переважає бензин за о.ч і питомою теплотою згоряння, але дещо поступається за теплотою згоряння стехіометричної суміші. Це призводить до деякого погіршення експлуатаційних характеристик бензинових двигунів автомобілів, які переобладнані на використання газового палива за умови збереження ступеня стискування.

Октанове число палива визначають за двома методами: моторним (о.ч/м) і дослідним (о.ч/д) для діапазону зміни від 0 до 110. Октанове число визначають шляхом порівняння згоряння контрольних сумішей палива зі згорянням досліджуваного палива під час роботи спеціального двигуна УИТ–65 зі змінним ступенем стискування. При моторному методі частота обертання двигуна підтримується такою, що дорівнює 900 ± 9 об/хв, а при дослідному – 600 ± 6 об/хв. Відомо, що зменшення числа обертів запобігає детонацію, тому о.ч/д > о.ч/м. Як еталонне паливо використовують суміш ізооктану (о.ч = 100) і нормального гептану (о.ч = 0). Якщо о.ч > 100, в суміш додають тетраетилсвинець – протидетонаційну присадку. У вітчизняній практиці марка бензину відповідає о.ч/д, яке заокруглюють до цілого.

Для практичного застосування важливим є порівняння витрати бензину й газового палива. Еквівалент газове паливо – бензин досить точно встановлено ще в 30–40-ві роки. Так, 1 кг скрапленого нафтового газу теоретично відповідає $1,4 \text{ дм}^3$ бензину, а практично – $1,6 \text{ дм}^3$, в той час як 1 м^3 КПГ теоретично відповідає 1 дм^3 бензину, а практично – $1,25 \text{ дм}^3$.

Для сучасних сортів бензину з теплотою згоряння 44 000 кДж/кг і природного газу з теплотою згоряння 48 500 кДж/кг теоретична

теплова еквівалентність становить $1,1 \text{ дм}^3/\text{м}^3$. За теплою згоряння стехіометричної суміші відповідний еквівалент дорівнює 0,97.

Встановити однозначний еквівалент КПП–бензин досить важко, оскільки він залежить від багатьох чинників (виконання газової апаратури, режим руху й ін.).

Можна виділити три характерні режими руху й роботи автомобіля:

1. *Режим холостого ходу.* При цьому режимі бензин утворює плівку на стінках колектора, а при роботі на газі його витрата завдяки утворенню гомогенної суміші з повітрям істотно нижча порівняно з бензином (у 1,5–2 рази).

2. *Режим помірного навантаження.* При середніх обертах двигуна розпилювання бензину поліпшується, й при швидкості 40–59 км/год еквівалент стає приблизно таким, що дорівнює 1.

3. *Режим високих навантажень.* При цьому режимі витрата газу більша на 20–40 %, ніж бензину.

У зв'язку з поліпшенням експлуатаційних характеристик двигунів і застосуванням високооктанових бензинів еквівалент бензин–газ потребує уточнення.

На практиці різні види палива порівнюють шляхом перерахунку на умовне паливо, яке характерне теплою згоряння, що дорівнює 29500 кДж/кг . Тоді тепловий еквівалент: $\kappa_c = Q/29500$, де Q – нижча теплота згоряння палива.

Теплові еквіваленти характеризують цінність того чи того виду палива при виділенні тепла під час спалювання. Стосовно альтернативних видів палива теплові еквіваленти виглядають так:

| | |
|---------------------|------|
| Природний газ | 1,65 |
| Попутний газ | 1,55 |
| Бензин | 1,5 |
| Метанол | 0,65 |
| Етанол | 0,93 |

Одним із важливих елементів використання газу на транспорті є газобалонні автомобілі. Як правило, це машини з конвертованими двигунами – тобто до простих бензинових двигунів приєднують газову апаратуру.

Недоліком газобалонного автомобіля є велика маса паливної системи – 500–740 кг, що призводить до зменшення вантажності на 13–20%. Також потрібні додаткові затрати на переобладнання й

періодичне освітлення газових балонів (раз на п'ять років). Застосування двопаливної системи живлення визначає конструкцію двигуна зі ступенем стискування, розрахованим на використання бензину. В такому двигуні переваги газу використовують не повністю, тому що ступінь стискування нижчий від оптимального. Також дещо нижчі динамічні й характеристики потужності. Але все це компенсує значний економічний ефект. Тому перехід автомобілів на газове паливо триватиме й далі.

Якості газу як моторного палива можна поділити на три групи:

власне моторні якості, тобто властивості, визначені ходом процесу горіння і всього робочого процесу;

властивості, які визначають роботу паливної апаратури автомобіля;

властивості, які визначають умови приготування палива та доставки його споживачеві.

Головними якостями, які визначають доцільність використання і значною мірою господарську ефективність газового моторного палива, є якості першої групи. Але це не виключає потреби ретельного розгляду й інших якостей, бо вони теж помітно впливають на конструктивні й технологічні рішення.

У теперішній час газ найчастіше застосовують у двигунах з іскровим запалюванням палива. Всі компоненти газу, які горять, мають вищі октанові числа (о.ч), ніж бензин (таблиця 10.4).

Таблиця 10.4

Октанові числа моторних палив

| Вид палива | A-76 | Ai-93 | Метан | Пропан | Бутан | Газ природний |
|------------|------|-------|---------|--------|-------|---------------|
| о.ч/м | 76 | 86 | 107–120 | 120 | 93,6 | 104–107 |

На рисунку 10.1 наведено діаграму нормальних зон роботи двигунів на різних видах палива. Діаграма визначає межі бездетонаційної роботи двигуна [18].

Зона допустимих умов роботи на природному газі ближча до «метанової» внаслідок малої концентрації в ньому інших компонентів. Якщо враховувати детонаційну стійкість, то діаграма показує значні переваги газового палива перед бензином.

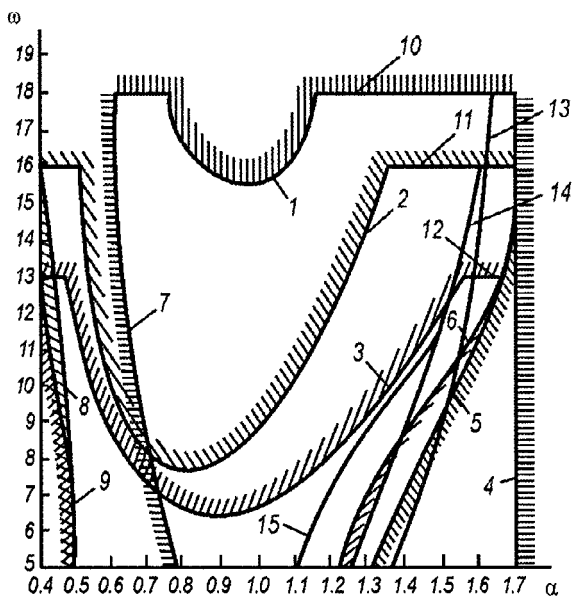


Рисунок 10.1. Межі бездетонаційної роботи двигуна:

- ϵ – ступінь підвищення тиску; α – коефіцієнт надлишку повітря;
 1 – метан; 2 – пропан; 3 – низькооктановий бензин;
 4–6 – межа обіднення суміші за спалахуванням суміші відповідно для метану, пропану та бензину;
 7–9 – межа збагачення суміші за спалахуванням суміші;
 10–12 – межа ступеня стискування за спалахуванням суміші

Особливі властивості газового палива дозволяють досягати в газових двигунах вищих потужностей і паливно-економічних показників, ніж в аналогічних бензинових двигунів. Але широке застосування таких машин у господарстві, особливо на транспорті, не завжди раціональне внаслідок складності створення резервів палива. Вартість ємності для зберігання годинного запасу стисненого газу в декілька разів перевищує вартість компресора такої ж продуктивності. Вартість зберігання скрапленого газу ще вища через потребу застосування матеріалів значної вартості.

