

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Бондаренко Г. А., Бага В. М.

ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2022

УДК 621.515(075.8)

Б 81

Рецензенти:

О. Л. Шубенко – доктор технічних наук, член-кореспондент НАН України, лауреат державної премії України в галузі науки і техніки, завідувач відділу оптимізації процесів та конструкцій турбомашин ІПМ ім. А. М. Підгорного НАН України;

В. Г. Концевич – кандидат технічних наук, доцент, завідувач відділу науково-технічної інформації АТ «Сумське НВО-інжиніринг»

*Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
як навчальний посібник
(протокол № 13 від 23 червня 2022 року)*

Бондаренко Г. А.

Б 81 Основи проектування турбокомпресорів : навчальний посібник / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 203 с.

ISBN 978-966-657-923-5

У навчальному посібнику розглянуті питання організації, складу документації, загального алгоритму та методів проектування турбокомпресорів. Основну увагу приділено сучасному системному підходу до проектування та оптимізації конструкції турбокомпресора як складного технічного об'єкта. Наведено приклад реального проекту унікального зразка турбокомпресора надвисокого тиску.

Рекомендований студентам спеціальності 142 Енергетичне машинобудування, освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка».

УДК 621.515(075.8)

ISBN 978-966-657-923-5

© Сумський державний університет, 2022

© Бондаренко Г. А., Бага В. М., 2022

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕДМОВА.....	6
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 Методологічні основи проектування турбокомпресорів.....	11
1.1 Організаційні основи проектування турбомашин.....	11
1.1.1 Загальні відомості про організацію та проведення проектування енергетичних машин.....	11
1.1.2 Етапи виконання проєкту.....	12
1.1.3 Структура комплексного проєкту.....	18
1.1.4 Комплект технічної документації за проєктом... ..	18
1.1.5 Роль стандартів при проектуванні нових зразків техніки.....	19
1.2 Загальні відомості про відцентрові компресори... ..	21
1.2.1 Класифікація компресорів.....	21
1.2.2 Компресори нетрадиційних схем.....	26
1.3 Основи проектування турбокомпресорів.....	35
1.3.1 Технічне завдання на проектування.....	35
1.3.2 Методи проектування турбокомпресорів.....	37
1.3.3 Проектування низьконапірних тихохідних машин.....	38
1.4 Загальний алгоритм проектування багатоступінчастих турбокомпресорів.....	40
1.4.1 Зміст і послідовність процедур проектування....	40
1.4.2 Принципові основи системи автоматизованого проектування і розрахунку (САПР).....	47
1.5 Метод уніфікації.....	51
1.5.1 Принципи уніфікації відцентрових компресорів.....	51
1.5.2 Уніфікація корпусів і робочих коліс.....	52
1.5.3 Уніфікація елементів проточної частини.....	56
1.5.4 Уніфікація мультиплікаторних відцентрових	

компресорних машин.....	59
1.5.5 Умови поставки відцентрових компресорів.....	62
1.6 Проектування «від прототипу».....	67
1.6.1 Суть методу використання прототипів.....	67
1.6.2 Метод заміни проточної частини (ЗПЧ).....	69
1.6.3 Наближений метод корекції характеристик Компресора.....	73
РОЗДІЛ 2 Основні проблеми проектування відцентрових компресорів.....	77
2.1 Основні поняття про застосування системного аналізу під час проектування турбомашин.....	77
2.1.1 Турбокомпресори, як складний технічний об'єкт.....	77
2.1.2 Основні відомості про методологію проектування складних технічних об'єктів.....	81
2.1.3 Інструментарій системного аналізу СТО.....	87
2.2 Основні принципи вибору теплової схеми турбокомпресора.....	91
2.2.1 Вибір теплової схеми турбокомпресора.....	91
2.2.2 Вплив критичної частоти обертання ротора.....	97
2.3 Динаміка роторів турбокомпресорів.....	101
2.3.1 Основні поняття.....	101
2.3.2 Наближені методи оцінювання динамічних характеристик ротора.....	104
2.3.3 Вплив неточностей (похибок) виготовлення і складання.....	109
2.4 Деякі спеціальні питання міцності відцентрових компресорів.....	111
2.4.1 Конструктивні схеми корпусів.....	111
2.4.2 Методи пружнодинамічного аналізу кон- струкцій компресорів високого тиску.....	114
2.5 Вибір приводних двигунів.....	126
2.5.1 Приводні двигуни.....	126
2.5.2 Характеристики двигуна.....	127

2.5.3 Мультиплікатори.....	132
2.5.4 З'єднувальні муфти.....	135
Висновки.....	138
Список рекомендованої літератури.....	139
Додаток А Розроблення проєкту унікального дослідного зразка відцентрового компресора надвисокого тиску.....	141

ПЕРЕДМОВА

На сучасному рівні розвитку технологій створення нових більш досконалих зразків, особливо складних технічних об'єктів процес проектування потребує витрати значних ресурсів часу і фінансів. Вартість проєктів у декілька разів перевищує ціну об'єкта, а в деяких випадках, наприклад створення проєкту літаків, – в десятки разів. Тому опанування здобувачами сучасних методів проектування енергетичних машин дуже необхідне.

У межах діючих програм здобувачі виконували курсові роботи на тему проектування турбокомпресорів, які передбачали проведення термо- і газодинамічних розрахунків робочого процесу й проточної частини. Це, безумовно, одна з найважливіших складових процесу, але вона не охоплює всієї сукупності завдань і процедур проектування сучасних турбокомпресорів, що є складними технічними об'єктами, елементи й системи яких взаємодіють між собою. У таких умовах необхідний системний підхід, що є світовою тенденцією в різних галузях і особливо в енергетичному машинобудуванні.

В останній третині минулого століття у вітчизняному турбокомпресоробудуванні та насамперед у Сумському НВО і ВНДІкомпресормаш накопичено великий передовий досвід створення великих компресорів для газової і нафтової промисловості, серед яких компресорні станції для установок газліфтного добування нафти і сайклінг-процесу добування газового конденсату. Виконано також низку об'ємних міжнародних проєктів із розроблення нових технологій.

Сумське НВО і ВНДІкомпресормаш увійшли до складу провідних світових компресоробудівних компаній.

Наступні роки глибоких перетворень в економіці не сприяли подальшому розвитку вітчизняного компресоробудування. Однак накопичений багатий досвід необхідно зберігати і передавати молодому поколінню компресоробудівників. У цьому і полягає мета навчального посібника, призначеного для здобувачів старших курсів профільного навчання.

Ураховуючи наявність у програмі навчання спеціалізованих теоретичних курсів із термодинаміки, гідро- і газодинаміки, теорії та розрахунку турбокомпресорів і т. ін., в цьому навчальному посібнику зроблено наголос на методологію і системність процесу проектування, а також на фізичні явища, що мають місце в турбокомпресорах, їх взаємозв'язок і вплив на процес проектування. Іншими словами, перейти від фрагментарного подання об'єкта до системного підходу. Водночас викладений матеріал максимально наближений до реальних конкретних об'єктів.

Навчальний посібник складається з двох логічно зв'язаних розділів, що охоплюють опис складного процесу проектування турбокомпресорів від початкового до завершального етапу, а також додатка.

У *першому розділі* викладена загальна методологія проектування компресорів та її алгоритм, а також види проектування: індивідуальне, уніфіковане, «від прототипу», заміною проточної частини.

Другий розділ присвячений проблематиці проектування: основам вибору теплової й кінематичної

схем компресора, оцінюванню динамічних характеристик ротора, міцності та герметичності конструкції.

Вивчення курсу передбачає володіння навичками використання програмних комплексів «Flowision», «Ansis CFD», і автоматизованого проєктування «Avtocad», «Solidword».

Великий за обсягом додаток є чудовою ілюстрацією повного циклу створення проєкту унікального дослідного зразка газового відцентрового компресора надвисокого тиску.

Перший розділ і додаток підготував професор Г. А. Бондаренко, а другий розділ – сумісно з доцентом В. М. Багою.

Автори висловлюють подяку О. В. Казбан за комп'ютерне верстання тексту і Т. С. Родимченко – за оформлення ілюстрацій.

Професор Бондаренко Г. А.,
лауреат Державної премії
України в галузі науки і
техніки

ВСТУП

Метою навчального посібника є надання здобувачам уяви про розвиток методів проектування турбомашин, про сучасні досягнення та про тренди подальшого розвитку цих технологій.

Багатолітня практика викладання ґрунтується на використанні методу, тобто розчленування загального завдання проектування на самостійні частини: тепловий розрахунок машини, газодинамічний розрахунок робочої частини, розрахунок силових і динамічних навантажень на конструкцію, розрахунки кінцевих ущільнень до підшипників і т. ін.

Результати цих розрахунків так чи інакше взаємозв'язані між собою і вимагають пошуку їх раціональних поєднань. Це призводить до багатоваріантних розрахунків, із яких вибирають кращий варіант, який у такій інтерпретації навряд чи є оптимальним. Потрібні великі затрати ресурсів і часу.

Проте бурхливий розвиток технологій у ХХ столітті привів до накопичення великого фактичного матеріалу, досвіду проектування, що дозволяє вдосконалювати технологію проектування, значно знижуючи витрати. Народжується нова парадигма організації процесу проектування. Чим вона обумовлена та яка її сутність?

1 Підприємствами накопичений великий досвід, бази даних у вигляді технічних архівів конструкцій і технологій, результатів досліджень і випробувань турбомашин.

2 Рівень комп'ютерної техніки та IT-технологій дозволяє вирішувати з високим ступенем точності складні завдання, які раніше вирішували лише приблизними методами.

3 На світовому ринку підвищуються вимоги високої економічності, надійності, екологічної безпеки.

Технічний прогрес у розглядуваному аспекті відображається в розвитку галузі турбокомпресоробудування – однієї з провідних галузей економіки. Широко відомі праці представників харківської школи («Турбоатом», НТУ ХП, ПМашНАНУ). Основні положення нової ідеології проектування:

1 Розробляють новий підхід до турбін як складних технічних об'єктів (СТО).

2 Виникла і стрімко розвивається нова наука систематологія, що передбачає системний підхід до аналізу об'єкта як до сукупності взаємодіючих елементів.

3 Ставляться завдання і розробляють методи вирішення оптимізації конструкції: багатофакторний, багато-периметричний, багатокритеріальний. Розробляють апарат ієрархічного багаторівневого аналізу, методи оптимізації.

Навчальний посібник можна розглядати як вступ до сучасної технології проектування турбомашин. Це особливо важливо для галузі турбокомпресоробудування, яка через виниклі обставини більш консервативна.

РОЗДІЛ 1

МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ

ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРИВ

1.1 ОРГАНІЗАЦІЙНІ ОСНОВИ

ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОМАШИН

1.1.1 Загальні відомості про організацію та проведення проєктування енергетичних машин

Основні поняття і терміни. У сучасній практиці термін «проєкт» використовують для вирішення масштабних проблем, що виникають у різних видах діяльності людства.

Проєкт у техніці – цілісна сукупність моделей, властивостей або характеристик, описаних у формі, придатній для реалізації системи (англ. мовою Design – розмічати, зазначати, описувати, винаходити).

Значно поширене поняття конструкторського проєкту, під яким розуміють створення комплексу технічної документації для виробництва зразків нової техніки. Необхідність проєктування енергетичних машин визначається потребою ринку. Споживач здійснює замовлення на розроблення і постачання машини, залучаючи провідні компанії-розробники. Компанії подають техніко-комерційні пропозиції на конкурс (тендер). Компанія-переможець одержує офіційне замовлення у вигляді державного замовлення, контракту, господарського договору з фінансовими зобов'язаннями. З цього моменту починається процес створення нової техніки, насамперед процес проєктування.

Проєктування машин – комплексний процес.

Основні підготовчі етапи проєктування машин:

- заявка на проєкт;
- вихідні дані;
- технічне завдання;
- техніко-економічне обґрунтування (ТЕО);
- план і графік робіт.

На підставі попереднього аналізу вихідних даних формується загальне окреслення машини та можливі напрямки роботи:

1 Модернізація (доробка) близького прототипу з доведенням його до вимог ТЗ.

2 Проєктування нової машини за вже існуючими аналогами, прогресивними технічними рішеннями, а також новаціями, винаходами.

3 Проєктування нової машини, яка за параметрами і вимогами не має аналогів, потребує нових технічних рішень з використанням останніх досягнень науки і техніки.

Проєкти машин створюють фахівці конструкторських бюро потужних компаній виробників або спеціальні конструкторські бюро та галузеві науково-дослідні організації за напрямками.

1.1.2 Стадії виконання проєкту

Розглянемо приклад проєктування за третім сценарієм.

У класичній інтерпретації виконують наступні стадії проєкту:

- технічна пропозиція;
- ескізний;
- технічний;
- робочий.

1.1.2.1 Технічна пропозиція

Виконавець – проєктна організація на підставі аналізу ТЗ замовника і різних варіантів можливих рішень розробляє технічну пропозицію (ТП).

Технічна пропозиція є сукупністю конструкторських документів, які повинні містити технічні та техніко-економічні обґрунтування доцільності розроблення документації на нову турбомашину (далі – машину) з урахуванням основних даних існуючих виробів, а також патентних матеріалів.

Під час розроблення ТП здійснюють:

а) вибір основних внутрішніх параметрів машини та їх обґрунтування;

б) вибір конструктивної схеми та обґрунтування основних розмірів;

в) проведення попередніх теплових, газодинамічних (гідрравлічних) та інших розрахунків;

г) попереднє оцінювання міцності та віброміцності основних відповідних деталей і вузлів;

ґ) попереднє розроблення креслення загального вигляду, габаритних креслень, схем (на розсуд розробника);

д) технологічне та економічне оцінювання за збільшеними параметрами;

е) складання пояснювальної записки та відомості технічної пропозиції.

Узгоджене із замовником і затверджене ТП є підставою для розроблення ескізного проєкту.

1.1.2.2 Ескізний проєкт

В ескізному проєкті (ЕП), у вигляді сукупності конструкторських документів містяться принципові конструктивні рішення, що дають загальне уявлення про пристрій і принцип роботи виробу, а також дані, що

визначають його призначення, основні параметри і габаритні розміри.

Розроблення ескізного проєкту передбачає три етапи:

- а) розроблення ескізного проєкту конструкції виробу;
- б) виготовлення макетів, елементів конструкції, вузлів і проведення їх випробувань;
- в) розгляд та затвердження ескізного проєкту.

Основним змістом ескізного проєктування турбомашини є повне розроблення конструкції поздовжнього розрізу з визначенням подробиць пристрою і взаємодії всіх його складових частин та елементів. Водночас уточнюють взяті раніше параметри, характеристики, основні розміри, більш докладні розрахунки й оцінювання міцності та надійності елементів конструкцій. Для опрацювання беруть експериментально одержані дані на моделях, макетах та установках.

У процесі ескізного проєктування на підставі опрацювання декількох можливих варіантів переслідують мету досягнення оптимального розв'язку, поставленого в технічному завданні.

Завершується робота складанням комплексу конструкторських документів і затвердження ескізного проєкту.

Затверджений ескізний проєкт є основою для розроблення технічного проєкту.

1.1.2.3 Технічний проєкт

Згідно із стандартом технічний проєкт повинен містити сукупність конструкторських документів, які являють собою остаточні технічні рішення, що дають повне уявлення про пристрій і конструкції виробу, та є вихідними даними для розроблення робочої конструкторської документації.

У процесі розроблення технічного проєкту проводять велику кількість різних експериментальних досліджень і випробувань складових частин виробу і макетів. Розроблення технічного проєкту є найбільшою, багатогранною і складною роботою в усьому процесі проєктування.

Під час виконання технічного проєкту турбомашин проводять:

а) усі необхідні розрахунки (теплові, газодинамічні, міцнісні та ін.) для уточнення прийнятих параметрів, розмірів, форм деталей і вузлів, оцінювання працездатності та надійності;

б) розрахунок та обґрунтування характеристик в інтервалі експлуатаційних режимів роботи машини;

в) остаточне відпрацювання креслень загальних видів, габаритних креслень деяких деталей за погодженнями із замовником;

г) оцінювання технологічності та розроблення перспективних питань технології виготовлення дослідного зразка;

ґ) економічне оцінювання вартості виготовлення за різних масштабів виробництва (дослідний зразок, серія і т. ін.);

д) складання відомості технічного проєкту.

Закінчений технічний проєкт підлягає затвердженню, після цього проєктування переходить на наступну стадію, яку називають «розробленням робочої документації».

1.1.2.4 Розроблення робочої документації

До складу робочої документації входять численні креслення: загального вигляду, складальні, габаритні, монтажні, креслення деталей. Склад комплектів доповнюють технічними умовами на виробництво, складання та випробування деталей і складальних одиниць, програмами і методиками випробувань,

специфікаціями деталей, матеріалів, нормалей та ін., таблицями, розрахунками, пояснювальною запискою.

Розробляють робочу документацію з урахуванням конкретної технології виготовлення деталей, складання та випробування виробу, аж до відпрацювання на останніх етапах повного технологічного процесу.

Зважаючи на великий обсяг робіт, складності та відповідальності, розрізняють три види робочої документації:

а) для виготовлення та випробування дослідного зразка;

б) остаточний вигляд робочої документації для організації виробництва з урахуванням відпрацьованого та повністю оснащеного технологічного процесу.

Закінчений робочий проєкт передають на виробництво для виконання технологічного забезпечення: розроблення технологічних процесів виготовлення, розроблення інструменту та оснащення.

За такою «класичною» програмою розробляли оригінальні та унікальні проєкти. Наприклад, виконані ВНДІкомпресоршасем, Сумським НВО (м. Суми) проєкти поршневого і відцентрового компресорів надвисокого тиску (ПК СВД і ЦК СВД) для виробництва поліетилену, установки для газліфтного видобування нафти і сайклінг-процесу видобування газового конденсату, вакуум-компресори для потужних технологічних лазерів (70–90-ті роки ХХ ст.) та ін.

Сучасна практика створення машин не регламентується жорстким виконанням усіх перелічених видів проєктів. Усе визначає розробник, зважаючи на труднощі та навантаженість конструкції, наявного досвіду, новизни ухвалених рішень і т. ін. Ескізний проєкт практично не

виконують, а замість технічного проекту опрацьовують лише проблемні вузли, а робочий проект виконують із використанням документації прототипу. Широко практикується так званий техноробочий проект, який поєднує процедури виконання технічного і робочого проєктів.

На сьогодні дедалі більше поширюють та вдосконалюють *методи уніфікації*. Суть методу полягає в застосуванні уніфікованих стандартних вузлів і деталей для виготовлення цілої гами однотипного обладнання (виробів) у певному діапазоні необхідних параметрів і характеристик. Чудовий досвід компанії «Дрессер Ренд» (США), уперше започаткувавши ще в 70-х роках минулого століття, а потім, уже в 90-х роках, удосконаливши такий підхід, створили нове покоління високоефективних відцентрових компресорів «Datum». Уніфікований підхід широко використовує також Сумське МНВО м. Суми.

Суть методу полягає в такому. Розроблені та освоєні у виробництві набори базових вузлів: корпуси на різні тиски й продуктивності, робочі колеса з газодинамічними характеристиками різної напірності та витратності, нерухомі елементи проточної частини, кінцеві ущільнення, опорні й упорні підшипники, з'єднувальні муфти і т. ін. За допомогою комп'ютерної програми підбирають набір елементів, що забезпечують необхідні параметри компресора. Метод має безперечні переваги (мінімізація виробничих витрат, скорочення термінів поставки та ін.). Недоліком методу уніфікації є недостатньо висока економічна ефективність (ККД) компресорів.

1.1.3 Структура комплексного проєкту

1 Розроблення конструкції передбачає:

– тепловий розрахунок робочого процесу, розбивка теплоперепадів між корпусами й секціями компресорної установки;

– вибір геометричних і режимних параметрів та газодинамічний розрахунок проточної частини;

– конструктивні розрахунки статичної та динамічної міцності деталей і вузлів;

– розрахунки допоміжних систем і вузлів;

– вибір матеріалів і комплектувальних виробів.

2 Розроблення технології передбачає:

– виготовлення поковок, лиття, заготовок та ін.;

– розроблення спецоснащення та інструменту;

– оброблення деталей і складання виробу;

– контроль якості виготовлення і складання.

3 Дослідно-конструкторські роботи (за необхідності):

– відпрацювання нових або модернізованих вузлів;

– модельні або заводські випробування виробу.

Примітка. У разі, якщо для виконання окремих видів робіт залучають сторонніх виконавців, необхідне розроблення технічних завдань для них і приймання готової документації або виробів

1.1.4 Комплект технічної документації за проєктом

Він повинен містити:

– технічне завдання;

– розрахунково-пояснювальну записку (РПЗ);

– робочі креслення зі специфікаціями;

– відомості-специфікації комплектувальних виробів;

– технологічну документацію (формуляри);

– програму і методики приймальних випробувань.

Уразі, якщо розроблення нової машини виконується з використанням базового прототипу, зміст проекту спрощується: розроблення всіх видів робіт стосується лише змінених і нових вузлів, деталей та матеріалів з обов'язковим виконанням перевірних розрахунків і відповідної конструкторської й технологічної документації. Рішення про необхідність та обсяги приймальних випробувань ухвалюють за погодженням із замовником.

1.1.5 Роль стандартів під час проєктування нових зразків техніки

У сучасному високорозвинутому суспільстві з глобальним світовим ринком збуту продукції, високим рівнем конкуренції визначальним є вимога до споживчих якостей продукції. Якості продукції характеризуються такими показниками, як економічна ефективність, металомісткість, ергономіка, безпечність і надійність експлуатації, екологічність і т. ін. Ці показники регламентуються стандартами.

У світі мережа стандартів дуже розгалужена відповідно до видів продукції і виробництва. Існує ієрархія стандартів. В Україні діють:

- керівні технічні матеріали (КТМ) – для поодиноких видів робіт під час проєктування;

- стандарти підприємства (СТП) – діють у межах конкретного виробництва, регламентують використання матеріалів, купованих виробів, кріпильних деталей та метизів і т. ін.;

- національні стандарти (ДСТУ), що діють на теренах держави;

– міжнародні стандарти.

За роки незалежності в Україні проведена значна робота з гармонізації існуючих державних стандартів (ГОСТ) щодо вимог міжнародних стандартів. Створена система ДСТУ значно наближена до світового ринку.

Світова система стандартів дуже потужна, створена за галузевим принципом, має низку інституцій, що базуються на провідних науково-технічних центрах розвинених держав, насамперед США, Німеччини. Щодо галузі енергетичного машинобудування, діють міжнародні стандарти ISO, ASME, APJ та інші.