Найпоширенішими в наш час є двигуни із зовнішнім сумішоутворенням і іскровим запалюванням. Принципову схему паливної системи газобалонного автомобіля зображено на рисунку 10.2.

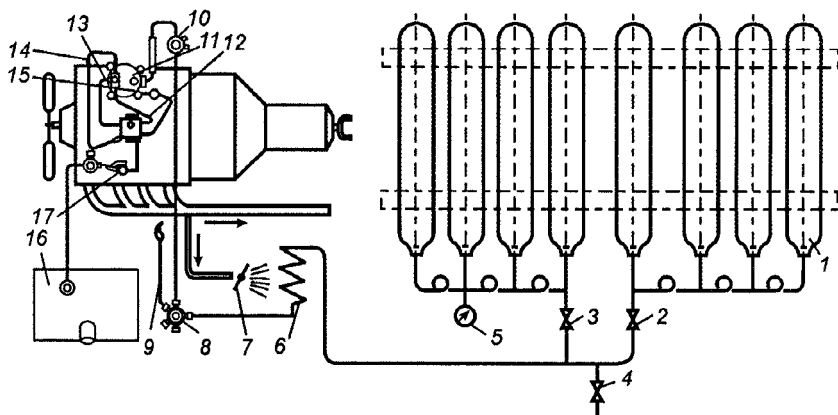


Рисунок 10.2. Принципова схема паливної системи газобалонного автомобіля

- 1 – газові балони; 2, 3 – витратні вентиля груп газових балонів; 4 – вентиль наповнювальний; 5 – манометр; 6 – підігрівач газу; 7 – засувка підігрівача; 8 – одноступінчастий редуктор високого тиску (ДКП-1-63) із запобіжним клапаном і давачем тиску; 9 – свіча запобіжного клапана; 10 – електромагнітний клапан з фільтром; 11 – двоступінчастий редуктор; 12 – трубопровід подачі газу до насадки карбюратора; 13 – шланг подачі газу до системи холостого ходу; 14 – шланг розвантажувального пристрою; 15 – пусковий клапан з трубопроводом; 16 – бензобак; 17 – електромагнітний бензиновий клапан

Газ із газових балонів 1 подається трубопроводом високого тиску до підігрівача 6. Далі він іде на одноступінчастий редуктор високого тиску 8, а з нього – на двоступінчастий редуктор низького тиску 11. Між редукторами розташовано запірний електромагнітний клапан 10. З редуктора низького тиску газ подається в карбюратор-змішувач. Крім того, на автомобілі збережено бензобак 16, який під час експлуатації на газі відсікається електромагнітним клапаном 17.

Порівняймо робочий процес бензинового та газового двигунів (рисунк 10.3). Індикаторний ККД бензинового двигуна на всіх складах суміші вищий, ніж газового. Але максимум ККД газового двигуна відповідає біднішим складам суміші. Коефіцієнт надлишку повітря бензинового двигуна $\alpha = 1,1$, газового – $\alpha = 1,3$. Нижчий ККД газового двигуна пояснюється підвищеними вентиляційними втратами й меншою потужністю, що розвивається. Середній індикаторний тиск нижчий. Недобір потужності пов'язаний із гіршим наповненням і меншою теплотою згоряння стехіометричної суміші. Переваги газового палива за енергетичним чинниками не реалізуються. Ба більше, наповнення двигуна в газовому варіанті знижене інтенсивнішим прогрівом повітря. Робота двигуна м'якша внаслідок менших максимальних тисків циклу. Оптимальний кут випередження запалювання на газовому двигуні понад мінус 35° проти мінус 30° за умови оптимального ККД.

Отже, газовий варіант бензинового двигуна поступається базовому за досяжною потужністю і паливною економічністю. Причина – невикористання високого октанового числа газового палива. Тому для використання високого о.ч. слід застосовувати пристрої форсування двигуна: безпосереднє впорскування газового палива в циліндр і нагнітання надувного повітря (рисунки 10.4, 10.5).

Безпосереднє впорскування здійснюється крізь форсунку на боковій поверхні циліндра на початку процесу стискування. При цьому ріст питомої потужності супроводжується підвищенням ККД внаслідок зменшення втрат тепла в стінки циліндрів і росту термодинамічної ефективності внаслідок збільшення максимального тиску циклу. Крім того, знижуються вентиляційні втрати в результаті зменшення кількості суміші, яка проходить крізь впускну систему. При такому рішенні газовий двигун не поступається бензиновому за потужністю та паливною економічністю. Причому при роботі на повній потужності він економічніший. Слід зазначити, що спеціально створений двигун, як правило, ефективніший, ніж конвертований.

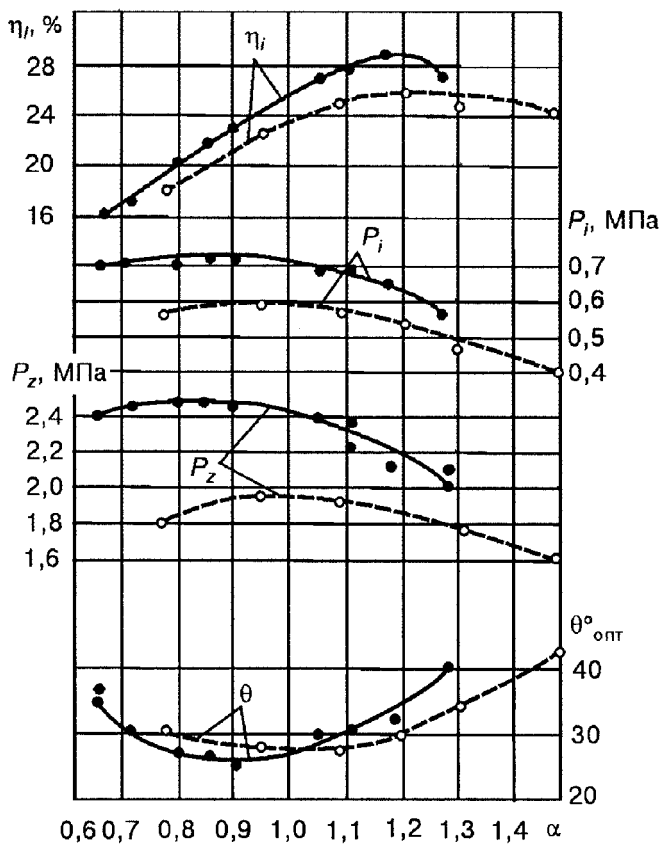


Рисунок 10.3. Робочий процес двигунів

— бензиновий двигун; ---- газований двигун;
 η_i – індикаторний ККД; P_i – індикаторний тиск;
 P_z – максимальний тиск циклу;
 θ – кут випередження запалювання

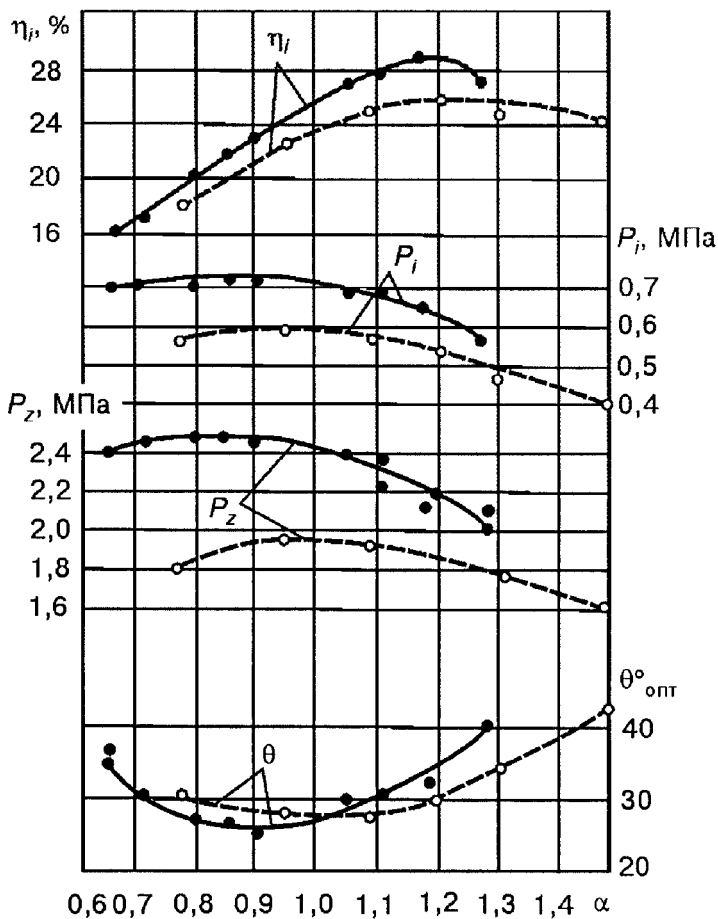


Рисунок 10.4. Робочий процес при впорскуванні палив

1 – бензиновий двигун; 2 – газовий двигун;
 η_i – індикаторний ККД; P_i – індикаторний тиск

Застосування турбонагнітача в газовому двигуні призводить до переваги газового варіанта над бензиновим, причому газовий варіант досягає максимального ККД при бідніших складах робочої суміші.

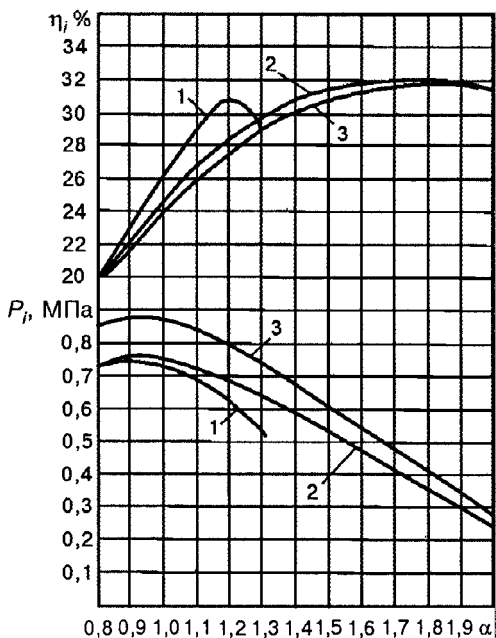


Рисунок 10.5. Робочий процес при турбонагнітанні

1 – бензиновий двигун; 2 – газовий двигун; 3 – нагнітач 1,3

Велике значення в підвищенні паливної економічності двигунів мають широкі межі спалахування газової суміші, зміщені в бік бідних сумішей. Це особливо проявляється при застосуванні форкамерно-факельного запалювання (ФФЗ) (рисунок 10.7). Суть його полягає в оснащенні кожного циліндра двигуна додатковою камерою, яка з'єднана з циліндром вузьким коротким каналом. Об'єм камери 3–5% від камери згоряння. У форкамері за допомогою спеціальної паливної апаратури створюється суміш, близька до стехіометричної, яка потребує мінімальної енергії іскри. Під час згоряння суміш викидається в циліндр у вигляді потужного факела. Це дозволяє змістити межу ефективного збіднення суміші в зону бідніших сумішей, що підвищує паливну економічність двигуна. Для бензинових двигунів з ФФЗ межа збіднення зміщується від значення коефіцієнта надлишку повітря α 1,1–1,15 до 1,25–1,3, для газового – від 1,35–1,45 до 2–2,2, що веде до якісно нового ефекту – можливості зміни потужності двигуна завдяки зміні подачі палива так званому

якісному регулюванню потужності двигуна. При цьому в діапазоні навантажень від 45–50 до 100% потужності усувається потреба у дроселюванні потоку повітря, яке йде в двигун, що помітно підвищує ККД машини. Крім того, двигун з ФФЗ нечутливий до зміни складу паливного газу. Отже існує можливість створення бензогазового двигуна, який забезпечує основні потужності й паливно-економічні показники.

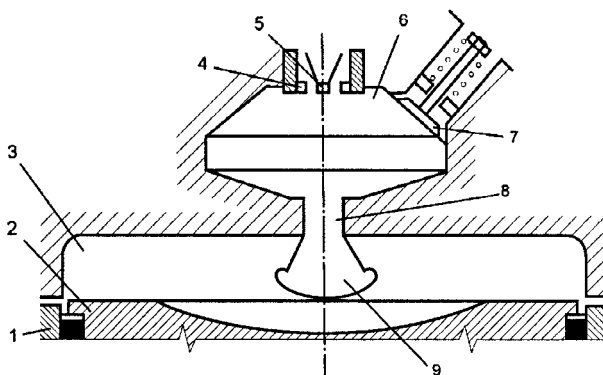


Рисунок 10.6. Схема форкамерно-факельного запалювання

- 1 – стінка циліндра двигуна; 2 – поршень; 3 – камера згоряння;
4 – зовнішній електрод свічки запалювання;
5 – внутрішній електрод свічки запалювання; 6 – форкамера;
7 – впускний клапан; 8 – канал; 9 – факел*

Важкі умови запалювання газового палива потребують застосування систем іскроутворення, які мають підвищену надійність і високий енергетичний імпульс. Для формування імпульсу застосовують тиристорну систему запалювання, коли конденсатор через тиристор розряджається в первинну обмотку. Також застосовують спосіб здвоювання свічок запалювання.

Слід відзначити більшу інерційність газової апаратури порівняно з рідинною.

Отже, при конвертуванні рідиннопаливних двигунів на газове паливо, а також під час створення двопаливних двигунів як ефективні способи переобладнання можна застосовувати:

турбонагнітач, ФФЗ запалювання в поєднанні з внутрішнім сумішоутворенням, якісне регулювання на розширеному діапазоні потужностей – для карбюраторних двигунів;

газорідинний процес, ФФЗ, додатковий турбонагнітач для безнагнітальних базових машин – для дизельних.

Рекомендовані ступені стиску газових двигунів подано в таблиці 10.5.

Досвід експлуатації автомобілів на газі доводить значні переваги порівняно з рідиннопаливними. Газова машина має в 1,5–2 рази більший міжремонтний період через відсутність руйнування мастильної плівки рідким паливом. Крім того, при згорянні газового палива утворюється значно менше твердих часток і сажі, що сповільнює знос. Важливою обставиною є майже повна відсутність елементів, які викликають корозію.

Але газовий двигун важко запускати в холодну пору. Причиною, яка ускладнює запуск, є загущіння мастила й ускладнення запалювання. Як показує досвід, при від'ємних температурах на свічках після декількох спалахів у циліндрі конденсується вода, яка шунтує іскровий проміжок. Після цього двигун, як правило, не заводиться. Тому слід передбачити в цей період запуск двигуна на бензині з подальшим переходом на газ. Також слід здійснити регулювання кута випередження запалювання через зменшення швидкості горіння газоповітряної суміші.

Таблиця 10.5

Рекомендовані ступені підвищення тиску для газових двигунів

| Тип газового двигуна | Умови роботи | Ступінь підвищення тиску двигуна при діаметрах циліндра, мм | | |
|--|---|---|---------|---------|
| | | до 250 | 250–450 | 450–600 |
| Газовий з іскровим запалюванням без нагнітача з нагнітачем | Природний газ $\alpha = 1,4$ | 9–15 | 8–9 | 7–8 |
| | | 8–9 | 7–8 | 7 |
| Газовий з ФФЗ | Природний газ $\alpha = 1,8-2,0$ у форкамері $\alpha \geq 1,8$ | 12–13,5 | 10–12 | 10–11 |
| Газодизель з нагнітачем | Природний газ $\alpha = 1,8-2,0$ | 7–9 | 7–9 | 7–9 |

Схему паливної апаратури з упорскуванням палив подано на рисунку 10.7.