У процесі розроблення проєктів обов'язкове виконання вимог ЄСКД (єдина система конструкторської документації), системи СІ (єдина система одиниць вимірювання).

Сурове виконання вимог міжнародних стандартів – запорука успіху продукції на світовому ринку.

1.2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ

1.2.1 Класифікація компресорів

Існує низка класифікаційних ознак. Нас цікавить ознака складності машин. Що в цьому контексті ми розуміємо під складністю? Складність машини – це сума низки факторів. Основні складності визначаються:

- тепловою і кінематичною схемами машини;
- проектуванням (розрахунки, конструювання);
- виробництвом (технологія, матеріали);
- експлуатацією (параметри, шкідливості);
- обслуговуванням і ремонтом.

За цією шкалою турбокомпресори займають місце від найпростіших до найскладніших, унікальних машин.

Згідно з чинним стандартом весь клас машин динамічного стиснення (осьових і відцентрових) позначається терміном «компресори», незалежно від параметрів, застосування і складності. Проте на практиці встановилась низка термінів, що визначають вид застосування машини: повітро- і газодувки, нагнітачі, компресори, ексгаустери, дугтьові машини та ін. За цими назвами легко визначити конструктивні особливості та сферу застосування тієї чи іншої машини. Основними класифікаційними ознаками з погляду конструктивної побудови є:

- частота обертання ротора;
- кількість ступенів;
- кількість секцій і корпусів стиснення;
- тип привода;
- тип охолодження.

Скористаємося цими ознаками для класифікації турбокомпресорів (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Класифікація турбокомпресорів

Примітка 1. «Тихохідний компресор» – з прямим приводом від електродвигуна. «Швидкохідний компресор» – з приводом від електродвигуна через підвищувальний редуктор або з прямим приводом від високооборотних газових турбін.

Примітка 2. Класифікація стосується промислових компресорів і не охоплює транспортних газотурбінних компресорів

Різноманітність типів відцентрових компресорів проілюстровано на рисунках 1.2–1.6.

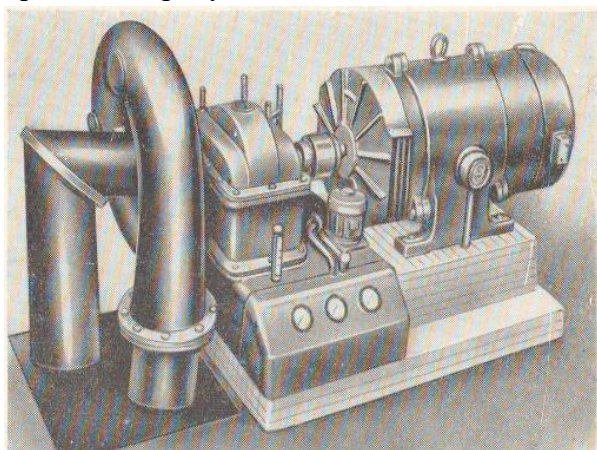


Рисунок 1.2 – Одноступенева газодувка

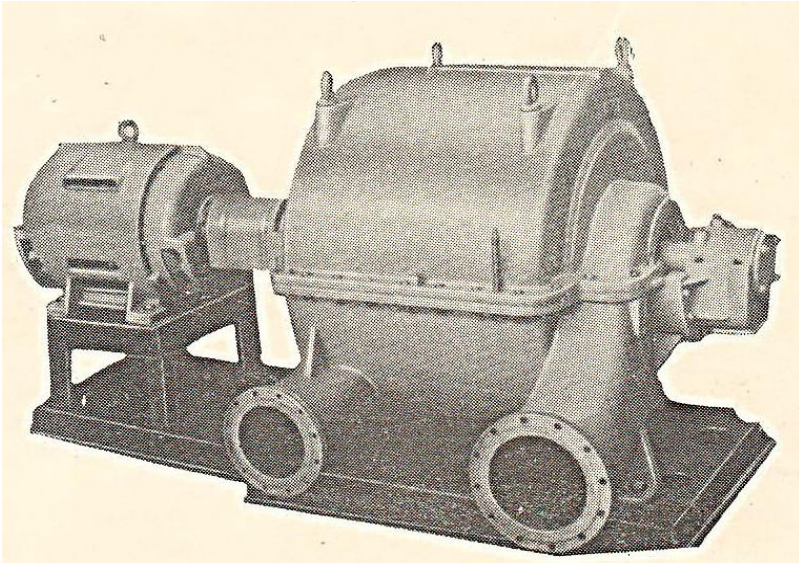


Рисунок 1.3 – Багатоступенева газодувка 2В-80-1,6

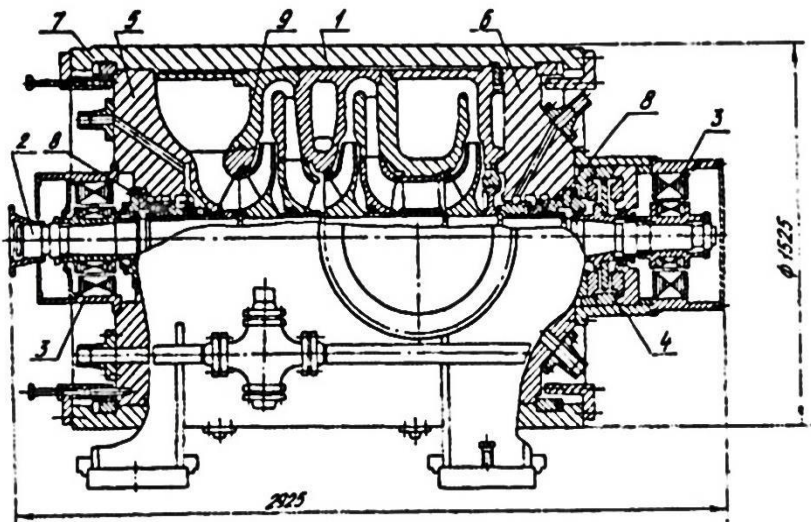


Рисунок 1.4 – Двоступеневий нагнітач природного газу

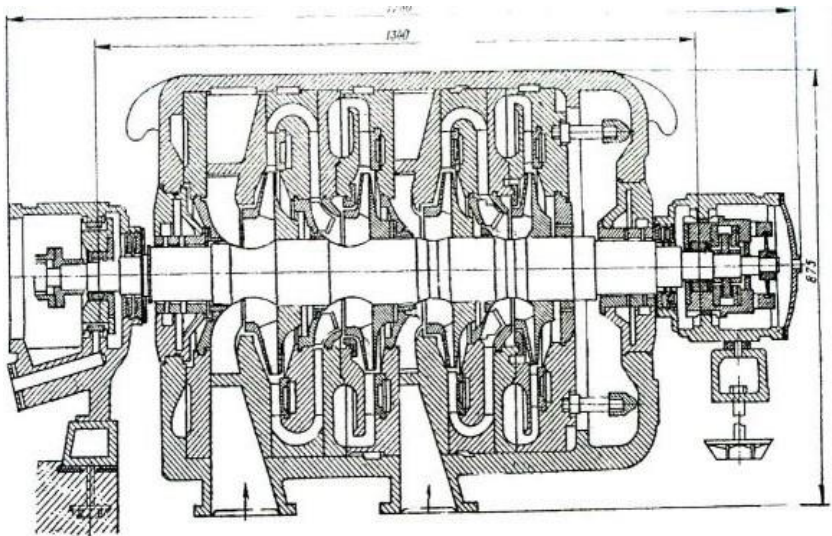


Рисунок 1.5 – Багатоступеневий компресор УЦК, ККЗ

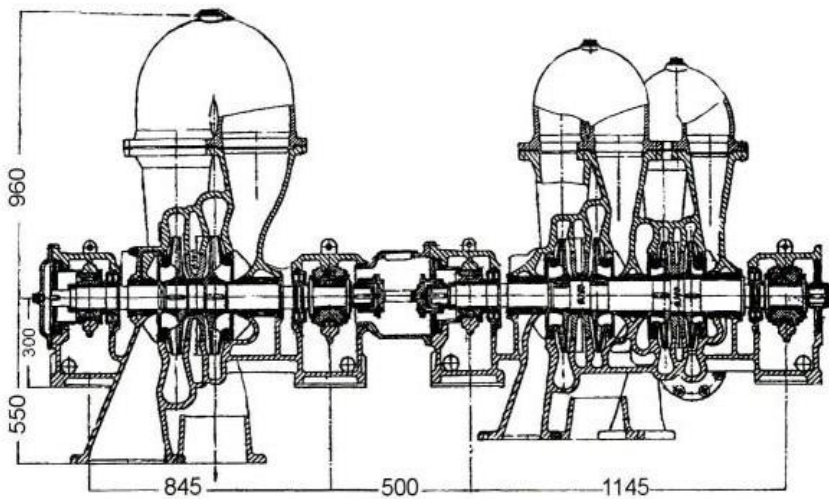


Рисунок 1.6 – Двоборпусний компресор типу ТК-8

З рисунка 1.1 робимо висновок, що для різних типів машин труднощі, обсяг, терміни й вартість проектування машин кардинально відрізняються і, головне, потрібні різні методологічні підходи до проектування. Зауважимо, що іноді компресори класифікують і за іншими ознаками, наприклад, продуктивністю, тиском нагнітання, за видом газів і т. ін. Нас цікавлять ознаки, що визначають ступінь складності конструкції турбокомпресора, його теплової та кінематичну схему, тому що від цього залежить обсяг і складність проекту. Цьому відповідає насамперед ознака швидкохідності, про що буде мова в подальшому.

Під *тепловою схемою* турбокомпресорної установки в загальному випадку маємо на увазі розбивку загального теплоперепаду (перепаду тисків) між корпусами, секціями всередині корпусів і між ступенями всередині секцій.

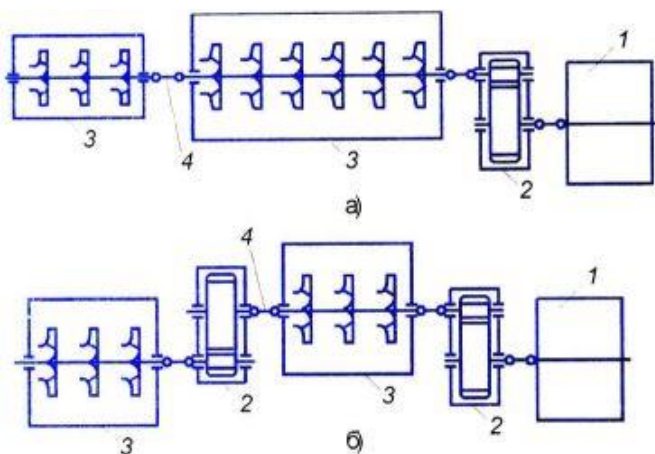


Рисунок 1.7 – Кінематичні схеми багатоступінчатих компресорів з одним (а) і двома (б) мультиплікаторами

Під *кінематичною схемою* маємо на увазі зчленування агрегатів: привод – корпус (корпуси) компресора в єдиному комплексі. До того ж привод може бути тихохідним (електродвигун) із підвищувальним редуктором, високо-оборотний привод (парова або газова турбіна), можливі також їх комбінації. Два типи найбільш поширених кінематичних схем наведено на рисунку 1.7.

1.2.2 Компресори нетрадиційних схем

Вище були розглянуті компресори традиційних конструктивних схем. Пошук більш раціональних та ефективних конструктивних схем турбокомпресорів привів до створення гібридних конструкцій. Термін «гібридні» (або комбіновані) не є загальноприйнятим. Вживають його для позначення підкласу турбокомпресорів, за своєю конструктивною схемою, він відрізняється від традиційних і має в собі ознаки гібридності, тобто використання конструктивних ознак різних типів машин.

«Гібридизацію» турбокомпресорів проводять розробники для одержання більш високих показників, щоб задовольнити специфічні вимоги експлуатації і т. ін.

Наприклад, як зазначалося раніше, тихохідні, низьконапірні повітря- і газодувки поряд із перевагами (висока надійність і ресурс, невимогливість в експлуатації) мають й істотні недоліки: багатоступеневість, низький ККД, високі масогабаритні показники. Альтернативою можуть бути так звані *редукторні нагнітачі* одноступінчасті, високообертальні, з високим ККД (рис. 1.8). У корпусі редуктора встановлюють зубчасту пару, а до корпусу прифланцьовують завитку, всередині

якої на хвостіку вала-шестерні встановлюють робоче колесо. Завдяки цьому вдається істотно підвищити ККД нагнітача, але водночас збільшується його вартість і витрати на експлуатацію, тому що необхідні дорогі комплектуючі: зубчаста пара, високошвидкісні підшипники, система змащення. Такі машини не набули великого поширення.

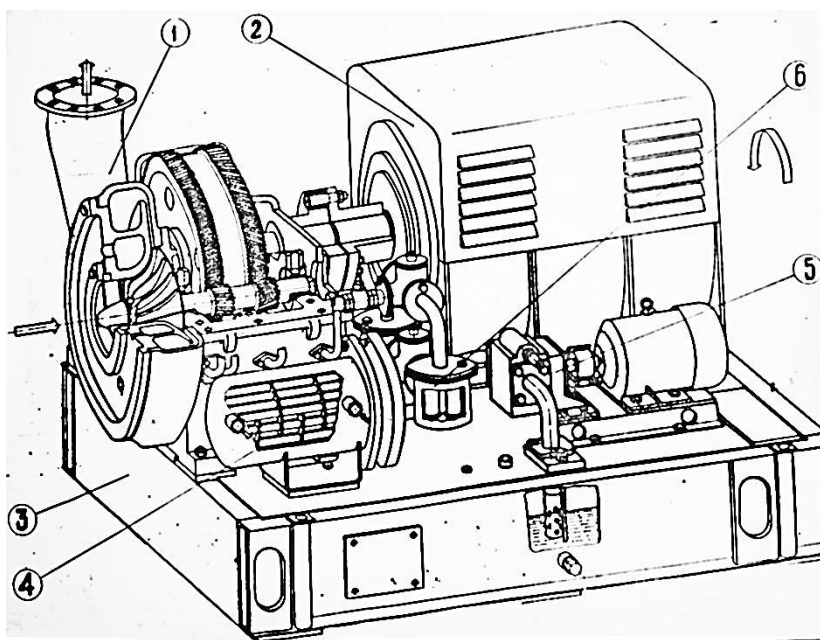


Рисунок 1.8 – Редукторний нагнітач

1.2.2.1 Мультиплікаторні багатовальні компресори

Мультиплікаторна схема відцентрового компресора набула швидкого розвитку і привела до створення нового підкласу багатоступінчастих компресорів, один із видів якого наведено на рисунку 1.9. Загальноприйнятої назви

такий компресор поки що не має. Перші машини такого типу мали назву «Centac» і «Isorac», на цей час використовують назву «мультиплікаторний багатовальний відцентровий компресор» (МБВК), іноді – «інтегрований багатовальний ВК» і т. ін.

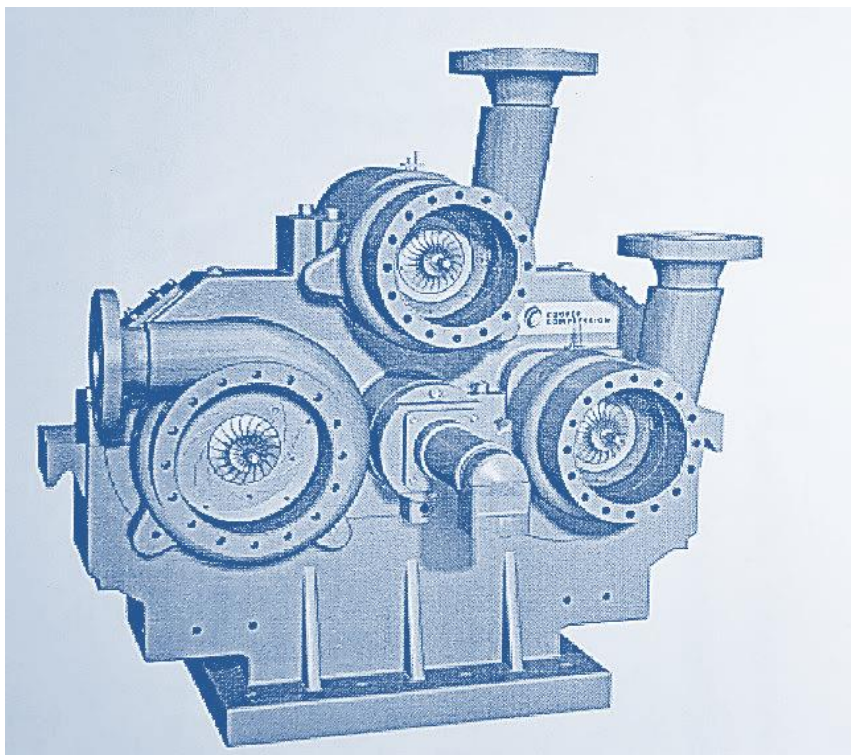


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд мультиплікаторного багатовального відцентрового компресора (МБВК)

Конструкція такого компресора – це моноблоковий агрегат, що складається з базового мультиплікатора з навісними корпусами ступенів стиснення (рис. 1.10) і має низку істотних переваг. Насамперед високий ККД, що

забезпечується можливістю створення оптимальних умов для кожного ступеня за рахунок:

- оптимальної геометрії;
- оптимальної частоти обертання;
- індивідуального входу в ступені.

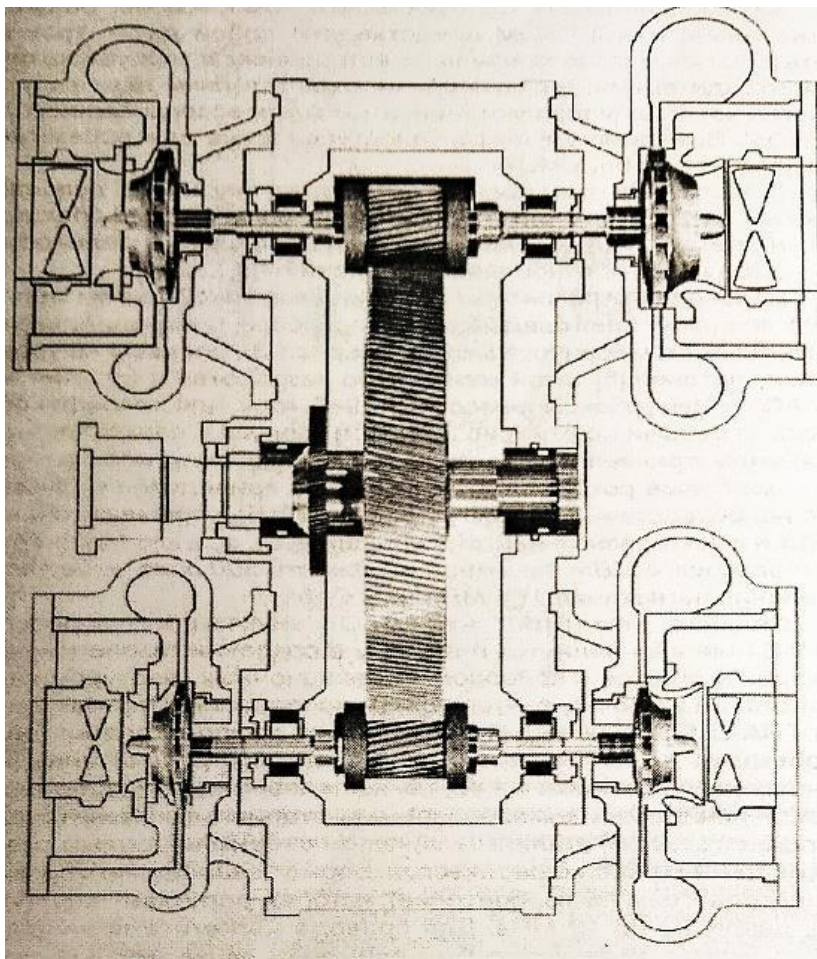


Рисунок 1.10 – Конструктивна схема МБВК

У такій конструкції легко досягають оптимального регулювання за рахунок:

- установлення ВРА з поворотними лопатями;
- поворотних лопатей дифузорів;
- зміни частоти обертання.

Крім того, таке компонування дозволяє встановлювати проміжні охолоджувачі безпосередньо на перевідних патрубках (рис. 1.11).

Важливими факторами для монтажу й експлуатації є мінімальні транспортні габарити і загальна вага в складеному вигляді, легкість заміни ступеня й деталей ротора.

Такі компресори набувають дедалі більшого поширення в різних галузях промисловості.

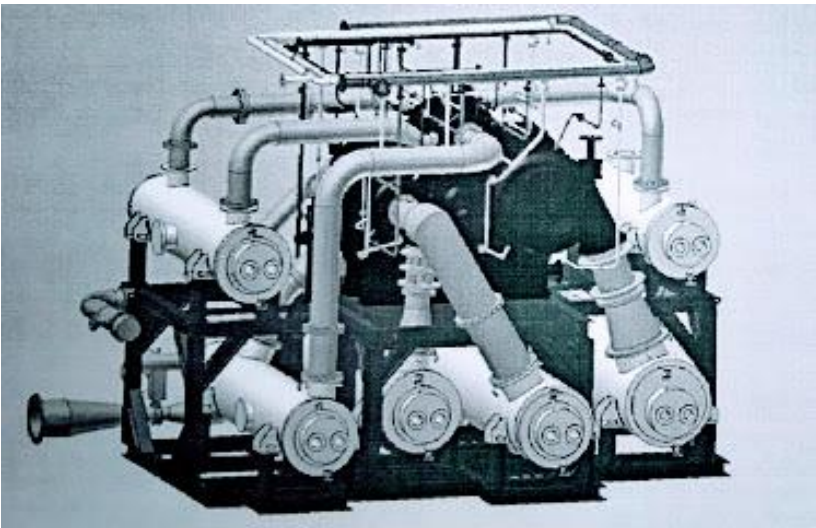


Рисунок 1.11 – Компресор, оснащений проміжними охолоджувачами між окремими ступенями

1.2.2.2 Компресори спеціального виконання

Існують виробництва, в яких необхідні великі витрати повітря, всмоктуваного з атмосфери. У таких умовах в перших ступенях не можуть застосовуватися відцентрові ступені – надто великі витрати. Тому в такій установці як перший корпус (чи секція) використовують осьові ступені, а в другому корпусі (секції) – радіальні. Іноді як останню секцію встановлюють високовитратний відцентровий ступінь із просторовим робочим колесом (рис. 1.12).