При монтажі паливної апаратури з упорском палив у паливному колекторі поряд з бензиновими форсунками в паливному колекторі встановлюють газові форсунки. Така система потребує застосування електронного керування газовими, що значно ускладнює процес регулювання двигуна на газовому паливі і потребує кваліфікованих кадрів.

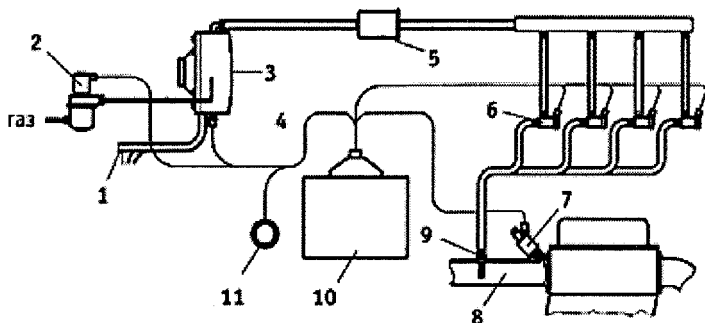


Рисунок 10.7. Система живлення з упорскуванням газу і бензину «Фаворит»

1 – магістраль обігріву редуктора; 2 – клапан газовий електромагнітний; 3 – редуктор; 4 – електрична мережа керування; 5 – газовий фільтр; 6 – газові форсунки; 7 – бензинові форсунки; 8 – впускний колектор; 9 – штуцер подачі газу; 10 – електронний блок керування; 11 – перемикач виду палива

Невід’ємною частиною газового обладнання автомобіля є газові балони високого тиску.

За ISO 11439 газові балони високого тиску становлять чотири типи:

- I – суцільнометалеві;
- II – металопластикові з армувальною оболонкою по циліндровій частині;
- III – металопластикові з армувальною оболонкою по всій поверхні;
- IV – композитні.

Характеристики балонів різних типів подано в таблиці 10.6.

Характеристика балонів за типом

| Тип балона | Питома маса, кг/дм ³ | Ціна, US\$/дм ³ | Частка на ринку % |
|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------|-------------------|
| I | 0,9 | 3 – 5 | 90 |
| II | 0,7 – 0,9 | 5 – 7 | 4 |
| III (зі скловолокном) | 0,6 – 0,9 | 9 – 14 | 1 |
| III і IV (з вуглецевим волокном) | 0,3 – 0,5 | 11 – 18 | 3 |

Загальною для всіх зарубіжних виробників балонів є наявність сертифікатів відповідності стандартам (національні стандарти США NGV2-1998, Нової Зеландії NZS 5454, Канади B51-97 або стандарт ICO 11439), які визнають у світі, а також сертифікованої системи якості.

Фірма INFLEX-Argentoil (Аргентина) спеціалізується на виготовленні сталевих балонів. Балони виготовляють з трубної заготовки, і вони мають діаметри 244, 323, 355 і 406 мм. Виробничі потужності фірми дозволяють випускати до 200 тисяч балонів на рік. Як відзначено в доповіді фірми, сьогодні INFLEX покриває близько 80% потреби аргентинського ринку в балонах, а також розширює експорт в інші країни [19].

Фірма Worthington Cylinders (Австрія), що випускає газові балони різного призначення, виставила сталеві автомобільні балони, показник масової досконалості яких (відношення маси балона до його місткості) становить 0,8–0,95 кг/дм³. Балони виготовляють за технологією штампування з сортового прокату. Добрих масових показників балонів досягають завдяки високій потужності і точності пресового устаткування, спеціальному режимові термічної обробки і характеристики використовуваної сталі.

Фірма FABER Industrie (Італія) впродовж багатьох років виготовляє сталеві і металопластикові балони, що складаються із сталевого лейнера і оболонки зі склопластику на циліндровій поверхні (тип II). На конференції виставлено нову розробку фірми – балони другого типу з використанням вуглецевих волокон. Заміна склопластику на вуглепластик дозволила понизити масу балона в середньому на 16% [28].

Фірма DYNETEC Industries (Канада) – широковідомий виробник металопластикових балонів, конструкція яких включає лейнер з алюмінієвого сплаву і оболонку з вуглепластику по всій поверхні (тип III). Алюмінієвий лейнер виготовляють з трубної заготовки. Максимальний діаметр балонів, які випускає фірма, до останнього часу становив 406 мм. У доповіді фірми повідомляється про розробку балона діаметром 520 мм [20]. У новій конструкції балона реалізовано цілий комплекс нових рішень:

- освоєно виробництво алюмінієвого лейнера з листового прокату і змінено режим його термічної обробки;

- використано високомодульне вуглецеве волокно, яке спеціально розробила фірма Mitsubishi;

- застосовано систему заходів із захисту поверхні балона від ударів.

У результаті вдалося значно збільшити запас статичної і циклічної міцності балонів. При освоєнні серійного виробництва балонів очікують зниження їхньої вартості.

Фірма Lincoln Composites (США) є світовим лідером у виробництві композитних балонів IV типу. Фірма активно рекламує конструкцію балонів (рисунок 10.8), основними елементами якої є:

- лейнер з поліетилену високої щільності;

- силова оболонка з гібридного композиційного матеріалу на основі скляних волокон і вуглецевих волокон з високою міцністю і середнім рівнем модуля пружності;

- заставний елемент з алюмінієвого сплаву для під'єднання замкової арматури;

- покриття з пінополіуретану для захисту сферичних поверхонь від ударів;

- зовнішнє покриття зі склопластику для захисту від абразивного зносу;

- поліуретанове покриття зовнішньої поверхні, яке наносять з декоративно-косметичною метою [29].

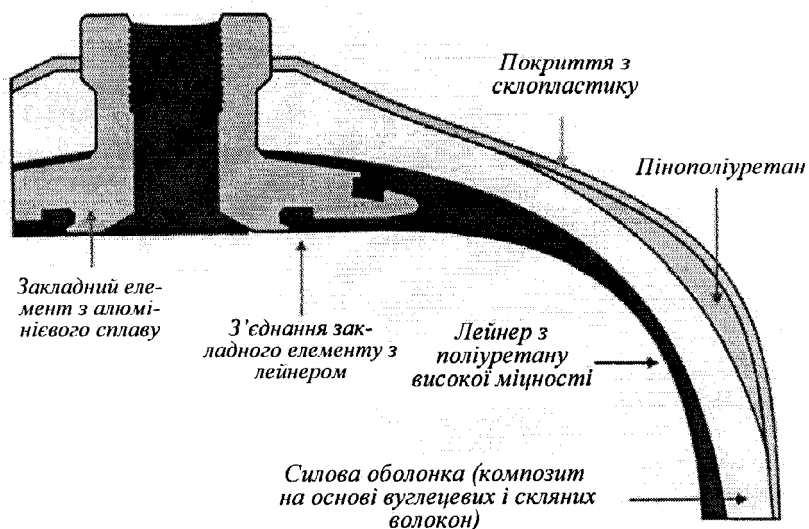


Рисунок 10.8. Конструкція балона фірми Lincoln Composites

Ця конструкція балонів захищена патентами і має торгову марку TUFFSHELL.

Фірма ULLIT (Франція) також виготовляє композитні балони IV типу. Силу оболонку балонів фірми ULLIT виготовляють з композиційного матеріалу на основі вуглецевих волокон. Масова досконалість балонів характеризується показником $0,34 \text{ кг/дм}^3$.

Особливістю конструкції є наявність спеціального шару на межі контакту полімерного лейнера і металевого заставного елемента. Технологію виробництва балонів запатентовано у 26-ти країнах, зокрема і в Україні. Виробничі потужності фірми розраховані на виготовлення 600 балонів на місяць.

Фірма Thiokol Propulsion (США) ухвалила нетрадиційне рішення, що полягає в тому, що композитні балони з вуглепластику об'єднано в касету.

Таке рішення дозволяє ефективніше використовувати об'єм багажного відділення автомобіля і майже вдвічі збільшити об'єм газового палива порівняно з традиційною схемою компоновки балонів [22].

Зіставлення масових показників балонів різних конструктивних типів зарубіжного і вітчизняного виробництва свідчить про те, що з вітчизняних балонів на рівні найкращих зарубіжних аналогів перебувають тільки балони II типу.

Суцільнометалеві балони типу I виготовляють у Росії з вуглецевої сталі і практично удвічі важчі за балони, які випускають в Європі і Південній Америці. Вітчизняні балони типів III і IV також важчі за зарубіжні аналоги. Це пояснюється використанням скляних волокон, тоді як у поєднанні з легким лейнером з алюмінію або полімерного матеріалу доцільно використовувати органо- або вуглепластик.

У зарубіжній практиці простежується явна тенденція до використання вуглецевих волокон. Відповідно до вимог ухваленого у 2000 році міжнародного стандарту ISO 11439 розрахунковий тиск руйнування балонів, які виготовляють з використанням полімерних композиційних матеріалів, слід визначити на підставі аналізу напруження, що діє у волокні. Вимога за запасом міцності балонів зростає в ряду: вуглецеве волокно, органічне волокно, скляне волокно. Для балонів на основі органічних і скляних волокон вимога за запасом міцності зростає в міру збільшення частки композиту в конструкції. Тільки для балонів на основі вуглецевих волокон вимога за запасом міцності практично постійна для всіх типів конструкцій, включаючи суцільнометалеві балони.

Отже, одним зі шляхів підвищення конкурентоспроможності вітчизняних балонів є оптимізація їхніх характеристик завдяки ширшому використанню вуглецевих волокон у конструкціях III і IV типів, а також освоєння виробництва суцільнометалевих балонів з легованої сталі.

Розділ 11

ПЕРЕСУВНІ АВТОГАЗОЗАПРАВНИКИ

Пересувні автогазозаправники належать до пересувних АГНКС і призначені для заправки стисненим газом автомобілів автопідприємств, віддалених від стаціонарних АГНКС і позбавлених можливості розташовувати гаражні АГНКС, а також для заправки транспортної техніки в польових умовах чи на міжміських шосе.

Автозаправник – це автопоїзд, який складається з автомобіля-тягача та напівпричепи чи причепа, на якому змонтовано газобалонну установку з блоками видачі автомобілям і заправки самого ПАГЗ (рисунок 11.1). Газобалонна установка складається, як правило, з декількох секцій балонів для заправки безкомпресорним способом. Найбільший тиск у балонах – 32 МПа.



Рисунок 11.1. ПАГЗ зі сферичними посудинами

За одним автомобілем-тягачем закріплено, як правило, 2–3 причепа.

ПАГЗ можуть додатково взяти на кожній стаціонарній АГНКС 25–30 тис. м³ газу на добу, що суттєво поліпшує показники роботи цих станцій.

Загальний недолік ПАГЗ – значна кількість залишкового газу в балонах (до 50%) заправника, який не можна використати для заправки автомобілів. Для підвищення ступеня спорожнення газових балонів знайшов застосування компресорний відбір за схемою, яку наведено на рисунку 11.2, а загальний вигляд – на рисунку 11.3.

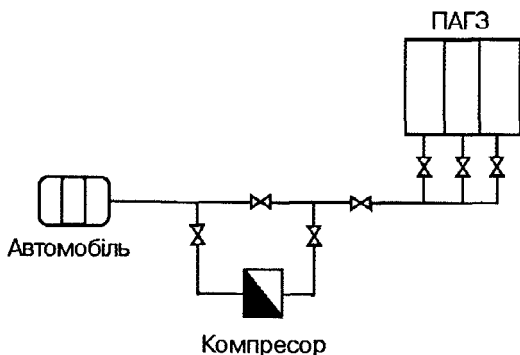


Рисунок 11.2. Компресорний відбір з ПАГЗ

Недолік цього способу полягає в потребі спеціальних компресорних установок, а також трубної об'язки, внаслідок чого втрачається мобільність заправки. Компресорну установку монтують поруч з газобалонними секціями і приводять в дію від двигуна автомобіля, це збільшує габарити ПАГЗ і загальну масу.

Можна підвищити ефективність спорожнення балонів і одночасно заповнення балонів автомобіля за умови застосування ежекторних ПАГЗ (рисунок 11.4).

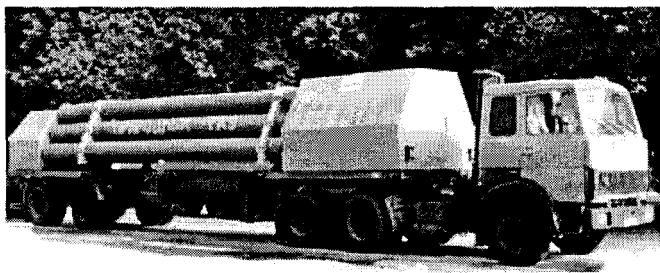


Рисунок 11.3. Загальний вигляд компресорного ПАГЗ з циліндричними посудинами

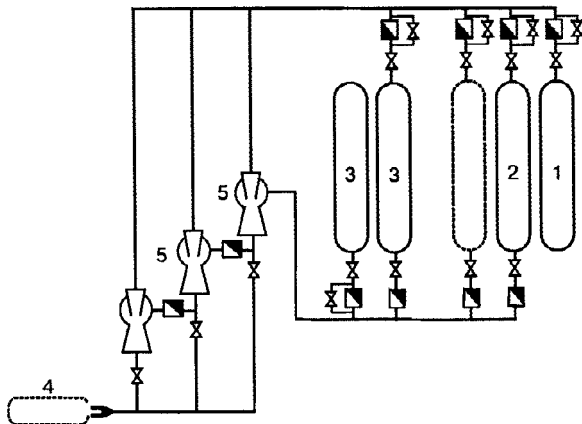


Рисунок 11.4. Принципова схема ежекторного ПАГЗ

1–3 – балони ПАГЗ; 4 – балон автомобіля; 5 – ежектор

Під час роботи ежекторного ПАГЗ заправка починається з балона 1 і триває до вирівнювання тисків у балонах 1 і 4. Далі вмикається балон 2 і подає газ на ежектор 5, який одночасно відбирає газ із балона 1 і подає в балон 4. Далі вмикається балон 3 і відбір газу здійснюється з балонів 1 і 2.

Основні показники газобалонних установок ПАГЗ наведено в таблиці 11.