Рисунок 1.12 – Гібридний турбокомпресор
(осьовий + відцентровий ступені)

У закордонній практиці відомі випадки застосування високовитратних турбокомпресорів т. зв. *діагонального* типу, в яких проточна частина робочих коліс виконана не осьовим і не радіальним напрямком, а приблизно під 45° до осі компресора. Така схема поєднує переваги обох типів:

високу витратність осьового й високу напірність відцентрового компресорів.

У деяких умовах застосування доводиться використовувати турбокомпресори *спеціального виконання*. Наприклад, за необхідності прокачування великих об'ємних витрат повітря чи газів компресори виконують двопотоковими, з двобічним усмоктуванням і симетрично розміщеними секціями стиснення (рис. 1.13).

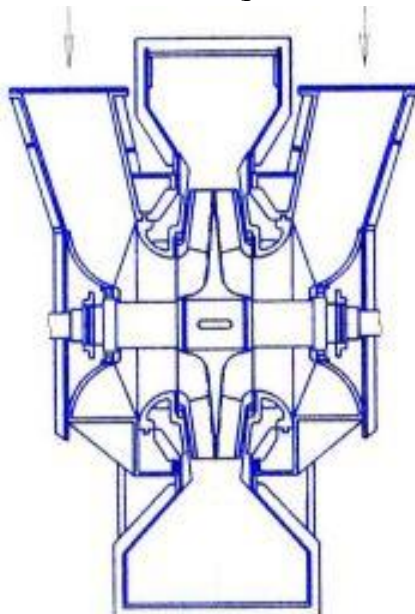


Рисунок 1.13 – Компресор із двобічним усмоктуванням

Існує різновид компресора, який називають «герметичним компресором». Компресор являє собою міцний герметичний циліндричний корпус, усередині якого встановлено тихохідний електродвигун із зчленованим

багатоступінчастим компресорним блоком (рис. 1.14). Такі компресори застосовують у технологічних процесах хімічних виробництв як циркуляційні компресори. Їх призначення – перекачувати непрореаговану частину газу з реактора на лінію подавання свіжого газу.

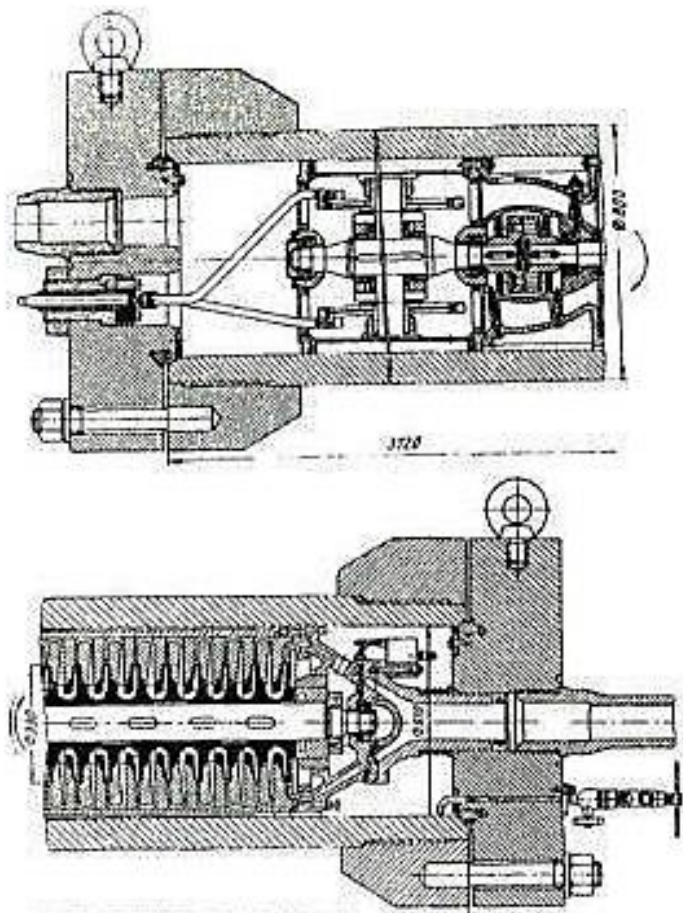


Рисунок 1.14 – Відцентровий циркуляційний компресор (ВЦК)

Відома конструкція багатоступеневого корпусу високообертального компресора високого тиску, на кінці вала якого в окремій секції встановлений циркуляційний ступінь (рис. 1.15). Обидва конструктивні рішення набули застосування у відцентровому компресорі синтез-газу виробництва аміаку. У цьому разі потрібний невеликий напір (до 1,0 МПа) за рівня тиску 32,0 МПа, що й обумовило конструкцію компресора.

До спеціальних компресорів потрібно віднести також турбокомпресори з внутрішнім охолодженням, так звані *ізотермокомпресори*, в яких досягається підвищення ККД ускладненням конструкції.

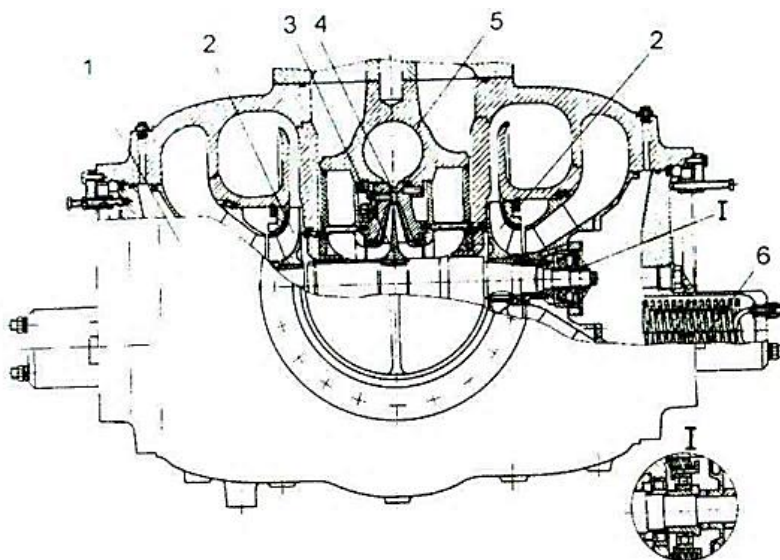


Рисунок 1.15 – Детандер-компресорний агрегат ТКО-75/42:
 1 – корпус турбогенератора; 2 – робочі колеса компресора; 3 – робоче колесо турбодетандера; 4 – сопловий апарат; 5 – радіальна доцентрова турбіна (турбодетандер); 6 – змійовик для охолодження масла

1.3 ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРИВ

Необхідність у виконанні розробок нових турбокомпресорів виникає в таких випадках:

- вимоги галузей промисловості, що розвиваються (газової, нафтової, хімічної та ін.);
- необхідність проведення пошукових робіт для перспективних технологій.

В обох випадках питання про необхідність проєктування вирішують компетентні державні чи корпоративні органи, що мають необхідні ресурси. Початком є формування проблеми і підготовки вихідних вимог, які передають компанії-розробнику.

1.3.1 Технічне завдання на проєктування

У загальному випадку процесу проєктування передують розроблення технічного завдання (ТЗ) та його затвердження виконавцем і замовником. ТЗ – дуже важливий документ, що вимагає ретельної підготовки. ТЗ розробляє виконавець за вихідними вимогами замовника. Усі пункти ТЗ вимагають безумовного виконання, тому вимоги повинні бути обґрунтованими й погодженими із замовником. Практика засвідчує, що іноді замовник необґрунтовано посилює вимоги, і їх виконання потребує великих витрат. Наприклад, завищення показників забрудненості всмоктуваного газу («про запас», «про всяк випадок») абразивом і вологою потребує очисних споруд, фільтрів, сепараторів та ін. Деякі завищені вимоги взагалі не можуть бути вирішені на даному рівні науки і техніки.

Згідно з типовими поширеними проєктами, основними вимогами ТЗ є такі:

- 1) властивості газу:
 - склад газу, об'ємний, %;
 - забрудненість газу: розмір частинок, питомих вміст, %;
 - вологовміст, г/м^3 ;
- 2) основні параметри:
 - продуктивність за умов всмоктування або за нормальних умов, $\text{м}^3/\text{хв}$ + / – %;
 - тиск початковий абсолютний, МПа +/ – МПа;
 - тиск кінцевий, МПа +/ – МПа;
 - температура газу на всмоктуванні розрахункова, (t_{\min} , t_{\max});
 - політропний ККД, %;
 - частота обертання ротора, об/хв;
 - потужність привода, кВт;
 - параметри електричного струму U , v , J , a ;
 - тип масла;
- 3) тип охолодження:
 - повітряний;
 - водяний.
- 4) масогабаритні показники.
Габаритні розміри установки, м:
 - загальна маса установки, кг (т);
 - маса найбільш важкої частини станції, кг (т);
 - вид поставки: багатоблокова, блоково-контейнерна;
- 5) екологічні показники:
 - рівень шуму, дБ ;
 - рівень вібрації, дБ ;

- шкідливі викиди, кг/с (кг/год);
- б) ресурсні показники:
 - загальні напрацювання, год;
 - напрацювання на відмову, год;
 - напрацювання до капітального ремонту, год.

Розробник зобов'язаний забезпечити виконання всіх наведених у ТЗ показників, що підтверджується актом заводських або експлуатаційних випробувань чи відповідною гарантією постачальника.

1.3.2 Методи проєктування турбокомпресорів

Аналіз технічного завдання дає досить повне уявлення про об'єкт розроблення. Визначають клас складності машини, умови експлуатації, специфічні вимоги. Беруть до уваги ступінь новизни, наявність власного та існуючого досвіду розроблення, можливість реалізації проєкту власними силами компанії або в кооперації, фінансування і т. ін. Залежно від результатів попереднього аналізу вибирають метод проєктування. У сучасній практиці використовують кілька методів проєктування:

- 1) індивідуальне проєктування;
- 2) метод «від прототипу»;
- 3) метод уніфікації;
- 4) системний метод.

1.3.3 Проектування низьконапірних тихохідних машин

Попередньо потрібно відзначити, що з погляду конструктивної складності, а отже й складності проектування, із загальної маси спроектованих машин виділяють дві категорії:

- 1) прості машини (тихохідні, низьконапірні);
- 2) складні технічні машини (системи).

Перш ніж перейти до розгляду складних схем турбокомпресорів, розглянемо клас найпростіших машин – повітро- і газодувки, димососи, ексгаустери, дугтьові машини для топкових пристроїв і котлів, для гірничозбагачувальних комбінатів і вугільних шахт тощо.

Діапазон їх застосування надзвичайно широкий. За конструкцією це найпростіші машини: тихохідний електропривод, чавунний корпус, ротор зі звареними або клепанними робочими колесами, встановлений на шарико- або роликотпідшипниках, змащувальних масляною ванною. Гранично прості й недорогі, не потребують обслуговування та витратних матеріалів. І, нарешті, головне – практично необмежений ресурс у будь-яких умовах експлуатації. Ще простіший вигляд мають одноступеневі машини. Корпус із вихідною завиткою закріплюють консольно на корпусі підшипників, що дозволяє зменшити масу і габарити машини та полегшує складання й розбирання.

Часто машини цього класу працюють на повітрі й газах із великим ступенем забруднення абразивом, вологою і т. ін. Тому робочі колеса, особливо перших ступенів, потребують періодичної заміни. Дещо

складнішою є конструкція газових машин, тому що потрібно враховувати ерозійне та корозійне зношення деталей, які контактують із газом. Іноді доводиться застосовувати леговані й нержавіючі сталі. Розглядати процес проєктування таких машин не має сенсу, тому що на ринку пропонується великий діапазон типорозмірів. Такі машини мають істотний недолік – низький ККД. У світовій практиці були спроби створення більш ефективних машин за рахунок застосування швидкохідного привода електродвигун + редуктор. Це дозволяло оптимізувати проточну частину, знизити кількість ступенів (замість 4 ступенів – один). Така конструкція була розроблена і в ВНДІкомпресормаші у 80-х роках ХХ ст. для заводу в м. Чирчик (Узбекистан). Однак технологічне опрацювання й освоєння таких машин показало необхідність дуже великих капітальних витрат: на придбання спеціального верстатного обладнання, на освоєння складних технологій виготовлення робочих коліс, зубчастих пар, колодкових підшипників і т. ін. Такий підхід визнано недоцільним.

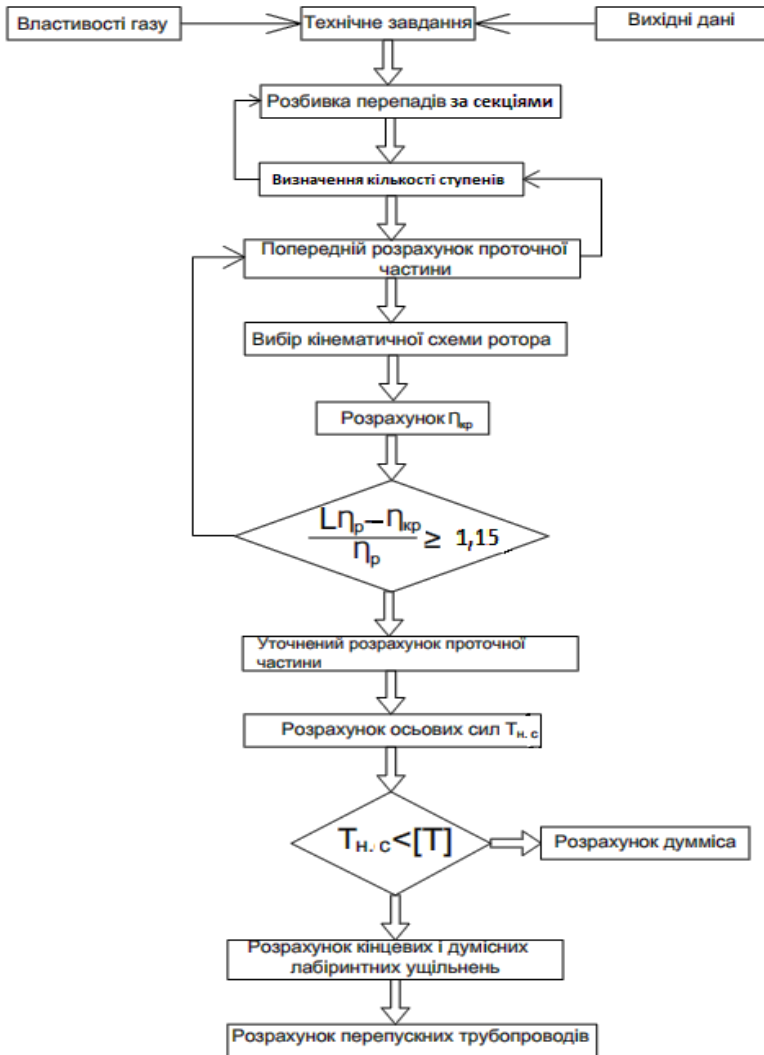
1.4 ЗАГАЛЬНИЙ АЛГОРИТМ ПРОЄКТУВАННЯ БАГАТОСТУПІНЧАСТИХ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

Основним елементом проекту є власне компресор, всередині якого відбувається робочий процес стиснення газу. Проєктування компресора – процес комплексний, багатоваріантний, вимагає участі фахівців різного профілю: конструкторів, технологів, розраховувачів та ін. Навіть на сучасному рівні розвитку технологій проєктування із застосуванням сучасних програмних комплексів завдання створення вискоефективних машин залишається складним через вимоги багатокритеріальності: високий ККД, висока надійність, простота обслуговування, екологічність, низька вартість і т. ін.

1.4.1 Зміст і послідовність процедур проєктування

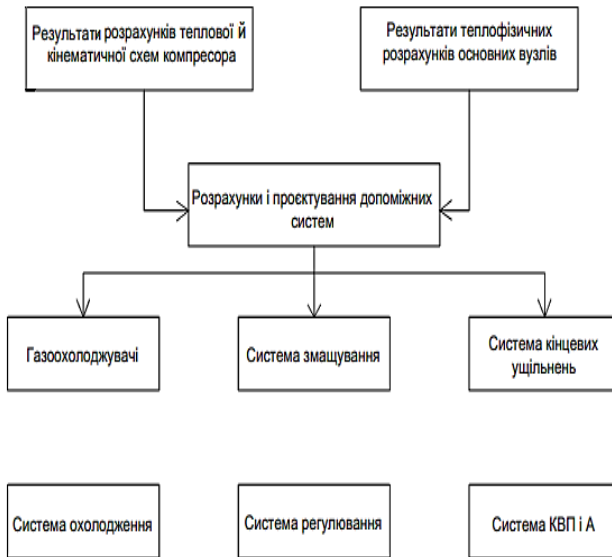
Зазначимо, що проєктування нової машини проводять не «на порожньому місці». Світовими компаніями накопичений великий досвід, є безліч прототипів та аналогів. Усе це зазвичай спрощує завдання.

На практиці викладання дисципліни, виконання курсових і дипломних робіт під розробленням компресора розуміють розрахунок та проєктування робочої частини, зазвичай проточної частини, що, звичайно ж, некоректно. Навряд чи можна вважати компресорниками фахівців, які вміють розраховувати газодинаміку потоку в проточній частині або динаміку ротора. Компресорна установка містить досить велику кількість інших вузлів, агрегатів і систем. Для більш глибокого розуміння студентами предмета вивчення, доцільно розглянути загальний алгоритм (рис. 1.16).



а

Рисунок 1.16 – Блок-схема процесу проектування багатоступінчастих турбокомпресорів (а) і структурна схема турбокомпресора (б)



Конструкторська документація :

- комплект робочих креслень ;
- технічні специфікації ;
- розрахунково-пояснювальна записка ;
- програма випробувань

Експлуатаційна документація :

- технічний паспорт ;
- технічний опис та інструкція з експлуатації ;
- формуляри на виготовлення й збирання

б

Рисунок 1.16, аркуш 2

Алгоритм вимагає деяких коментарів. Насамперед необхідно провести раціональну розбивку необхідного загального теплоперепаду за секціями компресора. Обмежувальним параметром є максимально допустима температура стиснення газу. Залежно від виду газу або газової суміші її беруть зазвичай не більше ніж 100–120 °С, після цього газ відводять у зовнішні газоохолоджувачі, охолоджують до 40–60 °С і спрямовують у наступну секцію стиснення. Таке охолодження називають проміжним. Температуру нагрівання газу визначають попередньо задавшись політропним ККД секції. Кількість секцій беруть не більше ніж 3 в одному корпусі, зважаючи на міркування динамічних характеристик ротора.

У кожній секції визначають кількість ступенів, зазвичай їх 3, іноді – 4. У цьому разі використовують газодинамічні характеристики ступенів. Способом підбору характеристик визначають тип ступенів, геометричні параметри. Так здійснюють попередній тепловий розрахунок компресора. Наступним кроком є конструктивне опрацювання. Його мета – визначити осьові й радіальні розміри проточної частини (вхідна камера, 1-ша секція стиснення, проміжна камера відведення газу, камера підведення газу до 2-ї секції, 2-га секція стиснення, нагнітальна камера). Вибрані розміри робочих коліс дозволяють задати діаметр посадкових шийок на валу. Конструктивну схему ротора доповнюють кінцевими ущільненнями й підшипниками. Одержують міжопірну відстань і тепер можна визначити першу й другу критичні частоти обертання ротора – найважливіші характеристики,

що визначають надійність майбутньої конструкції компресора.

Якщо розробляють компресор на низькі й середні тиски, то вибирають робочі колеса з оптимальною геометрією (b_2/D_2 , $d_{вт}/D_2$ і т. ін.), тому що об'ємна витрата газу за низького тиску досить висока, а великі діаметри коліс D_2 дозволяють використовувати помірну частоту обертання. Це ключовий момент розрахунку. Якщо робоча частота обертання, перебуваючи між першою й другою критичними частотами, з достатнім віддаленням від них (понад 15 %), то спроба вважається вдалою і можна переходити до подальшого уточнювального розрахунку. В іншому разі необхідно скоригувати розбивку перепадів, підібрати інші типи ступенів, робочих коліс тощо. Тут необхідно зауважити, що коригування за допомогою зміни частоти обертання неможливе, тому що зазвичай застосовувані електродвигуни мають стандартну частоту обертання $n = 2\ 970$ об/хв, а для підвищення оборотів використовують редуктори з обмеженим набором зубчастих пар, освоєних у виробництві. Ще більш жорсткі умови висуває застосування газових чи парових турбін із заданою номінальною частотою обертання.

Особливістю проектування багатоступінчастих компресорів високого тиску є їх маловитратність через підвищену густину газу. Це призводить до необхідності зменшення діаметра робочих коліс D_2 , щоб забезпечити прийнятний параметр b_2/D_2 . Однак у цьому разі відповідно зменшуються діаметри втулки $d_{вт}$ колеса. Унаслідок маємо малі посадкові діаметри коліс, тонкий гнучкий вал і низьку першу критичну швидкість. Через це доводиться

зменшувати кількість ступенів і знову повторювати розрахунки. Таким чином, раціональний вибір теплової та кінематичної схем компресора є багатоваріантним пошуком компромісу між бажаним і можливим. Після вибору схеми компресора виконують розрахунки на міцність робочих коліс, вала, осьових навантажень на радіальні й радіально-упорні підшипники, кінцеві ущільнення, системи проміжного охолодження і т. ін. згідно з наведеним алгоритмом (рис. 1.16).

Цей етап робіт зазвичай виконують із використанням стандартизованих чи уніфікованих виробів (ущільнень, підшипників, теплообмінників, насосів та апаратів масло- й водяних систем і т. ін.). Виконують лише перевірні розрахунки цих вузлів і гідравлічні розрахунки їх систем.

Виняток становлять лише розробки турбокомпресорів на параметри, що не мають аналогів. У таких випадках необхідне проведення науково-дослідних та експериментальних робіт із метою пошуку найбільш раціональних рішень.

Попередній метод передбачає проведення повного циклу роботи. Така необхідність виникає дуже рідко, якщо доводиться проєктувати все «з нуля», не маючи ні аналогів, ні прототипів. Зазвичай це унікальні машини. Наприклад, у ВНДІкомпресормаш у 70–80-х роках минулого століття проводили комплексні роботи з розроблення дослідного циліндра (корпусу) відцентрового компресора високого тиску (250–320 МПа), який не мав аналога у світовій практиці. Компресор був призначений для стиснення етилену у виробництві високоякісного поліетилену (пластику). Цю роботу виконували дійсно

«з нуля», тому що на той момент не було ніякого досвіду. Роботи проводили широким фронтом із залученням провідних організацій країни за напрямками:

- визначення властивостей газу і мастил за надвисоких тисків;

- розроблення методів розрахунку проточної частини;

- динаміка ротора;

- проблеми міцності корпусу;

- кінцеві ущільнення.

Паралельно створювали унікальну експериментальну базу: модельні й натурні стенди та стенд замкненого контуру для випробувань циліндра. Одночасно вирішували питання з матеріалами, поковками, новітніми технологічними рішеннями. У середині 80-х років ХХ ст. дослідний циліндр був виготовлений і поставлений на випробування. Після розпаду СРСР фінансування робіт було припинене.

Але витрачені сили й кошти «не пропали даром». Наприкінці 80-х років ХХ ст. виникла необхідність у технології «сайклінг-процесу» для розроблення газоконденсатних родовищ. Основною проблемою було створення компресорного агрегата з тиском нагнітання газу за схемою зворотного закачування близько 50 МПа. Такі компресори могли постачати лише дві компанії у світі. Об'єднавши зусилля ВНДІкомпресормашу і Сумського машинобудівного НВО на базі накопиченого унікального досвіду ВНДІкомпресормашу та потужної виробничої бази Сумського МНВО, компресор був створений у рекордно короткий термін – 11 місяців, і поставлений на випробування на стенді ВНДІкомпресормашу. Випробування були проведені

успішно. Сумські підприємства стали третьою компанією у світі, що освоїла такий складний вид техніки. Це було й залишається найвищим досягненням вітчизняного компресоробудування. На завершення відзначимо, що загальний алгоритм у повному або скороченому вигляді застосовують для індивідуального проєктування турбокомпресорів.

1.4.2 Принципові основи системи автоматизованого проєктування і розрахунку (САПР)

У зв'язку з розробленням методів автоматизованого проєктування з'явилася низка нових понять і підходів у сфері проєктування технічних виробів, які уточнюють та систематизують уявлення про об'єкт проєктування і його складові частини, визначають методи й організацію процесу проєктування, глибину та подробиці розроблення частин проєкту.

Провідним принципом автоматизованого проєктування турбомашини є представлення його пристрою у вигляді ієрархічної системи.

Ієрархічними називають системи, що мають багаторівневу структуру. Такі системи досить різноманітні, трапляються вони в різних галузях діяльності людини, в природі, в техніці.

Ієрархічні системи взагалі вивчають у технічній кібернетиці та системотехніці.

Згідно із загальним правилом турбомашини, як складний пристрій поділяють спочатку на кілька великих складових частин: функціональні й конструктивні вузли,

агрегати, службові системи і т. ін. Ці складові частини утворюють *перший ступінь* поділу (рис. 1.17).

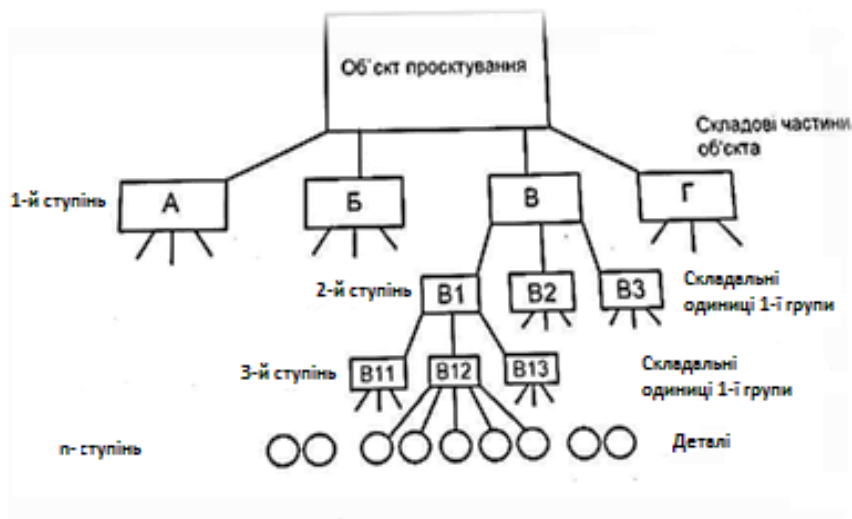


Рисунок 1.17 – Ієрархічна структура складного об'єкта проектування

Кожну з частин першого ступеня, поділяють на більш дрібні складові частини: складальні одиниці, підсистеми, вузли деталей, що утворюють *другий ступінь* елементів ієрархічної структури об'єкта.

Подальший поділ елементів другого ступеня утворює *третій*, потім – четвертий ступені ієрархічної структури. Останнім є ступінь із неподільними елементами – деталями конструкції турбомашини.

Чим складніший об'єкт, тим більше ступенів та елементів містить його ієрархічна структура. Наприклад, можна зазначити, що до першого ступеня вузлів нескладного турбокомпресора входять компресор,

приводний двигун, міжсекційні охолоджувачі, а також деякі системи, які під час проектування можна розглядати як самостійні частини цілого об'єкта.

Подальшу розбивку й визначення складу вузлів і підсистем другого ступеня ієрархічної структури об'єкта проводять залежно від структури вузлів першого ступеня. Наприклад, компресор можна поділити на корпус і ротор, які, також поділяють на більш дрібні частини.

Під час розроблення САПР ієрархічна структура об'єкта проектування є основою для розроблення методики, алгоритмів і програм автоматизованого проектування як виробу загалом, так і його частин та елементів.

Ступені поділу називають рівнями. Нумерують рівні знизу вгору, нумерація характеризує ступінь складності елементів.

Так, перший рівень – це найпростіші елементи-деталі об'єкта. Другий рівень – прості дрібні вузли, що складаються з декількох деталей; далі йдуть більш складні вузли, складові – третій рівень, і так далі. Вищий рівень – повна функціональна одиниця – турбокомпресор.

Неважно собі уявити, що двигун входить до ієрархічної структури літального апарата, будучи елементом старшого рівня. Поділ технічної системи на рівні й елементи проводять за функціональною ознакою. У цьому разі необхідно приділити особливу увагу найбільш правильному формулюванню функцій елементів. Бажано зазначати мінімальну кількість його функцій (найчастіше зазначають лише основну функцію). Усі

найпростіші елементи першого рівня – деталі технічної системи, які виконують хоча б одну функцію.

Для полегшення формулювання основної функції елемента рекомендують застосовувати «правило винятку», оскільки стосовно розглянутого вузла або елемента, виникає питання: чи можна цей елемент із його функцією виключити із системи і які негативні наслідки виникнуть щодо виконання функцій іншими елементами й самою системою.

Багаторівневе уявлення технічного об'єкта, під час проектування якого необхідно враховувати багато факторів і параметрів, є ключовим елементом САПР.

Такий підхід на стадії розрахунків дозволяє:

- використовувати ефективний апарат систематично;
- оптимізувати конструктивні рішення на рівнях деталей, вузлів, агрегатів і загалом об'єкта;
- використовувати розвинений апарат обчислювальної математики;
- значно зменшувати час і витрати ресурсів під час проектування.

Поглиблений розгляд такого напрямку методології досліджень виходить за рамки цього навчального посібника.

1.5 МЕТОД УНІФІКАЦІЇ

1.5.1 Принципи уніфікації відцентрових компресорів

Під час розроблення й освоєння виробництва нових зразків техніки коефіцієнт уніфікації, що дорівнює відношенню кількості уніфікованих деталей і вузлів до загальної кількості, є важливим показником ефективності виробництва. В ідеалі коефіцієнт дорівнює 100 %, тобто кожний новий зразок виробу складається з готових виробів подібно до дитячого конструктора.

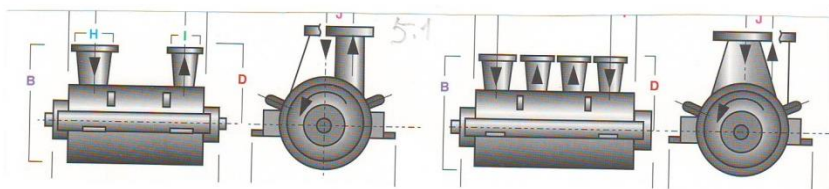
Цей метод проєктування, безумовно найсучасніший і найраціональніший, що дозволяє економити величезні ресурси працевитрат, матеріалів, скорочувати терміни виконання замовлень і т. ін. Зазвичай, такий підхід доцільний для масового, серійного виробництва однотипних компресорів, тобто для великих компаній виробників. Прикладом є транснаціональна корпорація «Дрессер Індастріез» із центром у м. Х'юстоні (США), що має низку великих філій у країнах Європи та Азії. Ще в 60–70-х роках минулого століття компанія вклала великі кошти в розроблення уніфікованого методу проєктування, залучивши до цього Массачусетський технологічний інститут та інші високотехнологічні установи. Але це було того варте. Компанія міцно закріпилася як багаторічний лідер світового ринку, стала взірцем для наслідування. Вона продала ліцензії на виробництво уніфікованих відцентрових компресорів для хімічної, нафтової й газової промисловостей компаніям «Хітачі», «Мітсубісі» (Японія), пізніше – Казанському компресорному заводу (СРСР) та ін. Це був потужний технологічний прорив у цій галузі техніки.

Принцип побудови уніфікованих рядів устаткування (нас цікавить компресорне обладнання – турбокомпресори, а ще точніше – відцентрові компресори) – з обмеженою кількістю деталей отримувати якомога більшу кількість моделей (варіантів). У цьому разі використовуються базові деталі, що визначають основу конструкції, а також додаткові деталі, що забезпечують багатоваріантність. Перш ніж перейти до розгляду суті методу, спробуємо зрозуміти, чим викликана його поява. Двигун прогресу – ринок. У повоєнний час на світовому ринку компресорного обладнання встановилася чітка тенденція до постійного зростання попиту. Це було викликано зростанням великотоннажних виробництв у хімічній, нафтохімічній, газовій та нафтовидобувній промисловостях. Розвиток цих галузей потребував високопродуктивних компресорів відцентрового типу з тиском нагнітання газів 20, 32, 50 МПа і більше. Розроблення таких компресорів потребувало великих витрат і часу, а ціна їх була занадто високою. Застосування методу проектування «від прототипу» трохи полегшувало завдання, але не вирішувало його повною мірою. Так виник метод уніфікації.

1.5.2 Уніфікація корпусів і робочих коліс

Як базові деталі були взяті складені корпуси (корпус + кришки + ущільнення + підшипники). На тиск газу до 6 МПа була прийнята конструкція з горизонтальним рознімом, а понад – із вертикальним рознімом типу «барель». Було створено низку таких корпусів, розрахованих на широкий діапазон продуктивностей і тисків нагнітання. Корпуси типу «барель» мають низку безперечних переваг: високу

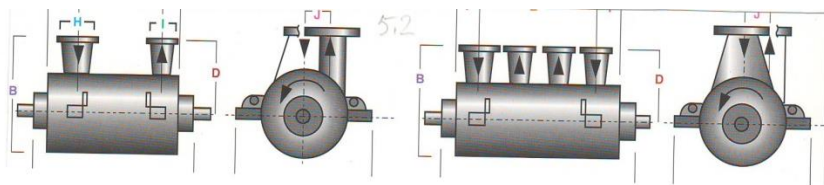
міцність і герметичність, можливість технологічного збільшення діаметра, товщини і довжини корпусу залежно від розмірів проточної частини, кількості ступенів і т. ін. Схеми корпусів – представників уніфікованих рядів показано на рисунках 1.18 та 1.19.



а

б

Рисунок 1.18 – Корпуси з горизонтальним рознімом (схеми)



а

б

Рисунок 1.19 – Корпуси з вертикальним рознімом (схеми)

Як приклад, нижче наведені розробки базових уніфікованих відцентрових компресорів (УВКМ) виконані в СКБ-К ім. В. Б. Шнеппа м. Казань.

Базові уніфіковані корпуси (бази), як зазначалося вище, застосовують двох видів: бази подібно до розмірного ряду з горизонтальним рознімом корпусу для тисків нагнітання $P_k \leq 4-6$ МПа (рис. 1.20) і бази подібно розмірного ряду з вертикальним рознімом корпусу для тисків $P_k \geq 3$ МПа (рис. 1.21 і 1.22).

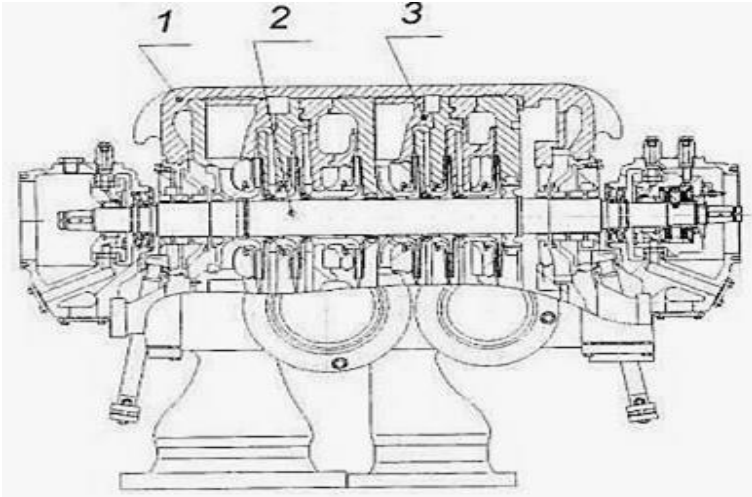


Рисунок 1.20 – Базовий корпус із горизонтальним рознімом УВКМ другого покоління:
 1 – циліндр; 2 – ротор; 3 – статорна частина газодинамічного вузла (проточної частини)

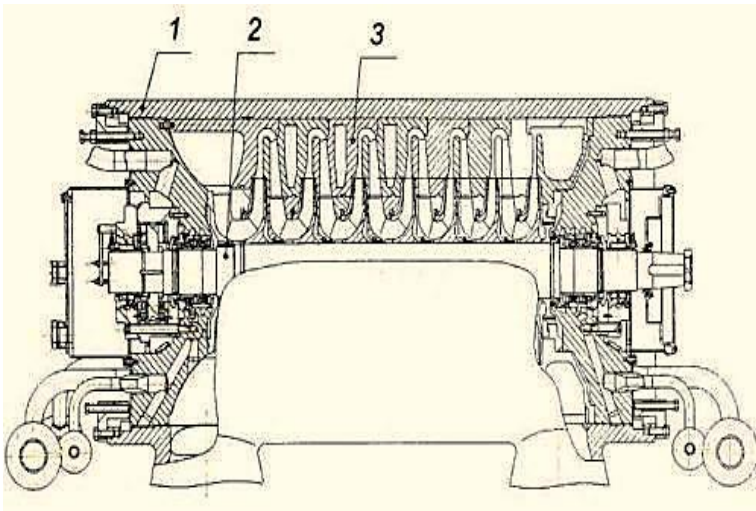


Рисунок 1.21 – Базовий корпус із вертикальним рознімом
 Позиції див. на рисунку 1.20.

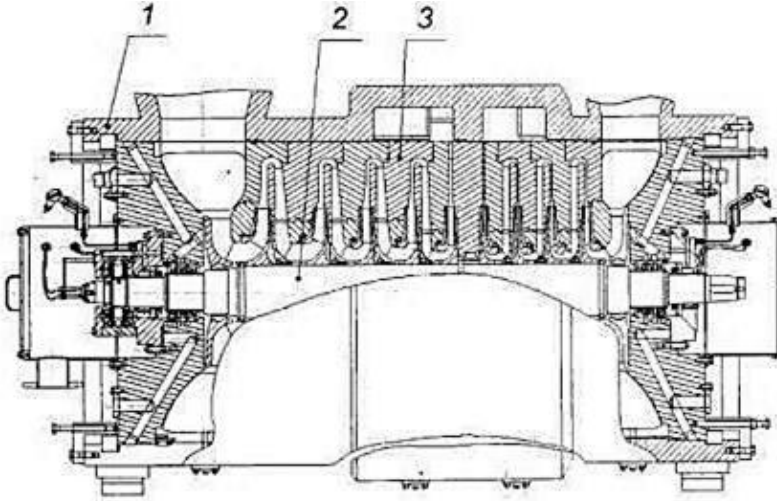


Рисунок 1.22 – Базовий корпус із вертикальним рознімом із розміщенням ступенів за схемою «спина до спини»
Позиції див. на рисунку 1.20.

З метою раціонального покриття поля параметрів «тиск нагнітання – продуктивність» витрати базових корпусів утворюють прогресію зі знаменником q_v , значення якого в різних фірм коливається в межах 1,4–1,6. У УВКМ1 і УВКМ2 (ККЗ) прийняті такі витрати: $V = 40, 63, 100, 250 \text{ м}^3/\text{хв}$ та ін. з коефіцієнтом $q_v = 1,6$. Відповідно низка діаметрів робочих коліс D_2 має знаменник $q_D = 1,26$.

До комплекту кожної модифікації корпусу входять також торцеві кришки з корпусами підшипників і кінцевих ущільнень, опорні та опорно-упорні підшипники колодкового типу з діаметром шийки валу 70, 90 і 110 мм. З огляду на те, що гази бувають небезпечними, а тиск усередині корпусу високий, суворі вимоги висувають до

кінцевих ущільнень. Ці ущільнення виконують маслозапірними з плаваючими кільцями. Встановлюють їх на хвостовиках вала діаметром 80, 100 і 120 мм. Уніфіковані також системи змащення підшипників і система масляних ущільнень.

1.5.3 Уніфікація елементів проточної частини

Найважливішим елементом є проточна частина компресора. Формується вона з вхідної камери з вхідним напрямним апаратом (ВНА), вихідної камери і ступенів між ними. Водночас використовуються ступені всмоктувального, проміжного і кінцевого типів. Різноманітність газів, параметрів (тиск, продуктивність) передбачає багатоваріантність конфігурацій проточної частини. Від правильного підбору елементів залежить ефективність компресора. Який саме алгоритм процедур підбору елементів? Отримавши замовлення на поставку компресора, проєктант за спеціальною програмою виконує розрахунковий пошук найбільш придатних поєднань елементів ступенів. У західній технічній термінології проточна частина – це сукупність каналів, у яких тече робоче середовище і відбувається робочий процес перетворення механічної енергії на енергію стисненого газу. А сукупність пристроїв, що формують ці канали (робочі колеса, дифузори і т. ін.), називають газодинамічним вузлом, або картриджем, який вставляють у внутрішню порожнину циліндричного корпусу компресора. У науковій літературі це зазвичай називають внутрішнім корпусом.

Розрахункова програма використовує велику базу даних із газодинамічними характеристиками різних ступенів, одержаних експериментально у вигляді залежностей $\eta = f(\Phi_o, M)$ і $\psi = (\Phi_o, M)$. Варіанти ступенів підбирають автоматично. Існує базовий набір робочих коліс, що мають різну напірність і витратність. Передбачається можливість підрізання коліс по зовнішньому діаметру D_2 (рис. 1.23) і по ширині b_2 (перенесенням покривного диска), що збільшує можливість пошуку найбільш раціонального компоновання проточної частини (рис. 1.24). Під ці колеса відповідно підбирають нерухомі елементи: входні камери, лопатевий або безлопатевий дифузор, зворотний напрямний апарат і так далі до збірної камери після кінцевого ступеня.

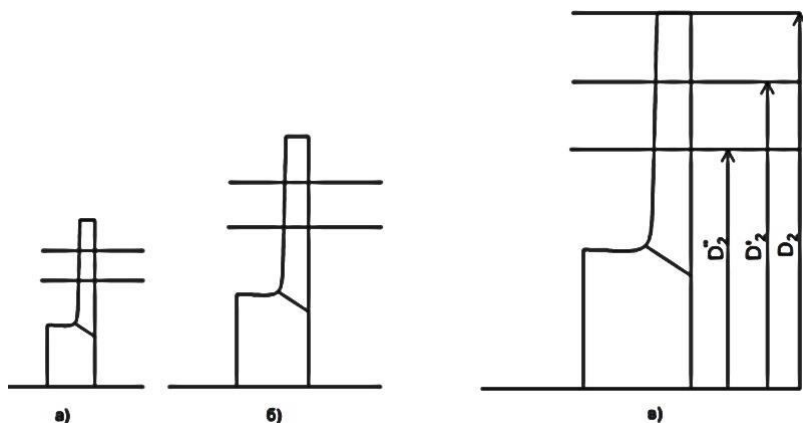


Рисунок 1.23 – Робочі колеса з підрізанням по діаметру D_2

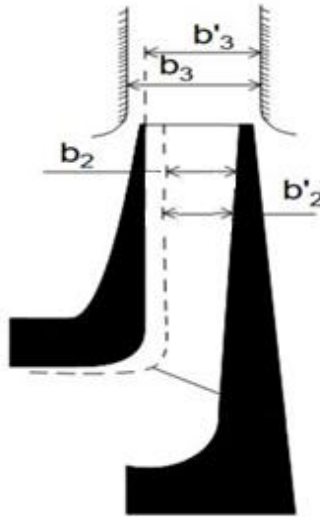


Рисунок 1.24 – Схема зуження каналу робочого колеса перенесенням покривного диска

Сформований таким чином картридж визначає відбір корпусу (за внутрішнім діаметром), що задовольняє умови міцності.

Іноді доводиться в корпус поміщати вставки, якщо потрібно встановлювати меншу кількість ступенів, ніж та, на яку розрахований корпус. Іноді ж, навпаки, подовжують корпус, щоб установити більшу кількість ступенів. Технологічно це не є проблемою.

Нарешті формують вигляд компресора, схему його внутрішньої будови, що гарантує споживчі якості параметрам (ККД, надійність і т. ін.). Далі заповнюють специфікації потреб деталей та вузлів із зазначенням номерів позицій і креслень, документ мав назву «майстербух», його передають на виробництво.

1.5.4 Уніфікація мультиплікаторних відцентрових компресорних машин

Зрозуміло, що кількість варіацій, комбінацій складових елементів обмежена. Тому мова не йде про оптимізацію конструкції. Вибирають лише найбільш прийнятний раціональний варіант конструкції. Проте цей метод проектування – значний крок у проектуванні компресорних машин.

Компресоробудівною компанією (ККЗ) м. Казані було розроблено два види уніфікованих відцентрових компресорів: одноступеневі (МВК) і багатоступеневі (ММВК).

Конструкція базового нагнітача МВК являє собою мультиплікатор з установленим на ньому корпусом стиснення, в якому сформована проточна частина: дифузор, завитка і вхідний конфузор. Робоче колесо встановлене на валі-шестерні мультиплікатора. Весь ряд компонується з шести корпусів стиснення різних типорозмірів і двох мультиплікаторів: двоступеневого, потужністю 500 кВт та одноступеневого потужністю до 2 000 кВт. Область, що охоплює ряд компресорів із вбудованими охолоджувачами газу, характеризується найбільшою потребою і відносно малою параметричною різноманітністю. Тому вони мають максимальну компактність і заводську готовність. Весь компресорний агрегат (рис. 1.25) вміщує проточну частину, охолоджувачі газу з трубок із внутрішнім орєбренням і мультиплікатор, скомпоновані в одному корпусі.