Таблиця 11

Основні технічні показники типорозмірного ряду пересувних автогазозаправників

| Виконання | ПАГЗ-1800/32-4 | ПАГ 3-2500/32-4 | ПАГ 3-3200/32-4 |
|--|----------------|--------------------|--------------------|
| Типи автомобілів | КАМАЗ-55111 | КАМАЗ-53229 | КАМАЗ-6540 |
| Вантажопідйомність, кг | 15400 | 16900 | 22000 |
| Габаритні розміри ПАГЗ, м, не більше | 6,1×2,5×3,0 | 8,0×2,5×3,0 | 8,2×2,5×3,0 |
| Повна маса заправленого ПАГЗ, кг, не більше | 22200 | 23900 | 30500 |
| Об'єм газу в блоці посудин, нормальний, м ³ , не більше | 1800 | 2500 | 3200 |

| | | | |
|--|--------------|--------------|--------------|
| Сумарна маса блоку посудин (з ложементами), кг | 11800 | 14670 | 17580 |
| Максимальний тиск заправки посудин ПАГЗ, МПа (кгс/см ²) | 32 (326,5) | | |
| Робочий тиск заправки газобалонних автомобілів, МПа (кгс/см ²) | 20 (204) | | |
| Число посудин у блоці, шт. | 14 | | |
| Параметри посудин, мм: зовнішній діаметр×внутрішній діаметр×довжина | 426×374×3500 | 426×374×4850 | 426×374×6100 |
| конструктивний об'єм, дм ³ | 363 | 513 | 648 |
| Кількість машин, які заправляють за один рейс, шт.: | | | |
| вантажних автомобілів | 20 | 28 | 35 |
| автобусів | 12 | 17 | 21 |
| малолітражних автомобілів | 40 | 57 | 72 |

| Виконання | ПАГЗ 5000-25 | ПАГЗ 3200-25 | ПАГЗ 2500-25 |
|--|--|--|---|
| Типи автомобілів | Тягач МАЗ 642290 + Напівпричіп ЗАП – 9915 | КАМАЗ 6540 Тягач КАМАЗ 54118 +напів-причіп ЧМЗАП-99874 | КАМАЗ 53229 Тягач КАМАЗ 54118 +напів-причіп ЧМЗАП-99874 |
| Вантажопідйомність, кг | 35400 | 16900 | 15400 |
| Габаритні розміри ПАГЗ, м, не більше | 12,5×2,5×3,86 | 8,15 ×2,5×3,75 | 9,3 ×2,5×3,2 |
| Повна маса заправленого ПАГЗ, кг, не більше | 44350 | 27250 | 22000 |
| Об'єм газу в блоці посудин, нормальний, м ³ , не більше | 5520 | 3680 | 2760 |
| Сумарна маса блоку посудин (з ложементами), кг | 28800 | 14670 | 12780 |
| Максимальний тиск заправки посудин ПАГЗ, МПа (кгс/см ²) | 24,5 (250) | | |
| Робочий тиск заправки газобалонних автомобілів, МПа (кгс/см ²) | 19,6 (200) | | |

| | | | |
|--|--------------|--------------|--------------|
| Число посудин у блоці, шт. | 15 | | |
| Параметри посудин, мм: зовнішній діаметр×внутрішній діаметр×довжина | 426×374×3500 | 426×374×4850 | 426×374×6100 |
| конструктивний об'єм, дм ³ | 363 | 513 | 648 |
| Кількість машин, які управляють за один рейс, шт.: | | | |
| вантажних автомобілів | 32 | 20 | 15 |
| автобусів | 53 | 33 | 25 |
| малолітражних автомобілів | 110 | 69 | 50 |

| Виконання | ПАГЗ 1800-25 | ПАГЗ 1200-25 | ПАГЗ-3000/25 |
|--|--------------|---|-------------------|
| Типи автомобілів | КАМАЗ 53212 | КАМАЗ 53212 На базі приче- па ГКБ-817М1 | КАМАЗ – 541182 |
| Вантажопідйомність, кг | 35400 | 16900 | 15400 |
| Габаритні розміри ПАГЗ, м, не більше | 8,0×2,5×3,75 | 8,0×2,5×3,2 | 12,0 ×2,5×3,0 |
| Повна маса заправленого ПАГЗ, кг, не більше | 16400 | 14250 | 28270 |
| Об'єм газу в блоці посудин, нормальний, м ³ , не більш | 1840 | 1380 | 3822 |
| Сумарна маса блоку посудин (з ложе-ментами), кг | 28800 | 14670 | 12780 |
| Максимальний тиск заправки посудин ПАГЗ, МПа (кгс/см ²) | 24,5 (250) | | 25 (255) |
| Робочий тиск заправки газобалонних автомобілів, МПа (кгс/см ²) | 19,6 (200) | | 20 (204) |
| Число посудин у блоці, шт. | 15 | | |
| Параметри посудин, мм: зовнішній діаметр ×внутрішній діаметр ×довжина | 426×374×3500 | 426×374×4850 | 426×374×6100 |
| конструктивний об'єм, дм ³ | 363 | 513 | 648 |

| | | | |
|---|-----|----|----|
| Кількість машин, які заправляють за один рейс, шт.: | | | |
| вантажних автомобілів | 32 | 20 | 36 |
| автобусів | 53 | 33 | 22 |
| малолітражних автомобілів | 110 | 69 | 75 |

Під час розробки ПАГЗ одним із найважливіших завдань є визначення оптимального робочого тиску і способу заправки автомобілів. Заправку автомобілів слід здійснювати при тисках понад 20 МПа. Дослідження показали, що маса додаткових агрегатів становить близько 3 т, а вартість у цінах 2012 р. – близько 300 тис. грн.

Технологічну схему безкомпресорного ПАГЗ подано на рисунку 11.5.

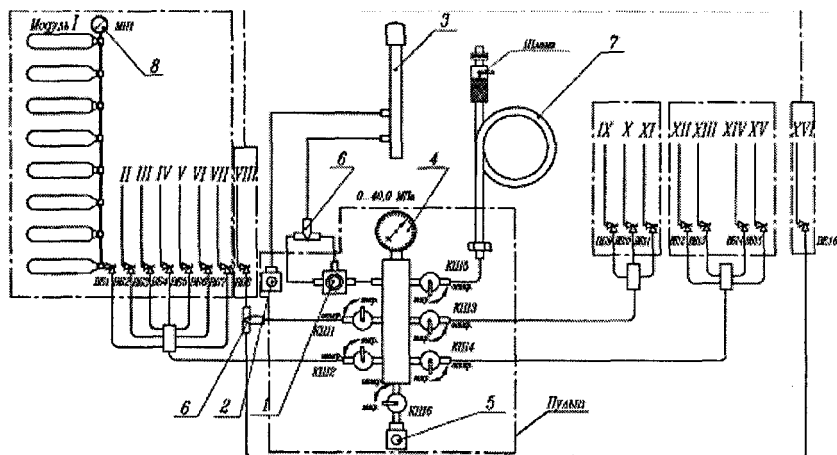


Рисунок 11.5. Пневматична схема безкомпресорного ПАГЗ-2800-32

I...IX – модуль з восьми балонів; *ВВ* – вентиль балонний;
КШ – кран зі сферичним затвором; *МН1...МН16* – манометр
1 – клапан запобіжний $P_z = 22$ МПа; *2* – вузол скидання тиску
в шланзі; *3* – труба дренажна; *4* – манометр $0...40$ МПа;
5 – вузол заправний; *6* – трійник; *7* – шланг роздавальний;
8 – манометр $0...25$ МПа

Залежність маси газобалонної установки M_6 і маси вантажу M_T від робочого тиску визначають рівнянням:

$$B_{\text{п}} = G_i(p)V_{\text{ак}} + \rho_r(z, p, T)V_{\text{ак}} = \text{const},$$

де $B_{\text{п}}$ – вантажопідйомність причепа; $G_i(p)$ – питома маса балонів; $V_{\text{ак}}$ – об'єм газобалонної установки; $\rho_r(z, p, T)$ – густина газу при параметрах z, p, T .

Оптимальний відносний об'єм газобалонної секції (відношення геометричного об'єму газобалонної секції до повного геометричного об'єму газобалонної установки) можна знайти за емпіричною формулою

$$V_i = \frac{n-(i-2)}{\sum_{i=1}^n (i+1)}, i = 1, 2, 3, \dots$$

де V_i – відносний об'єм i -ї секції; i – порядковий номер секції; n – число газобалонних секцій.