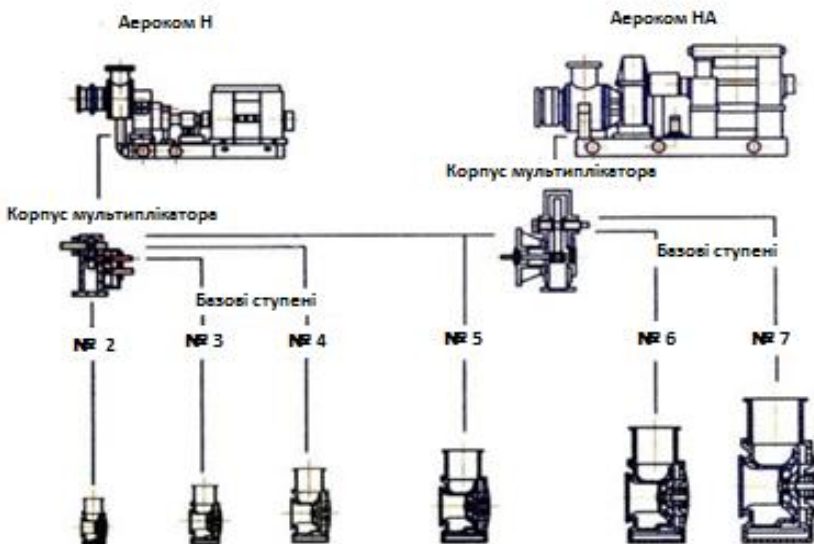


Рисунок 1.25 – Уніфікований ряд відцентрових нагнітачів
МВК і ММВК

Ряд побудований на основі одного зубчастого колеса діаметром 700 мм і трьох двоступеневих базових модулів 2, 3, 4 із діаметрами робочих коліс 190, 240 і 300 мм.

Розроблення МВК з виносними охолоджувачами газу обумовлене такими причинами.

Основу конструкції компресорів ряду ММВК складає багатопотоковий мультиплікатор із зубчастим колесом і валами-шестернями кількістю до трьох, розміщеними навколо нього. Корпуси ступенів стиснення прикріплюють до торцевих стінок мультиплікатора. Робочі колеса встановлюють консольно на кінцях вала-шестерні. Охолоджувачі газу виготовляють окремо з теплообмінних мідних трубок із зовнішнім оребренням.

Уся номенклатура компресорів, що забезпечує зазначену сферу застосування, побудована на базі мультиплікаторів трьох типорозмірів із діаметрами зубчастих коліс 700, 1 100 і 1 300 мм, ряду корпусів стиснення шести типорозмірів та семи охолоджувачів газу.

Для уніфікації корпусів і корпусних деталей усіх трьох типів МВК розроблена єдина уніфікована проточна частина. Її основу складають чотири типу напіввідкритих робочих коліс, що допускають колові швидкості U_2 до 380 м/с. Кути установки лопаток на виході β_{i2} становлять відповідно 70, 65, 50 і 35°.

Наведені вище короткі відомості про уніфікацію відцентрових машин належать до створення УВКМ першого покоління. За всіх наявних переваг УВКМ першого покоління мали істотний недолік: низький ККД внаслідок використання робочих коліс, одержаних підрізанням діаметра чи перенесенням покривного диска базових моделей коліс. За останні десятиліття провідні компанії, наприклад «Дрессер Ренд» (США), а також ЗАО «НДІтурбокомпресор» спільно з «Казанькомпресор-маш» розробили та впровадили УВКМ другого покоління з істотно більш високими показниками, які одержали назву відповідно «DATUM» і УВКМ 2.

Необхідно зазначити, що під час розроблення УВКМ 2 одночасно проводили системні заходи і в сфері технології виробництва, із зменшення номенклатури деталей, впровадження автоматизованих систем керування технологій виробництва (ДСК ТВ).

Ефективність упровадження УВКМ 2 підтверджується графіком на рисунку 1.26.

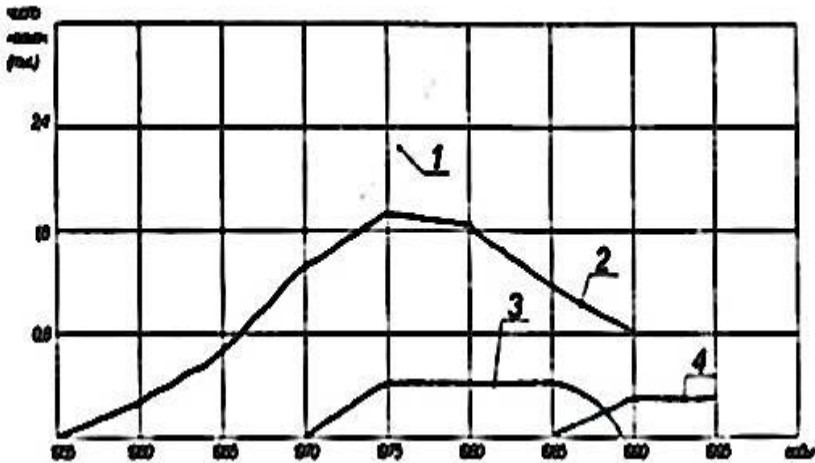


Рисунок 1.26 – Тенденції зростання номенклатури деталей (власне компресора) залежно від системи проектування:

- 1 – індивідуальне проектування; 2 – індивідуальне проектування з частковою уніфікацією; 3 – уніфіковані компресори першого покоління (УВКМ1); 4 – уніфіковані компресори другого покоління (УВКМ12)

Потрібно відмітити, що з огляду на скорочення обсягу замовлень, зростання цін на метали, електроенергію та інші енергоносії останніми роками спостерігається часткове повернення до системи індивідуального проектування з використанням елементів уніфікації для зменшення металомісткості та підвищення ККД компресорів.

1.5.5 Умови поставки відцентрових компресорів

Під час проектування компресорів важливим моментом є вибір концепції агрегування і транспортування.

Загальна тенденція до уніфікування торкнулася й умов поставки агрегатів компресорів. Залежно від призначення та умов експлуатації компресори постачають двох видів: як

компресорні установки (КУ) і компресорні станції (КС). Поставка компресорної установки передбачає поставку компресорного агрегата (компресор + привод), і всього необхідного додаткового обладнання (системи охолодження газу, системи змазування, системи кінцевих ущільнень, фільтрів-сепараторів, трубного обв'язування, системи КВПіА і т. ін.). Такий вид поставки характерний для розміщення КУ в цехах і дільницях компресії промислових виробництв хімічної, нафтопереробної та газопереробної промисловостей і т. ін.

Поставка КС передбачає комплексну поставку всього необхідного обладнання для монтажу безпосередньо на місці експлуатації, наприклад, під час добування й транспортування природного та попутного нафтового газу зазвичай без спорудження цеху.

На практиці використовують три види поставки:

- 1) поагрегатну;
- 2) блокову;
- 3) блоково-контейнерну.

Поагрегатна поставка має низку істотних недоліків: поставки агрегатів здійснюють різні виробники, що неминуче позначається на логістиці; часто виникають неузгодженості, нестиківки під час монтажу обладнання та пусканалагодження установки, ускладнення в разі усунення різноманітних дефектів в умовах підприємства, конфлікти інтересів і т. ін.

Прагнення усунути зазначені недоліки привело до великого поширення *блокової* поставки, коли компресорне обладнання монтується блоками, тобто збирається на єдиній рамі з усім додатковим устаткуванням (рис. 1.27). Істотною перевагою є те, що обладнання постачанню у

100%-вій заводській готовності з мінімальними витратами на транспортування й монтаж.

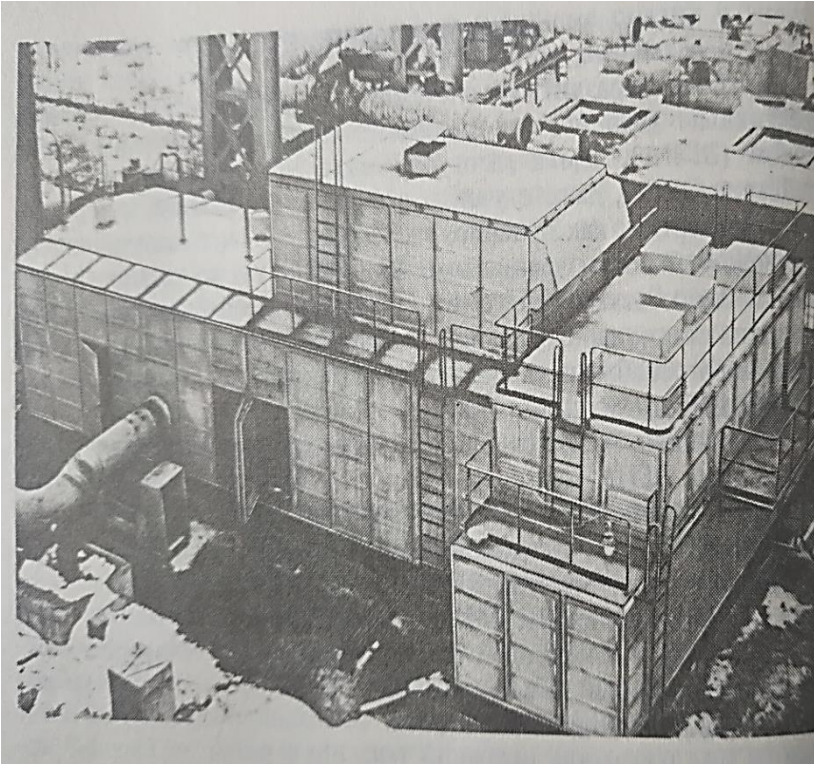


Рисунок 1.27 – ЕГПА потужністю 6,3 МВт
в блоково-контейнерному виконанні

У разі поставки великих установок в окремі райони з використанням гелікоптерів, як, наприклад, поставки комплектних газоперекачувальних агрегатів на КС родовищ і трубопроводів, використовують *блоково-контейнерну* поставку (рис. 1.28, 1.29).

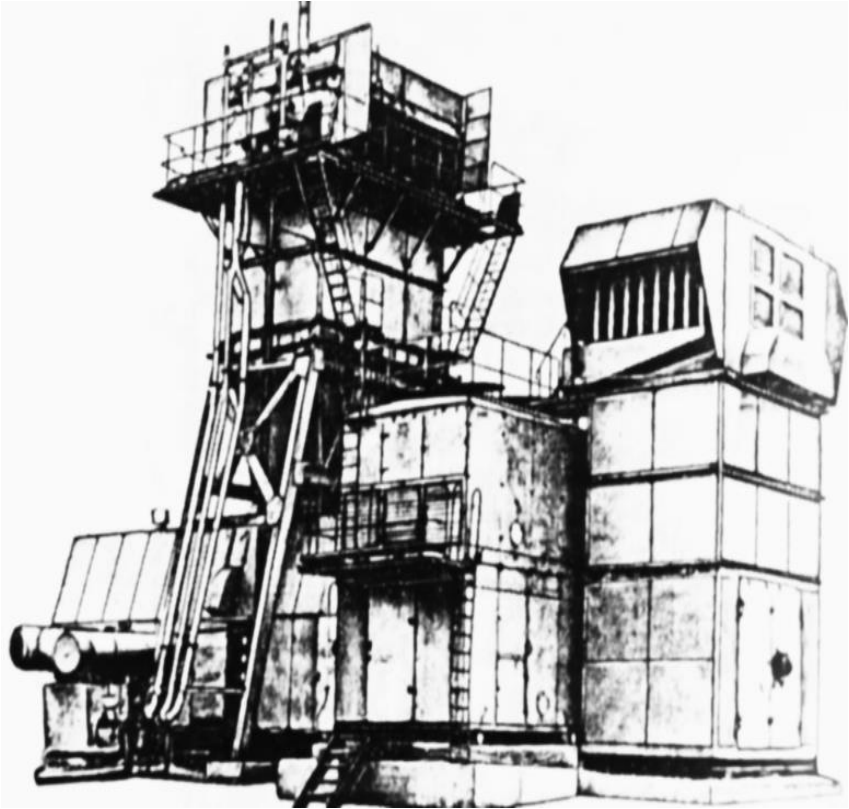


Рисунок 1.28 – Агрегат ГПА-Ц-16

Під час проєктування й виготовлення агрегат розбивають на блоки, кожний із яких змонтований у контейнер і виконаний у 100%-вій заводській готовності. На місці установлення здійснюють лише зчленування цих блоків в єдиний комплекс.

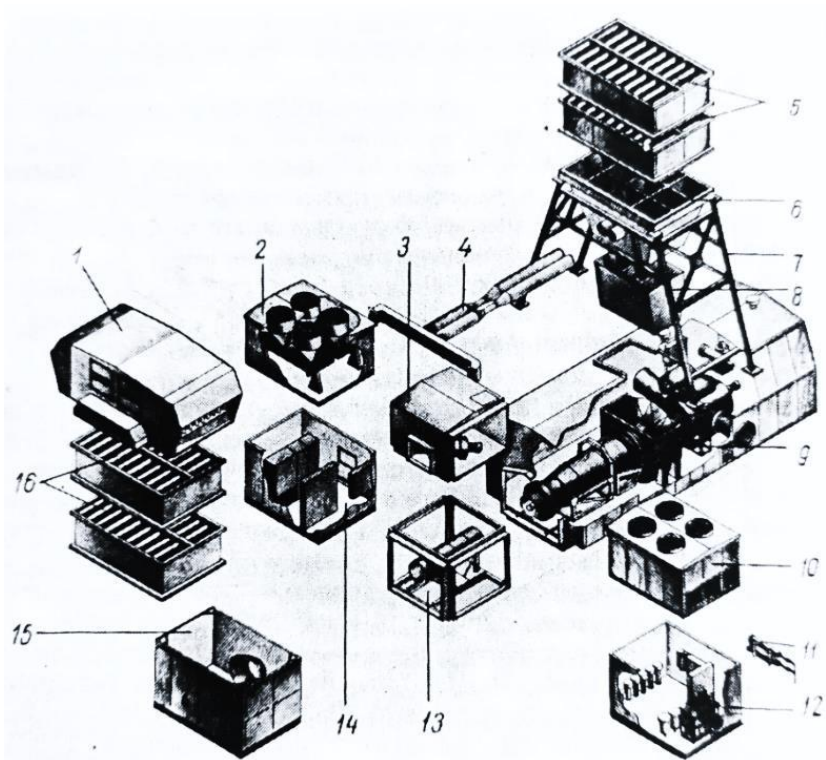


Рисунок 1.29 – Блоки агрегата типу ГПА-Ц-16:

1 – ВОУ; 2 – повітряні маслоохолоджувачі; 3 – відсік вентиляції;
 4 – трубопровід обігрівання циклового повітря; 5 – шумоглушники
 вихлопного тракту; 6 – вихлопний пристрій; 7 – опора; 8 – блок
 мастильних систем; 9 – турбоблок; 10 – повітряні маслоохолоджувачі;
 11 – паливний фільтр; 12 – блок мастильних систем; 13 – проміжна
 камера; 14 – блок автоматичного керування; 15 – всмоктувальна
 камера; 16 – шумоглушники всмоктувального тракту

1.6 ПРОЄКТУВАННЯ «ВІД ПРОТОТИПУ»

1.6.1 Суть методу використання прототипів

Виробники компресорів, що працюють на світовому ринку, мають великий досвід розроблення, виготовлення та експлуатації компресорів. Такі компанії мають великі технічні архіви – бази даних на паперових (креслення) і цифрових носіях. Одержавши замовлення на поставку компресора, фахівці насамперед звертаються до бази даних із метою знайти найбільш близький прототип із минулих розробок. У цьому разі враховують основні чинники: газ (або газова суміш), продуктивність, ступінь стиснення, тиск нагнітання. Особливий вплив на конструкцію мають властивості газів: молекулярна вага, агресивність щодо матеріалів, пожежо- та вибухонебезпечність, токсичність та ін. Конструкційні матеріали: сталь, сплави, герметики, змащувальні мастила і охолоджувальні рідини повинні забезпечувати тривалу і безпечну надійність машини.

Потім із відібраних прототипів вибирають той, у корпусі якого найкращим чином розміщується необхідна проточна частина (тобто внутрішній корпус). Для цього виконують газодинамічний розрахунок проточної частини за необхідними параметрами витрати та напору. Варіюючи характеристиками використовуваних ступенів (ККД, коефіцієнт напору) намагаються вписати нову проточну частину в корпус прототипу, який має певні величини внутрішнього діаметра і довжини. Тут можуть виникнути труднощі: якщо, наприклад, у прототипі передбачалося установлення 6 робочих коліс, а в новому варіанті

необхідно 5 коліс (тобто ступенів) або, навпаки, потрібно встановити 7 ступенів. У першому випадку допускається на місце «зайвого» ступеня встановлювати проставку, а у другому випадку, якщо вичерпані можливості підвищення напірних ступенів (наприклад, збільшенням кута виходу потоку з робочого колеса або вихідного діаметра коліс), то альтернативою може бути або корпус іншого прототипу, або додатковий корпус компресора. Таке ускладнення конструкції компресора дуже не бажане. Можливо потрібно повернутися до вихідних вимог і разом із замовником шукати більш раціональне рішення за допомогою коригування параметрів або перегляду всієї схеми турбокомпресорної установки, включаючи привод. Якщо альтернативи немає, то доводиться застосовувати гібридну схему компресора: прототип + додатковий корпус або корпус, що попередньо входить + прототип. Іноді доводиться підвищувати частоту обертання вала компресора установленням або заміною зубчастої пари редуктора.

Задаємося питанням: настільки не вигідно використовувати прототип, тобто лише корпус? Звернемо увагу, що в цьому разі використовують готовий корпус разом з додатковим оснащенням: торцеві кришки (з вертикальним рознімом корпусу), вузли кінцевих ущільнень, опорний та опорно-упорний підшипники, з'єднувальні муфти. Але й це ще не все. Використовують складну систему кінцевих маслозапірних ущільнень (насоси, фільтри, маслоохолоджувачі, регулятори перепаду тиску, масловідвідники, дегазатори масла, масляні баки і т. ін.). Застосовують також системи змащування

підшипників, охолодження газу й масла, КВПіА та ін. Усе це значно економить час, працевитрати й фінансові вкладення. Що стосується системи охолодження газу прототипу, то вона повинна бути перерахована на необхідний склад газу і внесені відповідні корективи конструкції й матеріального виконання.

1.6.2 Метод заміни проточної частини (ЗПЧ)

Гарним прикладом використання прототипів є досвід Сумського НВО м. Суми. Як відомо, об'єднання випускає серійно двоступеневі нагнітачі природного газу ГПА-Ц-6,3 ($P_n = 4$ МПа, $P_k = 5,6$ МПа, $N = 6,3$ МВт) і ГПА-Ц-16 ($P_n = 5,4$ МПа, $P_k = 7,6$ МПа, $N = 16$ МВт), призначені для роботи на газоперекачувальних станціях (КС) із нормальними умовами по тиску і продуктивності. У процесі тривалої експлуатації свердловин тиски газу і дебіт свердловин знижуються. Тиск нагнітання і продуктивність КС зменшуються безперервно, досягаючи критичних значень. Це ускладнює режим роботи загальної газотранспортної системи. У разі помірного зменшення тиску можна прямо в корпусах існуючих нагнітачів замінити проточну частину на ступені більш високої напірності, нічого не змінюючи. Упродовж тривалої експлуатації таку заміну доводиться робити декілька разів. Така проточна частина називається змінною (ЗПЧ) (рис. 1.30 а). Якщо зниження тиску істотне, то доводиться на вході в КС встановлювати дотискні компресори або навіть дотискну станцію (ДКС). Дотискні агрегати – це ті самі вихідні нагнітачі, але вже зі ЗПЧ (рис. 1.30 б). Заміна

проточної частини відбувається прямо на місці експлуатації КС або ДКС з мінімальними витратами.

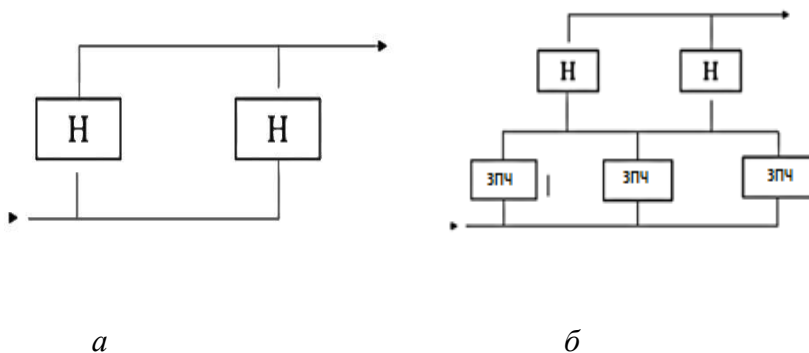


Рисунок 1.30 – Принципова схема газоперекачувальних станцій: *а* – лінійна КС; *б* – дотискна ДКС;
Н – нагнітачі; ЗПЧ – нагнітачі за змішаними проточними частинами

Обидва вищенаведених методи передбачають максимальне використання вже засвоєних у виробництві деталей і вузлів компресорів, тобто по суті це методи часткової уніфікації. Саме такі методи найбільш поширені на практиці компресоробудування. Побудова й освоєння методології «класичної» уніфікації потребують значних інвестицій і доступні лише для великих компаній зі значними обсягами виготовлюваної продукції.

Підбиваючи підсумок, можна зазначити, що в будь-якому разі проектування турбокомпресорів – процес нестандартний, не рутинний, але творчий, що потребує глибоких знань із теорії турбокомпресорів, практичного досвіду, володіння сучасним інструментарієм – новітніми технологіями розрахунків, оптимізації та комп’ютерної графіки.

Покажем є досвід використання такого методу проектування в СКБ-К СМНВО м. Суми. На базі двох газотурбінних двигунів авіаційного типу потужності 6,3 і 16 МВт було розроблено більше ніж 30 модифікацій газоперекачувальних агрегатів типу ГПА-Ц-6,3 і ГПА-Ц-16, із яких цілу низку було спроектовано з використанням базових корпусів нагнітачів та допоміжних вузлів і систем. У цьому в корпусі були розміщені одна, дві й три ступені проточної частини. На рисунку 1.31 наведено поздовжній переріз базового нагнітача НЦ-16/76-1,44 у двоступеневому виконанні, а на рисунку 1.31 *а, б* – варіанти одно- і трьох ступеневої проточних частини, що встановлені в такому самому корпусі.

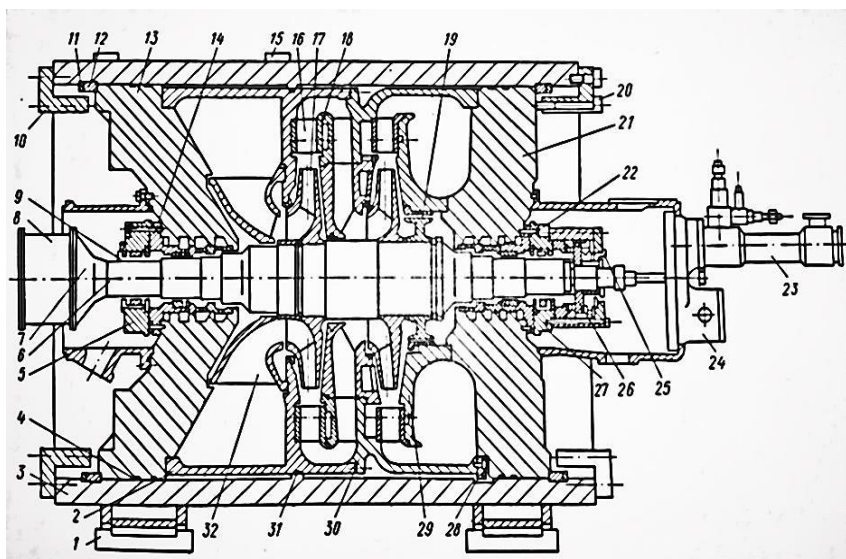
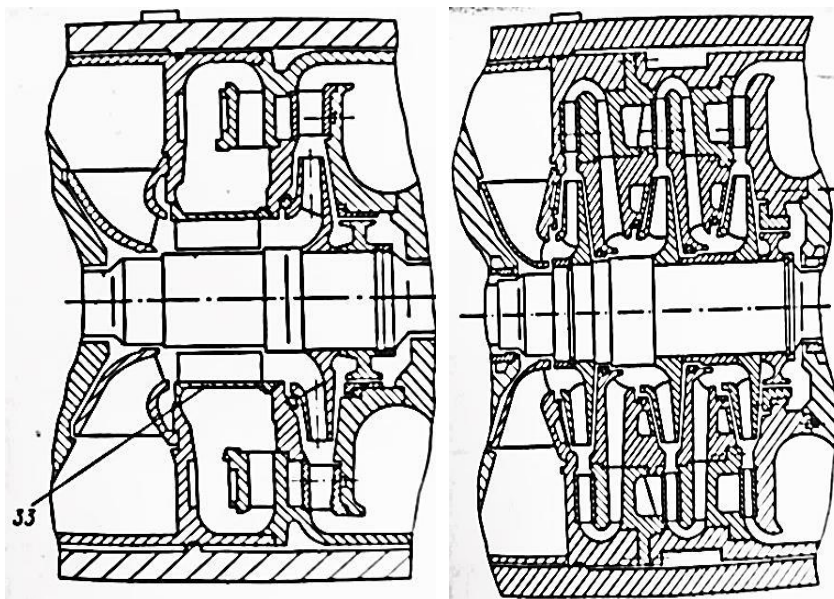


Рисунок 1.31 – Нагнітач ГПА-Ц-6,3 базовий



a

б

Рисунок 1.32 – Змінні проточні частини (ЗПЧ)
до нагнітача ГПА-Ц-6,3

Параметри цих модифікацій (табл. 1.1) істотно розширили діапазон застосування агрегатів без значних втрат.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики нагнітачів типорозмірного ряду НЦ/16

Марка нагнітача	Кількість ступенів	D_2 , м	b_2 , мм	β_2 , град.	Ступінь стиснення
НЦ/16 – 1,44	1	800	12	32	1,44
НЦ/16 – 1,5	2	835	15	32	1,5
НЦ/16 – 1,25	3	780	17	34,5	1,25

1.6.3 Наближений метод корекції характеристик компресора

1.6.3.1 Методика наближеного розрахунку параметрів проєктованого компресора

Підбираючи прототипи (найближчі моделі за газом, параметрами і характеристиками) враховують такі фактори:

- робоче тіло (газ, газова суміш);
- параметри (тиск, продуктивність, потужність, частоту обертання ротора);
- безрозмірні характеристики (Φ_0 , $\psi_{ад}$, $\eta_{ад}$).

Після вибору прототипу визначаємо його параметри (V , π , N). Вважаємо, що безрозмірні характеристики прототипу зберігають свої значення і для нової машини (після перевірки співвідношень чисел M та Re , а також показника адіабати k). Далі виконуємо попередній розрахунок параметрів нової машини (V' , π' , N').

Розрахунки є наближеними, що ґрунтуються на спрощених поняттях теорії подібності і на деяких штучних прийомах, що не мають суворого теоретичного обґрунтування. Результати розрахунків нової машини тим більш представницькі, чим ближче значення факторів, властивих прототипу і проєктувальній машині.

На практиці такі наближені розрахунки називають *прикидними*. Вони дозволяють вибирати найбільш відповідний, перспективний прототип. А остаточну відповідь одержують за допомогою точного термогазодинамічного розрахунку.

Нижче розглянемо деякі з таких розрахунків.

Припускаємо, що обрані прототипи, геометричні й режимні параметри яких

$$D_1, D_2, \nu_2, n, V, \pi, N.$$

Потрібно спроектувати компресор на подібний газ із параметрами V і π .

Можливі декілька способів використання прототипу:

- 1) без будь-якого перероблення;
- 2) зміною частоти обертання ротора;
- 3) підрізанням вихідного діаметра коліс D_2 ;
- 4) зміною ширини колеса ν_2 ;
- 5) комбінаціями 2-го, 3-го і 4-го варіантів.

1.6.3.2 Зміна частоти обертання

Для заданої геометрії компресора всі його робочі характеристики залежать від колової швидкості обертання робочого колеса на виході u_2 чи, внаслідок співвідношення $u_2 = \frac{1}{60} \pi D n$, від частоти обертання ротора. Згідно з теорією подібності маємо співвідношення параметрів машини за зміни частоти обертання:

$$\frac{V'}{V} = \frac{n'}{n}; \quad \frac{(\pi'^{m-1})}{\pi^{m-1}} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3, \quad (1.1)$$

де $m = \frac{k-1}{k}$.

Вважається, що за зміни n не відбувається зміни газодинамічних характеристик. Тобто впливом зміни чисел M і Re можна знехтувати.

Якщо величина напору в ступені чи в нагнітачі невелика порівняно з загальним рівнем тиску, то для спрощення розрахунків можна замість другої формули (1.1) використовувати залежність

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{u_2'}{u}\right)^2, \text{ звідси } p'_k = p_n + \Delta p' \quad (1.1')$$

(оскільки параметри газу на вході незмінні, то $p_n = const$).

Тому співвідношення легко одержати з відомих залежностей:

$$V = \Phi_o \frac{\pi D_2^2}{4} u_2, \text{ тобто } V \sim u_2, \quad (1.2)$$

$$h = \Psi_{ад} u_2^2, \text{ тобто } h \sim u_2^2.$$

Підкреслимо ще раз, що використання залежностей передбачає незмінність газодинамічних характеристик:

$$\Phi_o = const, \quad \Psi_{ад} = const, \quad \eta_{ад} = const.$$

Якщо потрібно змінити лише один із параметрів компресора-прототипу за рахунок зміни частоти обертання, то в цьому разі змінюється й два інших параметри у відповідних пропорціях. Наприклад, якщо потрібно збільшити продуктивність V на 20 %, то напір збільшиться в 1,44 раза, а потужність – в 1,728 раза. Таким чином, цей метод не має необхідної гнучкості для одержання потрібних сполучень параметрів.

1.6.3.3 Метод підрізання D_2 робочого колеса

Цей метод застосовують у випадках, якщо потрібно зменшити напір компресора, зберігаючи частоту обертання ротора $n = const$. Водночас напір зменшується в пропорції:

$$\frac{n'}{n} = \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} \sim \left(\frac{u_2'}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2, \quad (1.3)$$

де D_2' – діаметр підрізання коліс.

Якщо підрізання колеса невелике, то з певним ступенем наближення можна вважати, що газодинамічні характеристики незмінні. Продуктивність на всмоктуванні незмінна ($V = const$), а потужність зменшиться в співвідношенні згідно з

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{u'_2}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2. \quad (1.4)$$

Якщо потрібно збільшити напір, то D_2 збільшують, що не завжди можливо з конструктивних обмежень статорної частини компресора.

1.6.3.4 Метод паралельного перенесення покривного диска колеса

Паралельним перенесенням покривного диска досягають звуження каналів робочого колеса v'_2/v_2 . Передбачається, що в такій самій пропорції відбудеться зменшення продуктивності ступеня. Оскільки частота обертання n і діаметр колеса D_2 залишаються незмінними, то напір ступеня h (чи Δp) також вважають незмінним. У цьому разі

$$V' = V \frac{v'_2}{v_2}, h = h', N' = N \frac{v'_2}{v_2}. \quad (1.5)$$

Використовуючи попередні вкладки, одержуємо ($u = const$):

$$\frac{V'}{V} = \frac{v'_2}{v_2}, \frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2, \frac{N'}{N} = \frac{v'_2}{v_2} \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2. \quad (1.6)$$

Необхідно ще раз підкреслити, що такі розрахунки прикидні, орієнтовні й потребують подальшого уточнення.

РОЗДІЛ 2

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ПРОЄКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

2.1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ПРО ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМНОГО АНАЛІЗУ ПІД ЧАС ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОМАШИН

2.1.1 Турбокомпресори як складний технічний об'єкт

Насамперед уточнимо поняття «турбомашина». Зазвичай під ним розуміємо турбокомпресор, тобто машину, в якій відбувається перетворення механічної енергії на енергію стисненого газу. Така машина складається з корпусу (корпусів), в якому встановлені ротор із робочими колесами й проточна частина, утворена нерухомими елементами. Реально така машина працювати не може, тому що їй необхідні додаткові й допоміжні системи та агрегати. Сукупно такий комплекс називають турбоустановкою. Це складна технічна система (СТС), приклади якої наведені на рисунках 2.1 і 2.2.

Головним агрегатом установки зазвичай, є турбокомпресор. Це складна щодо будови машина, що має рухомі й нерухомі елементи, в яких відбуваються різноманітні процеси:

- термодинамічні (стиснення газу);
- газодинамічні (переміщення газу);
- гідродинамічні (в ущільненнях і підшипниках);
- теплові (охолодження газу й мастила);
- пружні деформації (в корпусі, робочих колесах і т. ін.);

– динамічні навантаження (в роторній системі) та ін.

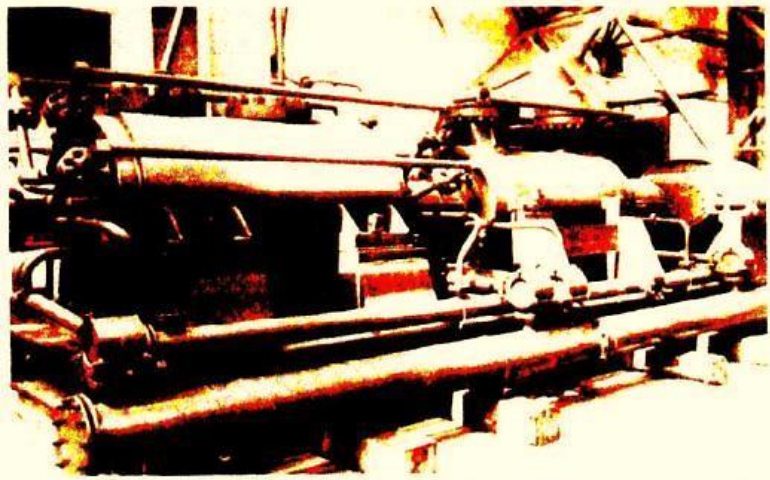


Рисунок 2.1 – Компресорна установка 43ГЦ-6,3/110 для газліфтного видобування нафти



Рисунок 2.2 – Відцентрова компресорна установка 43ГЦ1-210/31 для підземних сховищ природного газу

Усі ці процеси відбуваються в тісному зв'язку, одночасно. Таким чином, і, власне, турбокомпресор повною мірою підходить під визначення СТС.

Головний сенс представлення турбомашини як СТС полягає в необхідності взаємодії елементів системи, в яких відбуваються різні фізичні процеси, але вони (процеси) пов'язані між собою, наприклад, пружна деформація стінки проточного каналу змінює картину течії, відповідно змінюється вплив на стінку і т. ін.

Таким чином, задачі розрахунку СТС зводяться до пошуку рівноважного стану елементів за різних режимів роботи системи і зовнішніх впливів.

Залежно від властивостей газу, параметрів і режимів роботи така система може ускладнюватися чи спрощуватися. В основних випадках додаткові системи комплектуються готовими виробами, їх елементна база розвинена достатньо широко. Винятком є турбомашини спеціального виконання, наприклад, із магнітним підвісом ротора, із сухими газодинамічними ущільненнями, з кінцевими маслозапірними ущільненнями високого тиску і т. ін. Такі випадки потребують індивідуального підходу до проєктування.

СТС – це технічна система чи об'єкт, що складається з багатьох елементів, які взаємодіють між собою і з зовнішнім середовищем (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 – Структурна схема СТС-турбоагрегата

Під визначення СТС підпадають навіть окремі вузли й системи турбокомпресора, наприклад, роторна система – вал із робочими колесами, думісом, опорним та опорно-упорним підшипниками (рис. 2.4), або система валопроводу: привод – редуктор – ротори корпусів – з’єднувальні муфти і т. ін.

Рівень складності СТС характеризується не лише конструктивною складністю елементів (деталей, вузлів, підсистем), а й кількістю процесів та їх взаємодій. Вочевидь розрахунки та проектування СТС потребують спеціальних методів.

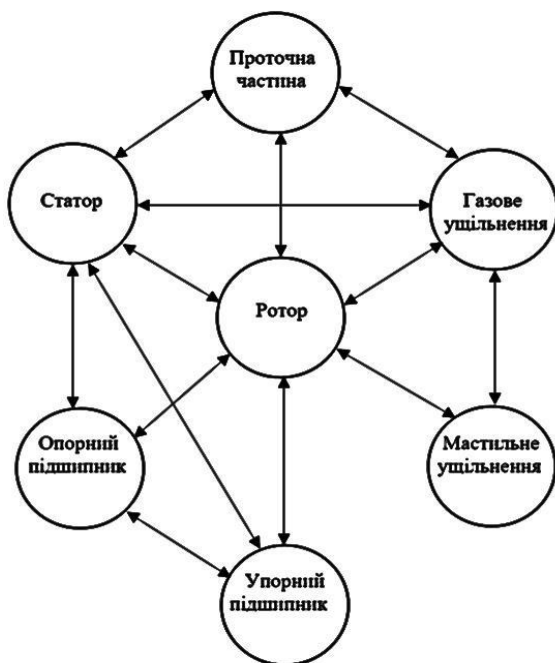


Рисунок 2.4 – Схема взаємодії елементів роторної системи

2.1.2 Основні відомості про методологію проєктування складних технічних об’єктів

2.1.2.1 Термінологія і поняття

Тут ми будемо говорити про досягнення максимально можливої ефективності турбомашин на стадії проєктування. Нагадаємо деякі терміни і поняття.

Ефективність турбомашин – це не лише її висока економічність (тобто ККД), а й тривала надійність експлуатації. Вочевидь, що це основний узагальнювальний показник якості турбомашини. Цей показник залежить від

безлічі факторів і параметрів, що визначають конструкцію машини, а також умови її роботи.

Фактор – це тип, вид впливу на турбомашину та її елементи.

Параметр – кількісне вираження сили, рівня впливу того чи іншого фактору. Наприклад, таких факторів, як навантаження на машину, нагрівання (охолодження), інтенсивність руху, вплив робочого середовища на елементи конструкції, механічні дії і т. ін. Параметрами є відповідно продуктивність (витрата), $\text{м}^3/\text{хв}$ (кг/с), або потужність (кВт), температура (К), швидкість (м/с, об/хв), тиск МПа, сила Ньютон. Процес проектування турбомашини – це пошук найкращого, оптимального варіанта в умовах впливу великої кількості факторів. Виникають питання: з якого погляду оптимальний варіант, найбільш економічний (максимум ККД), найменш металомісткий, із найменшими габаритами, найбільш екологічний? Необхідно сформулювати мету (або цілі).

Мета – розроблення проекту кінцевий результат, попередньо ідеалізоване уявлення про яке сформульовано заздалегідь. За якої умови вдасться досягти поставленої мети? Мірилом цього є критерій.

Критерій – показник або величина, за якою визначають ступінь досягнення поставленої мети. Наприклад, під час проектування турбомашин це можуть бути ККД (%), питома металомісткість (кг/кВт), рівень звукового тиску (ДБ) і т. ін.

Як ілюстрацію розглянемо приклад проектування безлопатевого дифузора (БЛД) ступеня відцентрового компресора (рис. 2.5). Мета – підвищення ефективності

БЛД за рахунок мінімізації гідравлічних втрат під час течії газу. Критерій – коефіцієнт гідравлічних втрат у дифузорі.

$$\zeta = \frac{\Delta p_o}{\rho c^2/2}, \quad \Delta p_o = p_{2o} - p_{3o}.$$

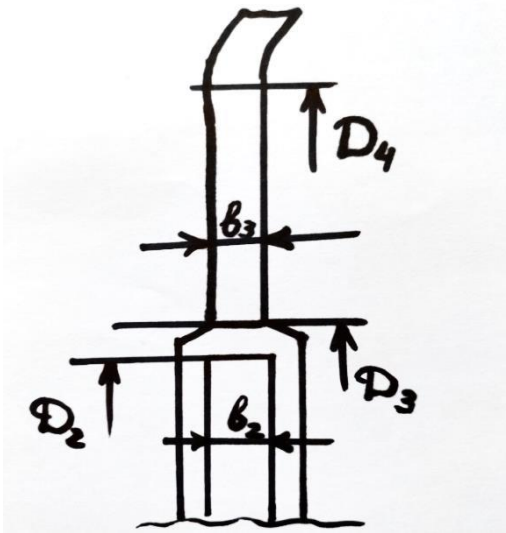


Рисунок 2.5 – Схема фрагменту ступеня

Варіюванню підлягають лише два геометричних фактори: D_4 і b_3 – діаметр і ширина БЛД, P – параметри – кут α_2 і швидкість C_2 – виходу потоку з робочого колеса вважають заданими. Також задана геометрія входної ділянки БЛД (між D_2 і D_3).

З використанням сучасних CFD розрахункових методів виконуємо низку варіантних розрахунків, варіюючи параметрами в заданих межах. Вибираємо той варіант, за якого коефіцієнт втрат у дифузорі виявився найменшим. Чи можна вважати, що це оптимальний

варіант, тобто що ми зробили оптимізацію БЛД? Звичайно, ні! Просто ми вибрали найкращий варіант із прорахованих.

Суть у тому, що за дискретного (точкового) завдання значень параметрів D_2 і b_3 можна «проскочити» точку оптимуму. Але навіть багаторазово збільшивши кількість варіантів, ми не досягнемо оптимуму, тому що в аналізі використана дуже мала кількість факторів, що, безумовно, впливають на течію в БЛД. Ось деякі з них: форма поверхонь стінок БЛД, розмір D_3/D_2 і форма вхідної ділянки дифузора, а також режимні параметри потоку на вході в БЛД: C_2 , α_2 , M_2 і т. ін. З розглянутого прикладу випливає, що спроба оптимізації навіть окремого елемента конструкції під час лише трьох факторів / параметрів виявляється дуже трудомісткою. А якщо потрібно врахувати велику кількість факторів, то завдання стає ще більш складним і називається *багатофакторним та багатопараметричним*.

На практиці розроблення турбомашин трапляються випадки, коли під час оптимізації доводиться досліджувати не одну мету, а декілька. Наприклад, досягти максимальної ефективності та одночасно мінімальних масогабаритних показників (важливо для авіації). Така оптимізація називається *багатоцільовою*. У цьому разі ступінь досягнення кожної мети характеризується прийнятим критерієм, тобто оптимізація стає *багатокритеріальною*. Чи можна вважати, що, виконавши процедури, які задовольняють зазначені вище умови, ми, нарешті, отримали оптимально спроектовану турбомашину? Відповідь: ні! Справа в тому, що машини взагалі, а турбомашини зокрема практично ніколи не працюють,

принаймні тривало, на розрахунковому режимі. Навіть стаціонарні газові компресори, що безперервно працюють на лініях виробництв (як, наприклад, у виробництві аміаку), працюють на змінних режимах подачі природного газу з мережі через мінливість складу природного газу, тиску, температури, подачі. Дійсний графік навантаження відрізняється від розрахункового. Це накладає ще одну істотну вимогу до оптимізації: *змінність режиму експлуатації*.

2.1.2.2 Суть системного аналізу складного технічного об'єкта

Попередні міркування можна резюмувати таким чином: оптимізація турбомашини в загальному випадку повинна бути багатофакторною, багатопараметричною, багатоцільовою, багатокритеріальною, на змінних режимах.

Саме такий підхід є сучасним трендом розвитку методів розрахунку й проєктування турбомашин. Цим займаються провідні організації низки передових країн. Одне з провідних місць у цьому напрямку належить турбобудівникам Харківської наукової школи (НТУ «ХП», ПМашНАНУ, НВО «Турбоатом»). Відзначимо, що турбобудування завжди було провідною галуззю, дуже наукоємною. Це пояснюється першорядною важливістю енергетики, величезними поодинокими потужностями турбоагрегатів електростанцій, проблематикою теорії складних робочих процесів, величезними навантаженнями і т. ін. Тому в енергомашинобудування завжди вкладали великі кошти й ресурси. Цього не можна сказати про

турбокомпресоробудування, де поодинокі потужності агрегатів невеликі, проблематика простіша. Галузь тривалий час була консервативною, менш розвиненою. І лише останніми десятиліттями, з огляду зростання видобування природного газу, газового конденсату та нафти, ця галузь одержала імпульс і ресурси, що привело до великих успіхів у створенні турбокомпресорів. До провідних на світовому ринку ввійшла Сумська наукова школа турбокомпресоробудування (ВНДІкомпресормаш, Сумське МНВО). У СумДУ роботи з оптимізації конструкцій відцентрових компресорів почали проводити уже в сучасній постановці.