Як уже зазначалося, зі збільшенням числа ступенів заправки коефіцієнт спорожнення ПАГЗ збільшується, процес заправки при цьому дещо ускладнюється. Збільшення числа секцій з однієї до двох веде до збільшення коефіцієнта спорожнення від 30 до 50%, до трьох – відповідно до 60%, до чотирьох – до 70%. Якщо число секцій перевищує шість, приріст коефіцієнта спорожнення вже незначний.

Якщо проаналізувати експлуатаційні показники, можна дійти таких висновків:

1. Безкомпресорні ПАГЗ перебувають на одному рівні з компресорними за масою активного газу (який заправляють в автомобілі).

2. Оптимальний робочий тиск безкомпресорних ПАГЗ при заправці автомобілів до 20 МПа як при оптимізації за масою, так і при оптимізації за приведеними затратами становить 32–35 МПа.

3. У випадку заправки автомобілів до 10 МПа оптимальні робочі тиски – 25–28 МПа.

4. Наведені затрати безкомпресорних ПАГЗ в оптимальних інтервалах тисків (32–35 МПа і 25–28 МПа) нижчі, ніж у компресорних відповідно на 30% і 60%.

Отже, можна зробити висновок щодо доцільності використання безкомпресорного способу заправки автомобілів КПГ від ПАГЗ із тиском газу в газобалонній установці 32 МПа.

Щоб підвищити коефіцієнт спорожнення, газобалонну установку ПАГЗ ділять на декілька секцій, які послідовно під'єднують до балонів.

Оскільки природний газ, особливо при високому тиску, відноситься до категорії небезпечних вантажів, визначено специфічні вимоги не тільки до газобалонної установки, але й до автопоїзда, на базі якого створено ПАГЗ [23].

Автомобіль повинен відповідати вимогам перевезення небезпечних вантажів. Випускну трубу слід виносити вперед і направляти вниз. Паливні баки автомобіля-тягача закривають спеціальними екранами для захисту від пошкодження сторонніми предметами. На автомобілі слід передбачати вимкнення акумуляторної батареї під час стоянки або заправки. Електроприлади слід захищати спеціальними сітками та решітками, а сам автомобіль треба заземляти ланцюгом, який торкається землі на довжині не менше 200 мм. Тягач і напівпричіп комплектують чотирма противідкатними упорами.

Газобалонна установка та газороздавальний блок повинні мати кріплення, яке витримує ударні навантаження з подальшим прискоренням: назад–вперед – 2g; вгору–вниз – 2g; у поперечному напрямі – 1g. У передній частині напівпричепа монтують захисну стінку, яка захищає кабінку водія від пошкоджень. Газороздавальний блок виконують у вигляді автономної шафи, яку замикають на замок. Блок розташовують на причепі. Органи управління і контролю повинні бути легкодоступні і добре проглядатися з землі. Крім органів управління арматурою, у складі блока є регулятор тиску 32/20 МПа, запобіжні клапани та свічка для викидання газу в атмосферу. Вихлопний отвір свічки має міститися вище від будь-якої точки ПАГЗ, не нижче 3 м від землі й не ближче 2 м від зони обслуговування. Всі з'єднувальні елементи розраховують на експлуатацію до мінус 60°C. Зварні з'єднання проходять стовідсотковий контроль і механічні випробовування.

Строк служби газових балонів не повинен перевищувати 20-ти років. Слід забезпечувати надійну роботу газових балонів при температурах від мінус 50°C до 60°C. Балони проходять гідровипробовування в 1,5 $P_{роб}$ протягом не менше 10 хв. При цьому напруження не повинні перевищувати 90% від межі текучості сталі, з якої зроблено балон.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобильные газонаполнительные компрессорные станции [Текст] / [Ф. Г. Гайнулин и р...]. – Газовая промышленность. – 1983. – №4. – С. 41–43
2. Боксерман Ю. И. Сжатый, жидкий, нефтяной [Текст] / Ю. И. Боксерман. – Бюллетень общества «Знание» НТР. – Проблемы и решения. – 1985. – №11. – С. 3
3. Грудз В. Я. Обслуговування і ремонт газопроводів [Текст] / В. Я. Грудз, Д. Ф. Тимків, В. Б. Михалків, В. В. Костів. – Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2009. – 711 с.
4. Гуревич Г. Р. Справочное пособие по расчету фазового состояния и свойств газоконденсатных смесей [Текст] / Г. Р. Гуревич, А. И. Брусиловский. – М.: Недра, 1984.
5. Загоруйченко В. А. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана [Текст] / В. А. Загоруйченко, А. М. Журавлев. – М.: Издание Комитета Стандартов, Мер и измерительных приборов при СМ СССР. – 1969.
6. Зубарев А. А. Газобаллонные автомобили [Текст] / А. А. Зубарев, Н. П. Плеханов. – М.: Изд-во ДОСААФ, 1984.
7. Иванов В. М. Перевозки опасных грузов автомобильным транспортом [Текст] / В. М. Иванов, Ф. Л. Киселев, М. Г. Тюрин. – М.: Транспорт, 1983.
8. Иванцов О. М. Низкотемпературные газопроводы [Текст] / О. М. Иванцов, А. Д. Двойрис. – М.: Недра, 1980.
9. Использование природного газа в качестве моторного топлива [Текст] / [Ф. Г. Гайнуллин и др.] // Газовая промышленность. – 1983. – №5. – С. 16–18.
10. Использование сжатого природного газа (КПГ) в качестве моторного топлива автомобилей / [Ф. Г. Гайнуллин и р...] // Проблемы транспорта газа. – М.: ВНИИЭГАЗПРОМ, 1983.
11. Карасев П. Т. Расчет объема аккумулятора газа, числа газозаправочных колонок и потребной производительности компрессорных установок АГНКС [Текст] / П. Т. Карасев, К. Ю. Чириков, Я. С. Мкртычан // Вопросы транспорта газа. – М.: ВНИИГАЗ, 1985. – С. 124–135.
12. Клейнорк Л. Вычислительные системы с очередями [Текст] / Л. Клейнорк. – М.: Мир, 1979.
13. Методика расчета оптимального распределения объема газобаллонных секций передвижных автогазозаправщиков [Текст] / [В. М. Михайлов] // Транспорт природного газа. – М.: ВНИИГАЗ, 1984. – С. 166–174.
14. Мкртычан Я. С. Система обеспечения автотранспорта сжатым природным газом [Текст] / Я. С. Мкртычан, К. Ю. Чириков // Газовая промышленность. – 1985. – №6. – С. 26–28.
15. Одишария Г. Э. Перспективы производства и использования сжиженного природного газа [Текст] / Г. Э. Одишария, К. Ю. Чириков, В. С. Сафонов // Газовая промышленность. – 1983. – №8. – С. 35–36.
16. Осушка сжатого газа для газобаллонных автомобилей [Текст] / [В. И. Попов] // Газовая промышленность. – 1982. – №10. – С. 42–44.
17. Передвижные станции заправки автомобилей компримированным природным газом [Текст] / [Каширов С. С. и др.]. – М.: ВНИИЭГАЗПРОМ. – 1986. – 51 с.