Вочевидь, що навіть маючи у своєму розпорядженні найдосконаліші засоби обчислень (надпотужні комп'ютери, нові програмні комплекси), оптимізація конструкції. Згідно із загальним алгоритмом, абсолютно неможлива через величезну кількість факторів, параметрів, критеріїв, безлічі взаємодіючих і взаємозалежних елементів, деталей, вузлів, систем. Такі технічні об'єкти відносять до класу *складних технічних об'єктів* (СТО) або систем (СТС). Розрахунок та дослідження таких об'єктів потребують принципово нових підходів і методів. Останніми десятиліттями виникла й стрімко розвивається теорія СТС на базі системного підходу на відміну від існуючого поелементного підходу. Виникла нова наука – *систематологія*, основою якої є системний, комплексний підхід до поведінки об'єкта. Мета системного аналізу – оптимізація СТО. Системний підхід передбачає такі основні положення:

1 Визнання та використання концепції складного технічного об'єкта (у нашому випадку – турбомашини).

2 Застосування і розвиток кібернетичних методів аналізування систем.

3 Застосування новітніх комп'ютерних засобів і технологій.

4 Застосування й розвиток методів оптимізації конструкцій СТС.

2.1.3 Інструментарій системного аналізу СТО

Насамперед зазначимо, що це новий напрямок у дослідженнях на стадії формування. Важливо також розуміти, що мета такого аналізу не теоретичні, а чисто прикладні задачі, спрямовані на створення ще більш досконалих технічних об'єктів, хоча їх досягнення передбачають і розвиток теоретичних методів дослідження. На цей час у доступних джерелах відсутні відомості про вирішення проблеми оптимізації СТО в комплексі, в повному обсязі. Однак є значні успіхи під час оптимізації окремих складних вузлів і систем СТО. Наприклад, відомі досягнення Харківської наукової школи в дослідженнях та оптимізації теплових схем і проточних частин потужних багатоциліндрових парових турбін (Многокритериальная, многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учётом режимов эксплуатации : монография / А. В. Бойко и др. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – 220 с.).

Методологія дослідження СТО передбачає використання багатьох наук. Серед яких науки про робочі процеси в енергетичних машинах: термодинаміка, теорія

газів, газо- і гідродинаміка, теплопередача, а також прикладні науки: динаміка і міцність, теорія коливань і т. ін. Завдання системного дослідження турбомашин у повній постановці повинне враховувати безліч факторів і параметрів, умов, обмежень та ін. Такі завдання називають *багатовимірними*. Для їх опису використовують системи диференціальних рівнянь різних взаємодіючих процесів із різноманітними граничними умовами. Інтегрування таких систем рівнянь навіть із застосуванням мегакомп'ютерів не уявляється можливим. Необхідні інші підходи. Цьому й слугує *систематологія* – теорія системного підходу до вирішення складних завдань. Основна проблема, яку покликана вирішувати систематологія, – це істотне зменшення розмірності вирішуваних завдань без втрати необхідної точності результатів. Її результат – оптимізована конструкція СТО.

Для зниження розмірності вирішуваних завдань застосовують великий арсенал передових досягнень суміжних наук: обчислювальної математики, теорії ймовірності та статистики, теорії графів, аналітичної геометрії, логіко-ймовірне моделювання, формальне моделювання і т. ін. Наведемо декілька ілюстративних прикладів. Базовою є обчислювальна математика і, насамперед, методи математичної оптимізації, що для багатовимірних функцій є складним завданням. Існує багато точних та евристичних методів оптимізації, що не завжди гарантують правильний результат. Пошуки тривають.

Для інтегрування рівнянь в області параметрів робочого процесу доводиться ставити граничні умови, які часто мають складну геометричну форму. Щоб уникнути

завдання з безліччю точок у координатах, використовують прийоми аналітичної геометрії, що дозволяють задати геометричну форму кінцевим числом точок без втрати точок. Дуже зручним і продуктивним прийомом є уявлення СТО у вигляді багаторівневої *ієрархічної схеми* за принципом «від загального до конкретного». Приклад такого уявлення для дослідження паротурбінної установки (блоку) показаний на рисунку 2.6. Розрахунки проводять за схемою згори вниз із можливими поверненнями, для того щоб задовольнити вимоги оптимальності. Для скорочення обсягу обчислень на кожному рівні створюють формальну (нефізичну) модель, просту, наприклад у вигляді багаточлена, для подальшого використання на даному ієрархічному рівні.

Наприкінці необхідно відзначити, що відбувається бурхливий розвиток теорії систематології та методів її застосування. Особливо це важливо для надскладних технічних об'єктів, таких наприклад, як атомні електростанції, атомні підводні човни, балістичні ракети і т. ін. Такі об'єкти зазнають високих ризиків унаслідок випадкових та важкопрогнозованих факторів. Для оцінювання ймовірності ризиків використовують логіко-ймовірнісне моделювання. Одним із засновників таких методів є Є. Д. Соложенцев – колишній начальник відділу САПР ВНДІкомпресормашу і професор СумДУ.

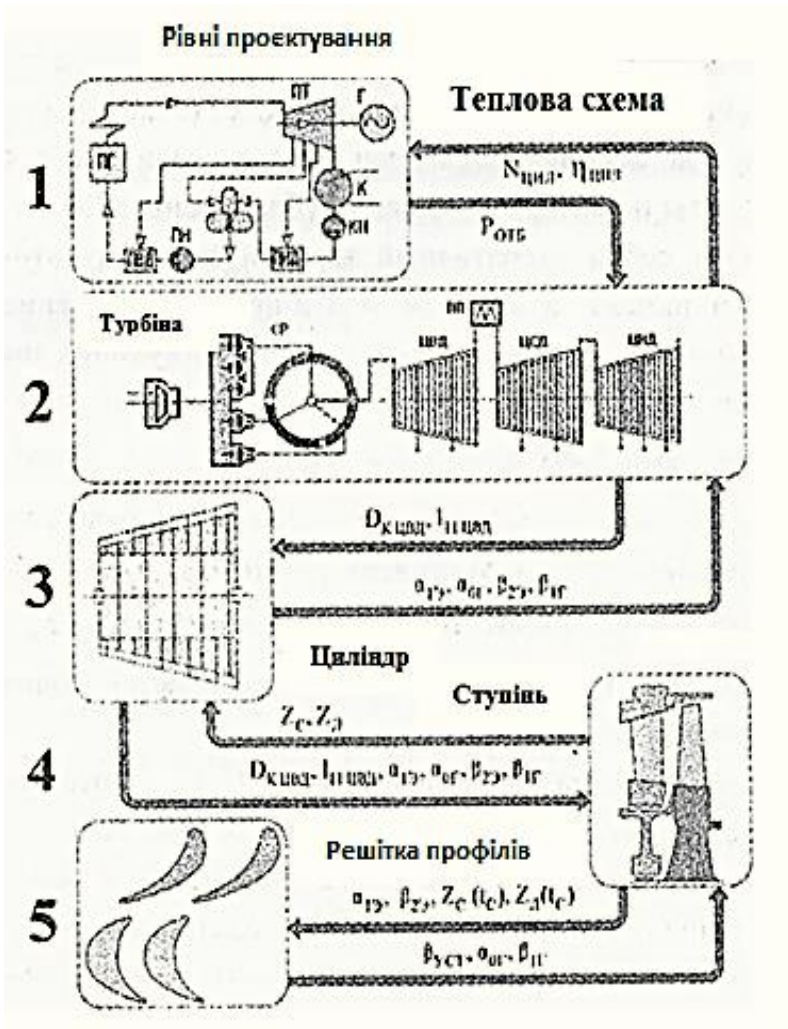


Рисунок 2.6 – Структура алгоритму оптимального проектування паротурбінного блока

2.2 ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ВИБОРУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТУРБОКОМПРЕСОРА

2.2.1 Вибір теплової схеми турбокомпресора

Після вивчення вихідних даних на проектування розпочинають перший етап – формування загальної структурної схеми машини в такій послідовності:

- 1) вибір приводного двигуна і трансмісії;
- 2) визначення кількості корпусів та секцій стиснення;
- 3) визначення кількості ступенів у корпусах.

Як приводні двигуни стаціонарних промислових турбокомпресорів застосовують (у міру поширеності) такі:

- асинхронні електродвигуни;
- газові турбіни;
- парові турбіни.

Найбільш поширеними є асинхронні електро-двигуни, що характеризуються високим ККД (до 95–97 %) на номінальному режимі, високою надійністю, простотою експлуатації. Їх істотним недоліком є низька частота обертання ротора (до 2 960 об/хв). Для турбокомпресорів звичайних схем необхідна частота обертання від 5 000 до 15 000 об/хв і більше. Тому використовують підвищувальні зубчасті редуктори – мультиплікатори. У цьому разі мова йде про трансмісію – муфта двигуна – мультиплікатор – муфта компресора. Застосування мультиплікатора ускладнює схему й конструкцію компресорної установки та потребує додаткової витрати на змащування й охолодження зубчастої пари.

Ще одним недоліком асинхронного електропривода є дуже складне його регулювання за частотою обертання. Існуючі пристрої й системи тиристорного перетворення

частоти живильного струму для великих потужностей дуже складні й витратні.

Асинхронний електропривод застосовують для стаціонарних компресорів, що працюють на режимах, близьких до постійних.

У газовій промисловості ще в 50–60-х роках минулого століття стався перехід приводів нагнітачів природного газу від електродвигунів до газотурбінних двигунів, що працюють на перекачувальному природному газі. З цією метою у великій кількості застосовують газові турбіни авіаційного типу, паливні системи яких переводяться з гасу на газ, а також спеціально розроблені стаціонарні газові турбіни. Авіаційні турбіни забезпечили низку переваг: відносно малі масогабаритні показники, простота транспортування й монтажу, висока частота обертання: 8 200 об/хв для 6,3 МВт і 5 300 об/хв для 16 МВт, а також можливість гнучкого регулювання на змінних режимах.

Відоме також використання судових газових турбін 25 МВт.

На великих підприємствах хімічної й нафто-переробної промисловостей використовують енерго-ресурси у вигляді природного газу, водяної пари. Особливо ефективну утилізацію водяної пари, відпрацьованої в технології та після підігрівання, використовують для парової турбіни, що надає турбокомпресору.

Чудовим прикладом такої схеми є компресорна установка для виробництва аміаку (рис. 2.7).

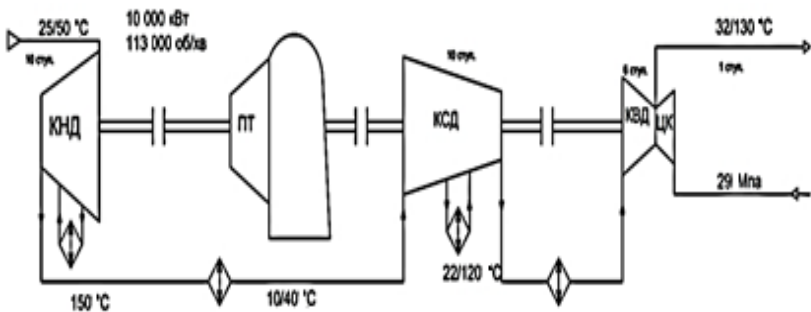


Рисунок 2.7 – Схема компресорної установки синтез-газу 433ГЦ2:

П – парова турбіна, КНД, КСД і КВД + ВК – корпус циркуляційного компресора (цифрами позначені тиск у МПа і температура в °С)

Вибираючи кількість корпусів і секцій стиснення керуються такими міркуваннями. Під час проєктування багатосекційних компресорів оптимальне значення ступеня підвищення тиску для всіх секцій беруть такими, що дорівнює

$$\varepsilon_{i\text{opt}} = (\varepsilon)^{1/i}.$$

Така формула справедлива лише в припущенні рівності ККД і температур на вході для всіх секцій. У цьому разі мінімальна робота стиснення газу має місце в усіх секціях, для яких $\varepsilon_i = \text{const}$. У дійсності ККД секцій послідовно зменшується і визначним параметром, стає температура газу на виході із секцій, що зазвичай не перевищує 100–120 °С.

Зважаючи на загальний ступінь підвищення тиску в установці, роблять попереднє розбивання, відрховуючи від величини зменшення об'ємної витрати в міру стиснення газу. Якщо в перших ступенях витрата така, що

дозволяє сформувати оптимальну геометрію проточної частини, а отже, й максимальний напір ступенів, то кількість ступенів можна вибирати від 6 до 10. Обмеженням є міжопірна відстань вала за умов динаміки ротора. З іншого боку, можливе надмірне нагрівання газу, що не допустимо. Тому ступені розбивають на 2 чи 3 секції з охолодженням газу після кожної секції стиснення.

У міру стиснення газу об'ємна витрата V на всмоктуванні ступенів зменшується. Відповідно повинні зменшуватися й розміри проточної частини $V \propto v_2 D_2$. Мета збереження оптимальної величини параметра v_2 / D_2 це зменшення абсолютних значень v_2 і D_2 і зменшення напору, тому що $h \propto u^2$, тобто зменшується ступінь підвищення тиску між ступенями. Унаслідок цього збільшують або кількість ступенів, або частоту обертання в межах можливого.

Зберігання оптимального значення d_{em} / D_2 призводить до стоншення вала й підвищення його гнучкості. Доводиться відступати від вимог оптимальності геометрії ступенів, беручи більше значення D_2 , відповідно збільшуючи напір і посилюючи вал. Таким чином досягається компромісне рішення.

Вище наведені загальні міркування з компонування проточної частини багатоступеневого компресора. На практиці необхідно враховувати й інші фактори: зі зменшенням діаметра робочих коліс збільшуються відносна величина внутрішніх протікань, тертя дисків і т. ін., що знижує ККД. Потрібно враховувати також нагрівання газу під час стиснення. Необхідність його

охолодження приводить до секційної конструкції корпусів стиснення.

Ураховуючи вищезазначене, надаємо такі основні рекомендації:

1 Загальний ступінь стиснення визначає кількість ступенів та їх розподіл на секції.

2 Кількість корпусів стиснення визначається кількістю секцій.

3 Належна кількість секцій у кожному корпусі визначається міжопірною відстанню, жорсткістю вала.

4 У міру підвищення тиску в проточній частині погіршуються газодинамічні характеристики ступенів (ККД і напір).

5 Ступінь стиснення між корпусами зменшується, що впливає з даних для деяких газових багатокорпусних компресорів:

6,3 ГЦ-300 (супутній газ) $\pi = 3,5; 21;$

6,3 ГЦ-170 (газліфт) $\pi = 3; 1,6;$

ТКА-Ц-16/50 (сайклінг-процес) $\pi = 3,2; 1,6;$

433 ГЦ 2 (синтез-газ) $\pi = 4; 2,2; 1,15.$

Залежно від умов конкретних родовищ, молекулярної ваги газу та інших факторів можливі відхилення цієї величини в той чи інший бік.

Процес стиснення газу в багатоступеневому корпусі компресора показано на рисунку 2.8. Стиснення відбувається до допустимої температури, тобто $t_k < [t]$. Відповідно підбирають кількість ступенів із необхідними газодинамічними характеристиками ККД, напору і витрати. Якщо не виходить забезпечити потрібний ступінь стиснення, необхідно здійснювати охолодження газу,

продовжуючи його стискати (рис. 2.9.) Таке стиснення називають *секційним*, охолодження – *проміжним*, а групи ступенів між охолоджувачами – *секціями*. Гіпотетично можна побудувати однокорпусний компресор із безліччю ступенів, секцій та проміжних охолоджень. Унаслідок великих осьових розмірів його виготовлення – складне технологічне завдання. Але основною проблемою такого компресора є неможливість забезпечення його працездатності й надійності з причини динамічної міцності й коливань.

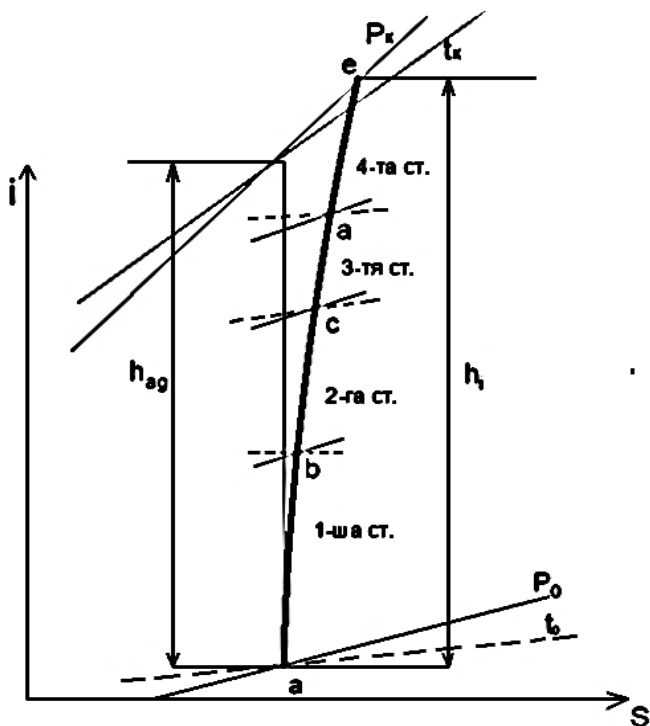


Рисунок 2.8 – Процес стиснення газу в 4-ступеневому корпусі в i -, s -діаграмах

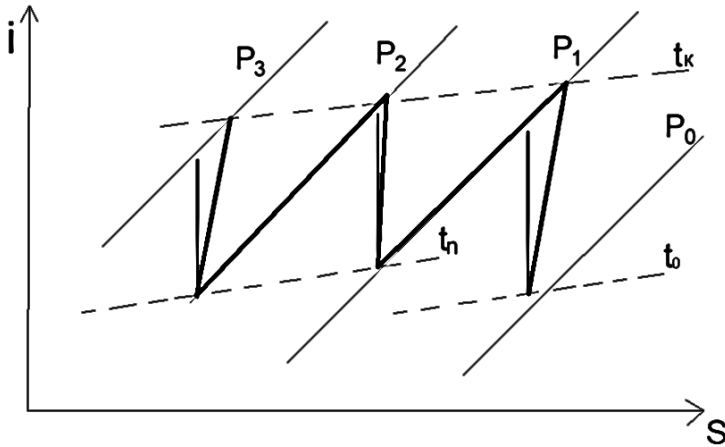


Рисунок 2.9 – i, s -Діаграми стиснення газу в 3-секційному компресорі з проміжним охолодженням

Вище наведена наглядна фізична інтерпретація процесу розподілу теплоперепаду між ступенями, секціями й корпусами компресора. У сучасній розрахунковій практиці використовують стандартні та спеціальні комп'ютерні програми, що вирішують завдання розбивання ітераційним методом.

Унаслідок етапу передчасного розподілу теплоперепадів для вибраної частоти обертання підбирають ступені з газодинамічними й геометричними характеристиками і згруповують секціями.

2.2.2 Вплив критичної частоти обертання ротора

На наступному етапі виконують ескізне опрацювання варіантів компонування компресора з розміщенням ступенів у секціях, а секцій – у корпусах стиснення. Це

можна виконати тому, що відомі осьові й радіальні розміри елементів ступенів.

Знаючи $d_{ет}$ робочих коліс ступенів, визначимо діаметр вала d , а, підсумувавши осьові розміри ступенів, вхідної й нагнітальної камер, проміжних міжсекційних камер, обчислимо осьовий розмір газодинамічного блока (внутрішнього корпусу). Додаючи з кожного боку вала ділянки для установаження кінцевих ущільнень і шийок під підшипники, маємо ескіз вала, визначальними розмірами якого є максимальний діаметр вала d_{max} і міжопірна відстань l . Важливим параметром є вага ротора G разом із робочими колесами, думісом, упорним гребнем, втулками і напівмуфтою. Згідно з ескізом будують розрахункову схему для визначення важливої характеристики ротора – частоти власних коливань ротора.

Можна зазначити, що з цього моменту розпочинається тісне співробітництво конструкторів та розраховувачів із розроблення й затвердження конструктивної схеми турбокомпресора.

Розглядають декілька варіантів схем компоновання компресора. Зазвичай беруть не більше ніж 4-ступеневих в одній секції. Найкращим варіантом є корпуси з жорстким ротором, що легко реалізується в тихохідних машинах (повітря- і газодувки) чи в одно-, дво- і триступневих нагнітачах. Переважна більшість промислових компресорів – швидкохідні, багатоступеневі, багато-секційні, з одним, двома чи трьома корпусами стиснення.

Нарешті, вибирають найбільш раціональний варіант компоновання компресора, ротор (чи ротори) якого задовольняють вимогу відбудови від небезпечних режимів

резонансних явищ на величину не менше ніж $\pm 15\%$ від частоти особистих коливань 1-го чи 2-го тону, тобто для жорсткого ротора повинна виконуватися умова

$$n < 0,85 n_{кр1},$$

а для гнучкого ротора –

$$1,15 n_{кр} < n < 0,85 n_{кр2}.$$

Зауважимо, що в умовах сьогодення виконання всіх зазначених розрахункових процедур здійснюється на ЕОМ за допомогою стандартних, спеціальних та імпортованих програм з автоматизованим пошуком найкращого варіанта, тобто оптимізацією компонованих схем, які приймають як перше наближення. Після цього й відповідно за загальним алгоритмом здійснюють уточнювальні розрахунки, в результаті яких може знадобитися коригування результатів першого наближення.

Коригування відбувається за двома напрямками:

1) за істотних відхилень розрахункових параметрів від вимог технічного завдання (кінцевого тиску продуктивності, споживаної потужності). У цьому разі доводиться підбирати ступені з більш відповідними характеристиками і знову виконувати розрахунки;

2) за незадовільних динамічних характеристик ротора (близькість власної частоти коливань ротора до робочої частоти обертання). Тут необхідно вжити заходів щодо зміни діаметра вала та міжопорної відстані, тобто посилення вала. Це може спричинити необхідність зміни геометричних параметрів робочих колес і насамперед діаметра втулок, а отже, і газодинамічних параметрів ступенів. Знову буде потрібно проводити уточнюючі розрахунки, можливо навіть зміни загального компоновання компресора.

Необхідно відмітити, що наведені міркування побудовані для заданої величини частоти обертання ротора – найважливішого параметра, що задається вибраним приводом. Швидше за все, це асинхронний електродвигун із низькою частотою обертання, що потребує використання мультиплікатора для збільшення обертів. Більш раціональним є використання високо-обертових регульованих газових і парових турбін.

У деяких випадках проектування багатокорпусних компресорних установок доводиться використовувати схему з різними частотами обертання валів корпусів. Це досягають установленням додаткових мультиплікаторів (рис. 2.10).



Рисунок 2.10 – Трикорпусний компресор 543ГЦ1-400/40 (ККЗ)

На завершення потрібно наголосити, що проектування сучасних високонапірних високопродуктивних технологічних компресорів є складним творчим процесом пошуку оптимального інженерного компромісу між бажаним та можливим.