18. Природный газ как моторное топливо на транспорте [Текст] / [Гайнуллин Ф. Г. и др.]. – М.: Недра, 1985.
19. Сафин А. Х. Автомобильные газонаполнительные компрессорные станции [Текст] / А. Х. Сафин, И. И. Новиков. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТМАШ, 1986. – 58 с.
20. Сафонов В. С. Методы расчета процессов эксплуатации изотермических хранилищ СПГ [Текст] / В. С. Сафонов, В. А. Сулейманов, К. Ю. Чириков // Исследования в области эксплуатации газотранспортного оборудования. – М.: ВНИИГАЗ, 1983.
21. Смаль Ф. На каком топливе будут работать двигатели? [Текст] / Ф. Смаль // Бюллетень общества «Знание». НТР. – Проблемы и решения. – 1986. – №9. – С. 3
22. Стационарные станции заправки автомобилей компримированным природным [Текст] / [С. С. Каширов и р.]. – М.: ВНИИЭГАЗПРОМ, 1985.
23. Технічна діагностика трубопровідних систем [Текст] / [В. Я. Грудз та ін.] – Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2012. – 511 с.
24. Транспорт сжиженного природного газа танкерами [Текст] / [Ю. Н. Васильев и др.] // Газовая промышленность. – 1979. – №3. – С. 40–42.
25. Трубопровідний транспорт газу [Текст] / [М. П. □овалко та ін.]. – К.: АренАЕКО, 2002. – 600 с.
26. Чириков К. Ю. Использование сжиженного природного газа на транспорте [Текст] / К. Ю. Чириков. – ЦИНТИХ им. И Р.ФТЕМАШ, 1987. – 56 с.
27. Чириков К. Ю. Резервуары для сжиженного природного газа [Текст] / К. Ю. Чириков // Установки машины и аппараты криогенной техники. Ч. 2. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – С. 274–279.
28. Эксплуатация передвижных автогазозаправщиков [Текст] / [С. С. Каширов и др.] – М.: ВНИИЭГАЗПРОМ, 1987. – 50 с.
29. Canal G. L'autobus urbain Et le gas de petrole liguefie [Текст] / G. Canal. – Revue UTRUR, apr, 1978. – 6 p.
30. Das Gasfach in den letzten 25 Jahren. [Текст] // GWF. – Jg.125. – H6. – 1984. – pp. 5–14.
31. Energy analysis. – American Gas Association. Preprint, 1982– 7. – 18 p.
32. Fellous J. R. L'ingie D'octane des daz de petrole liguefies [Текст] / J. R. Fellous, R. Nosari. – 4eme CONGRES de L'A.E.G.P.L. – Florence. – 19–20 mai 1977. – 20 p.
33. Gasfilling station for fulling vehicles powered bu compressed natural gas [Текст] / [Ya. S. Mkrychan etc.] – The 3rd International rational gaz utilization Conference. Prague 1985. – 12 p.
34. Gas natural: Situazione attuale c prospettive [Текст]. – Atti dei Congresso Internazionale Sull'Impiego dei metano nel settire trasporti. – Bologna.1982. – pp. 21–31.
35. Innovative aspects in the use of compressed natural gas (CNG) as fuel for vehicles [Текст] / [G. Bonveccviato etc.]. – 1Y Italy-USSR symposium on energy: energy saving and renewable soures of energy. Brescia, 22–23 april 1986, – 19 p.
36. Nishikawa T. development of PC-4 dual fuel engine [Текст] / T. Nishikawa. // Nippon Kokan technical report. – Overseas №45. – 1985. – pp. 62–70.
37. The future of oil prices. The perlis of Propheti [Текст] // Cambrige energy research Associates. Preprint. – 1984. – 24 p.

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| Вступ | 3 |
| Розділ 1. ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ | 6 |
| Розділ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНИХ ГАЗІВ | 44 |
| 2.1. Початкові поняття і визначення | 44 |
| 2.2. Закони ідеальних газів. Сфери їх застосування | 55 |
| 2.3. Технологічні характеристики природних газів і їхніх компонентів | 59 |
| 2.4. Теплотехнічні характеристики природних газів | 61 |
| 2.5. Аналіз методів визначення стисливості газових сумішей | 63 |
| 2.6. Метод складання рівнянь багатокомпонентних сумішей | 69 |
| Розділ 3. СТАЦІОНАРНІ АГНКС, ЇХНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ, ГЕНЕРАЛЬНІ ПЛАНИ Й ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ | 70 |
| Розділ 4. ОБЛАДНАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ. КОМПОНУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ | 96 |
| Розділ 5. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ | 124 |
| 5.1. Визначення основних статистичних характеристик АГНКС | 124 |
| 5.2. Визначення оптимального числа газозаправних колонок | 130 |
| 5.3. Оптимальний об'єм акумуляторів газу | 131 |
| 5.4. Оптимальні параметри системи охолодження газу | 134 |
| Розділ 6. КОМПРИМУВАННЯ ГАЗУ | 137 |
| 6.1. Теоретичний робочий процес ступеня поршневого компресора | 137 |
| 6.2. Дійсний робочий процес в одноступінчатому компресорі | 143 |
| 6.3. Продуктивність одноступінчатого компресора при дійсному процесі | 148 |
| 6.4. Об'ємний коефіцієнт | 153 |
| 6.5. Коефіцієнт підігріву | 158 |
| 6.6. Вплив зовнішніх витоків на коефіцієнт подачі ступеня | 159 |
| 6.7. Перегоки та їхній вплив на продуктивність | 161 |
| 6.8. Робота і потужність, що витрачаються на стиснення газу в реальному одноступеневому компресорі | 164 |
| 6.9. Параметричний аналіз робочого процесу в ступені | 171 |
| 6.10. Багатоступінчасте стиснення газів | 177 |
| 6.11. Теоретичний робочий процес у багатоступінчатому компресорі | 179 |
| 6.12. Робочий процес у реальному багатоступінчатому компресорі | 184 |
| 6.13. Продуктивність реального багатоступінчатого компресора | 187 |
| 6.14. Вплив вологості газу на продуктивність компресора | 188 |

| | |
|---|------------|
| 6.15. Індикаторна робота багатоступінчатого компресора з реальним робочим процесом | 190 |
| 6.16. Вибір числа ступенів підвищення тиску газу в багатоступінчатому компресорі | 197 |
| Розділ 7. ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК АГНКС ВІБРАЦІЙНИМИ МЕТОДАМИ | 200 |
| 7.1. Стан вібраційного контролю, діагностування і сервісного обслуговування компресорних установок АГНКС | 200 |
| 7.2. Дослідження динамічних процесів, що визначають віброактивність компресорних установок | 209 |
| 7.3. Комплексні експериментальні дослідження основних вузлів компресорних установок АГНКС | 223 |
| 7.4. Система вібродіагностування компресорних установок | 235 |
| 7.5. Діагностування основних вузлів КУ АГНКС | 252 |
| Розділ 8. ПРОЦЕС ЗАПРАВКИ АВТОМОБІЛЯ СТИСНЕНИМ ГАЗОМ | 257 |
| 8.1. Витікання газу. Енергія розширення | 257 |
| 8.2. Визначення кількості заправленого газу | 262 |
| 8.3. Коефіцієнт корисної дії заправки | 269 |
| 8.4. Газозаправні колонки АГНКС | 270 |
| Розділ 9. ПІДГОТОВКА ГАЗУ В УМОВАХ АГНКС | 277 |
| 9.1. Очищення газу від механічних домішок в умовах АГНКС | 277 |
| 9.2. Боротьба з гідратоутворенням. Осушка газу на автомобільних газонаповнювальних станціях | 284 |
| Розділ 10. ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОМОТОРНОГО ПАЛИВА | 291 |
| Розділ 11. ПЕРЕСУВНІ АВТОГАЗОЗАПРАВНИКИ | 308 |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ | 316 |

**В. Я. Грудз, Я. В. Грудз, В. В. Костів,
В. Б. Михалків, О. В. Михалків, Д. Ф. Тимків**

АВТОМОБІЛЬНІ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ (АГНКС)



За редакції *Ярослава Довгана*

Верстка *Стефанії Шеремети*

Коректура *Лідії Левицької*

Підписано до друку 25.02.2014 р. Формат 42x64/16.

Папір офсетний. Друк офсетний.

Гарнітура «TimesET». Умовн. друк. арк. 12,1.

Видавництво «Лілея-НВ»

А/С 250

вул. Незалежності, 18/2

м. Івано-Франківськ

76018

Свідоцтво ІФ №8 від 28.12.2000 р.