2.3 ДИНАМІКА РОТОРІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

2.3.1 Основні поняття

Важливою характеристикою турбокомпресора є амплітудно-частотна характеристика його ротора (АЧХ). Ця характеристика є індивідуальною для кожної машини й залежить від багатьох конструктивних і режимних факторів. Визначення АЧХ теоретичними й експериментальними способами є складним завданням і виходить за рамки цього навчального посібника. Нижче наведене лише описання фізичних процесів, що впливають на АЧХ. Усі ці фактори обумовлюють стан, який прийнято називати *динамікою ротора*, хоча, безумовно, йдеться про динаміку роторної системи.

Ротор – обертовий вал із насадженими на нього робочими колесами, думісом, проміжними втулками, напівмуфтами та іншими деталями. Теоретично розглядаємо його як єдиний вузол, що має свої характеристики, основна з яких – особиста частота вільних коливань.

Роторна система – обертальний ротор із необертальними елементами конструкції, ущільненнями вала, підшипниками, з'єднувальними муфтами, що взаємодіють між собою.

Розглянемо «поведінку» компресора під дією силових факторів (навантажень) на робочих режимах. Елементом, що визначає динаміку системи, є ротор компресора, що зазнає впливу постійних і змінних навантажень від:

- маси ротора;
- частоти обертання;
- газодинамічних навантажень;

- гідродинамічних навантажень;
- пружних і температурних деформацій;
- технологічних недосконалостей.

Вплив цих факторів тим сильніший, чим вищі параметри компресора. Найбільшого впливу зазнає ротор, і це потрібно враховувати вже на перших етапах проектування компресора.

У реальних конструкціях турбокомпресорів на ротор, окрім його ваги (маси), діють сили реакції опор (підшипників), гідродинамічні сили в щілинних кінцевих ущільненнях вала, обертальний момент на напівмуфті приводного кінця вала. У разі стиснення газів із високою густиною можуть виявитися істотними аеродинамічні сили, в проточній частині – радіальні (від колової несиметрії течії, наприклад, в збірних камерах) й осьові (через перепад тиску на дисках робочих коліс). У результаті лінія прогину осі вала істотно змінює форму, змінюється й АЧХ. Сильний додатковий вплив на динаміку ротора здійснюють нестационарні явища в проточній частині (обертові зривні зони і помпаж у робочих колесах, автоколивання та ефекти колової прецесії в ексцентричних щілинах і лабіринтних ущільненнях та ін.). Такі явища можуть спровокувати небезпечні коливання ротора, руйнування окремих вузлів (підшипників, ущільнень, коліс) і всієї конструкції.

Розрахунково-теоретичне визначення вібраційних характеристик у таких випадках – дуже складне завдання, що потребує ряду дослідних значень коефіцієнтів. Кінцеву перевірку й коригування характеристик за допомогою доопрацювання елементів конструкції виконують на стадії

доводки компресора на заводському випробувальному стенді чи в умовах експлуатації.

Конструктивна міцність відцентрових компресорів.

Забезпечення міцності тихохідних низьконапірних повітро- і газодувок не є складним завданням. Використовують прості конструктивні рішення й матеріали. Для корпусів – чавунне лиття, для робочих коліс – клепання чи зварювання сталевих заготовок. Винятки становлять газодувки, перекачувальні агресивні гази, для яких використовують нержавіючу сталь.

Багатоступеневі компресори низького й середнього тисків (до 5 МПа) виконують із литими корпусами з горизонтальним рознімом, герметичність якого забезпечується обтисканням розніму шпильками (рис. 2.11).

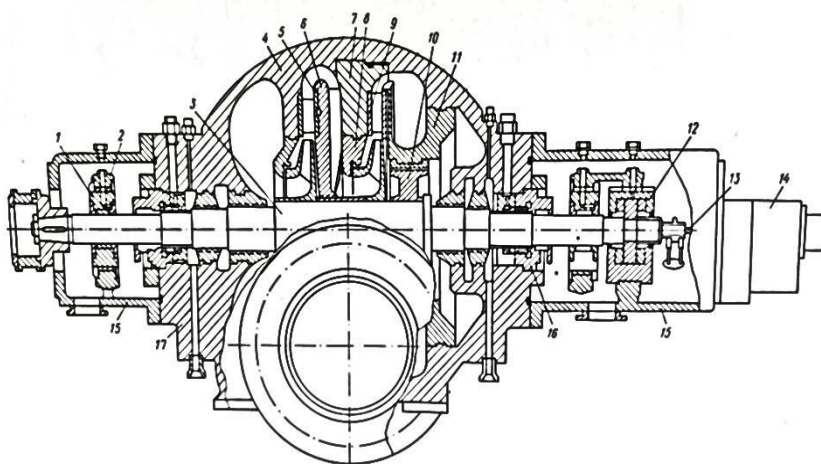


Рисунок 2.11 – Газоперекачувальний агрегат ГПА-Ц-6,3/56

Головною особливістю такої конструкції є застосування зовнішнього міцного і герметичного корпусу, всередині якого встановлено внутрішній корпус, у якому

виконана статорна проточна частина. Внутрішній корпус збірний, із горизонтальним рознімом, що спрощує його збирання. У внутрішній корпус вставляється ротор. Збирання здійснюється на спеціальному монтажному стапелі. Зібраний вузол називають газодинамічним модулем, який вводиться всередину міцного корпусу, а потім встановлюються торцеві кришки, корпусу кінцевих ущільнень і підшипників.

Усередині корпусу високий тиск, для міцного закріплення кришок не застосовуються різьблені шпильки, більш надійні замкові з'єднання за допомогою розрізних секторних кілець, що вставляються в кільцеві пази корпусу. Герметизація корпусу досягається за допомогою еластичних кілець, установлених між кришками і корпусом.

Міцність ротора визначається напругами від відцентрових сил і не є критичною, тому що колівні швидкості невеликі і зазвичай не перевищують 250–300 м/с по зовнішньому ободку робочих коліс.

2.3.2 Наближені методи оцінювання динамічних характеристик ротора

Ротор відцентрового компресора є складним матеріальним тілом, що обертається у двох (іноді декількох) підшипниках і випробовує на собі дію нестаціонарного потоку газу. Робочі колеса й сам ротор виготовляють із матеріалів, що мають пружність, і тому вони мають особисті частоти вільних коливань.

Амплітуда особистих коливань зазвичай надто мала і не становить небезпеки для роботи турбомашини. Однак

якщо частота постійно діючих зовнішніх збурень буде дорівнювати або буде кратною особистій частоті вільних коливань ротора, то виникає *резонанс* – вимушені коливання з великими амплітудами. У цьому разі напруги в матеріалі деталей можуть збільшитися в десятки і навіть сотні разів, що неминуче призведе до порушення міцності й виникнення аварійної ситуації.

Збурювальною силою можуть бути кільцева незрівноваженість ротора і пульсація газу внаслідок пересікання ліній струму, що обертаються решіткою профілів:

$$f(x) = kn_c,$$

де $k = 1, 2, 3, \dots$

Вільними коливаннями називають коливання, здійснювані лише під дією внутрішніх сил – сил інерції та сил пружності. Щоб змусити тіло здійснювати вільні коливання, достатньо вивести його зі стану рівноваги за допомогою пружної деформації (удару), залишивши його потім у спокої. Залежно від виду деформації розрізняють такі види вільних коливань: із вигином, обертальні та ін.

Якщо амплітуда вільних коливань змінюється з часом за гармонічним законом, то такі вільні коливання називають *власними*.

Вимушені коливання – пружні коливання, що відбуваються під дією постійно діючих сил і моментів.

У разі збігу частот вимушених коливань із власними різко зростають амплітуди коливань роторів. Ці частоти, або ж швидкості обертання вала, називають головними критичними частотами (рис. 2.12).

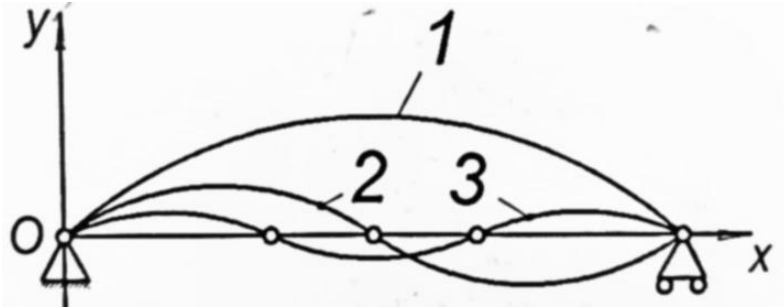


Рисунок 2.12 – Форми коливання двоопорного однорідного вала:

1 – I тон; 2 – II тон; 3 – III тон; o – вузлові точки

Якщо ротор являє собою багатомасову систему, що складається з n зосереджених мас, то він має n власних частот, відповідно n критичних швидкостей, що зростають у міру збільшення n .

Як приклад на рисунку 2.13 показані форми прогинів за першої й другої критичних частот для вала з двома дисками.

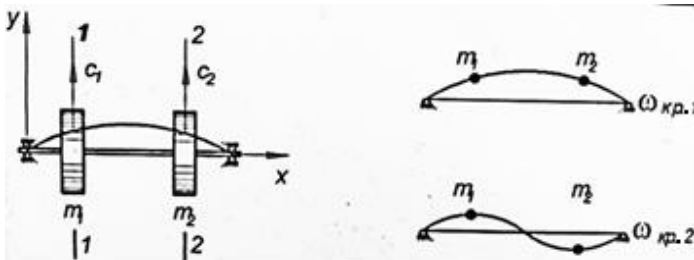


Рисунок 2.13 – Ротор із двома дисками і форми прогинів за першої й другої критичних кутових швидкостей

Отже, під час проєктування компресорів практичне значення мають перша й друга критичні частоти і лише для

консольних роторів доводиться визначати третю критичну швидкість.

Якщо власна частота коливань ротора ($\omega_{кр. 1}$) вища за робочу швидкість обертання, то ротор називають *жорстким*, а якщо нижча – *гнучким* (рис. 2.14).

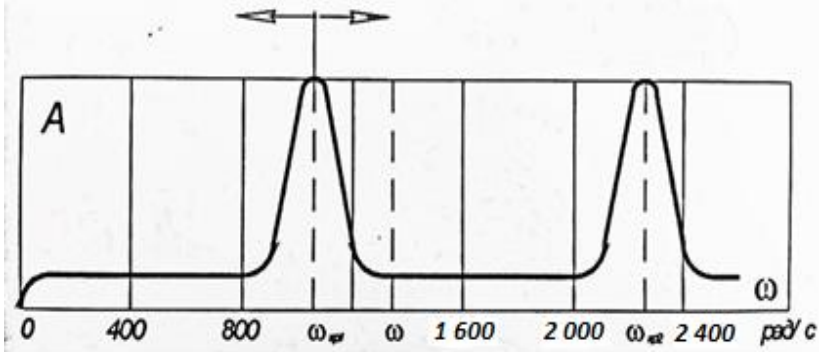


Рисунок 2.14 – Амплітудно-частотна характеристика ротора

Збільшення власних частот системи «ротор – підшипники» досягають зміною власної частоти ротора і параметрів підшипників. Проте зміною параметрів підшипників можна підвищити власну частоту в порівняльно невелику величину. Збільшення ж власної частоти ротора часто пов'язане з погіршенням конструкції компресора (збільшення кількості корпусів, зменшення кількості ступенів, збільшення діаметра вала), а, крім того, в системах із високообертливими роторами частота системи підвищується в невеликих межах. Тому в ПВК із високообертливими роторами застосування гнучких роторів є неминучим. Зазвичай робочі оберти в цьому разі розміщені між першою й другою критичними швидкостями з гарантованими запасами:

$$\frac{\omega - \omega_{\text{кр. 1}}}{\omega_{\text{кр. 1}}} \cdot 100 \% \geq 20 \% ; \frac{\omega_{\text{кр. 2}} - \omega}{\omega_{\text{кр. 2}}} \cdot 100 \% \geq 25 \% ,$$

де ω – робоча швидкість обертання ротора.

Для визначення критичних частот системи «ротор – підшипники» розроблені методики розрахунку власних частот коливань, що забезпечують одержання значень критичних частот, близьких до діючих.

Під час роботи горизонтальних роторів можуть відбуватися також (окремо чи одночасно, накладаючись один на одного) такі види коливань: вимушені, автоколивань, параметричні.

Під час проектування турбокомпресорних машин найчастіше виникає необхідність наперед визначити критичну кількість обертів ротора, хоча б приблизно. З цією метою запропоновані такі формули.

Для роторів відцентрових компресорів В. Ф. Рис запропонував емпіричну формулу:

$$n_{c1} = A_p \frac{d_B^2}{\sqrt{G \cdot l^3}},$$

де d_B – наведений діаметр вала, що дорівнює

$$d_B = \frac{d_1 + 2d_{max} + d_2}{4},$$

де d_{max} – максимальний діаметр вала, м; d_1, d_2 – діаметри сусідніх із максимальною ділянкою вала, м; G – вага ротора, кг; l – довжина прольоту, м; A_p – емпіричний коефіцієнт, числова величина якого залежить від кількості ступенів (див. табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Залежність коефіцієнта A_p від кількості ступенів

Кількість ступенів	Коефіцієнт A_p
1–2	2 150
3–5	2 350
6	2 500

Рекомендують також таку наближену формулу:

$$n_{c1} = B \left(\frac{d_{max}}{l} \right)^2 / \sqrt{\frac{G}{l}},$$

де позначення такі самі, крім B – коефіцієнт, що дорівнює 7,5, якщо максимальний діаметр вала знаходиться посередині прольоту, і 8,1, якщо вал постійного діаметра. Формула дає похибку $\pm 3,5$ %.

2.3.3 Вплив неточностей (похибок) виготовлення і складання

В окрему групу факторів входять так звані *технологічні недосконалості*, що виникають через неможливості виготовлення деталей і складальних одиниць із нульовими допусками, тобто ідеально, а також через неоднорідності властивостей пакування й заготовки за об'ємом деталей. У реальних технологіях уникнути таких факторів неможливо, навіть у разі призначення жорстких допусків і ретельного оброблення деталей завжди є відхилення форми деталі та похибка вимірювального інструменту. Усе це є дуже критичним для швидкохідних машин із малими розмірами гнучких роторів і великими силовими навантаженнями. У результаті виникають такі явища, як прецесія шийок вала в

підшипниках (коли фактична вісь обертання вала не збігається з геометричною і має колову траєкторію), дисбалансу вала і особливо робочих коліс через ексцентричність їх посадки на вал і т. ін. Навіть дуже ретельне статичне балансування коліс та динамічне балансування ротора не можуть виключити цих явищ, які призводять до підвищених амплітуд вібрацій. Особливо небезпечні послаблення посадок обертальних деталей на вал та інше. Навіть найретельніше статичне балансування коліс і динамічне балансування ротора не може виключити цих явищ, які призводять до підвищених амплітуд вібрації. Особливо небезпечні послаблення посадок обертання деталей на вал. Також помітно впливають шпонкові й штифтові з'єднання деталей на валу. Для зменшення амплітуди вібрацій використовують підшипники з механічними чи гідравлічними демпферами.

2.4 ДЕЯКІ СПЕЦІАЛЬНІ ПИТАННЯ МІЦНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

2.4.1 Конструктивні схеми корпусів

Забезпечення міцності тихохідних низьконапірних повітро- і газодувок не є складним завданням. Застосовують прості конструктивні рішення й матеріали. Для корпусів – чавунне лиття, для робочих коліс – клепання чи зварювання сталених заготовок. Винятком є газодувки, перекачувальні агресивні гази, для яких використовують нержавіючі сталі.

Багатоступеневі компресори низького й середнього тисків (до 5 МПа) виконують із литими корпусами з *горизонтальним* рознімом, щільність якого забезпечується обтисканням розніму шпильками.

У 70-ті роки минулого століття на ККЗ (м. Казань) було освоєно випускання нагнітачів природного газу для перших вітчизняних газоперекачувальних агрегатів з авіаційним приводом ГПА-Ц-6,3 з робочим тиском 5,6 МПа (рис. 2.11).

Сфероподібний компактний корпус мав горизонтальний рознім, і були випадки його розгерметизації. У подальшому на базі цього нагнітача був розроблений варіант із робочим тиском 7,6 МПа. Проблема ущільнення розніму постала дуже гостро: ніякі заходи, застосування різних герметиків, канавок на поверхні розніму, ущільнювальних шнурів не давали результату. Нагнітачі такого типу були зняті з виробництва. Їх замінили машини Сумського НВО м. Суми.

Закордонний досвід свідчить про широке використання для високонавантажених компресорів на високі тиски корпусів циліндричної форми з

вертикальними рознімами двох видів: із двома рознімами і з одним рознімом (барель) (рис. 2.15 і 2.16).

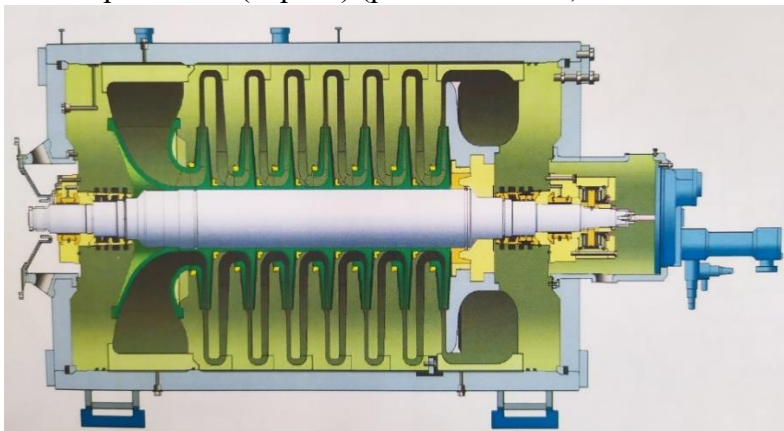


Рисунок 2.15 – Ротор у складі компресора
295ГЦ2-560/10-30

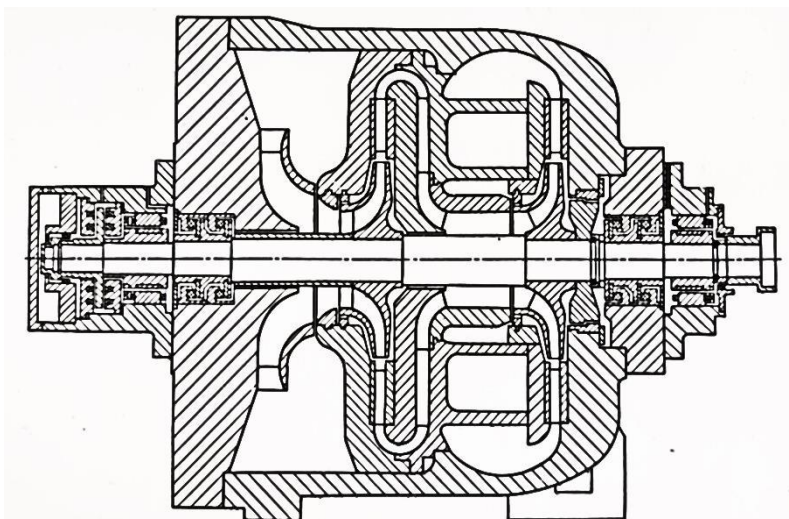


Рисунок 2.16 – Відцентровий компресор із магнітними
підшипниками й сухими газовими ущільненнями

Корпуси виготовляють із поковок високоміцних сталей, вони здатні утримувати сотні й навіть тисячі атмосфер тиску.

Основною особливістю такої конструкції є застосування зовнішнього міцного й герметичного корпусу, всередині якого встановлений внутрішній корпус, у якому виконана статорна проточна частина (рис. 2.17). Внутрішній корпус складальний із горизонтальним рознімом, що спрощує його складання. У внутрішній корпус вставлений ротор. Складання здійснюють на спеціальному монтажному стапелі. Складальний вузол називають газодинамічним модулем, який вводять усередину міцного корпусу, а потім встановлюють торцеві кришки, корпуси кінцевих ущільнень і підшипників.

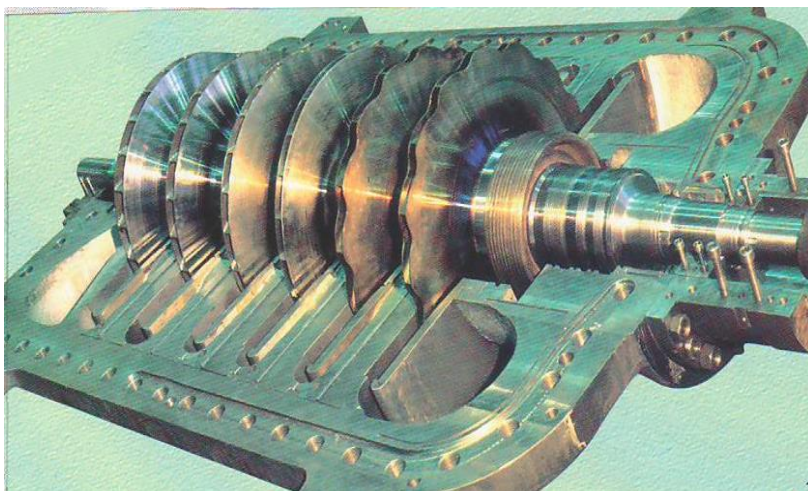


Рисунок 2.17 – Проточна частина відцентрового компресора (без верхньої частини): 1 – статор; 2 – ротор

Усередині корпусу – високий тиск, для кріплення кришок не застосовують нарізних шпильок, більш надійні замкові з’єднання за допомогою розрізних секторних кілець, які вставляють у кільцеві пази корпусу. Герметизації корпусу досягають за допомогою еластичних кілець, установлених між кришками і внутрішнім корпусом.

Міцність ротора визначається напругами від відцентрових сил і не є критичною, тому що колові швидкості невеликі і зазвичай не перевищують 250–300 м/с по зовнішньому обідку робочих коліс. Проблемою є лише забезпечення надійної посадки робочих коліс на вал, що здійснюють за допомогою шпонок, які, на жаль, ослаблюють вал, тому частіше використовують посадку коліс із гарячим натягом.

2.4.2 Методи пружногідродинамічного аналізу конструкції компресорів високого тиску

Під час створення відцентрових компресорів високого й особливо надвисокого тисків (30–80 МПа) неминуче стикаються з проблемою не лише забезпечення їх статичної та динамічної міцності, а й із проблемою впливу пружних деформацій елементів конструкції на характеристики компресора. Пояснюється це тим, що, з одного боку, малі розміри каналів проточної частини через велику густину газу і, з іншого боку, пружні деформації границь проточної частини, що сумірні з розмірами каналів проточної частини, осьових та радіальних зазорів.

Особливо істотним є вплив деформації на гідродинаміку течії в малих зазорах маслозапірних кінцевих ущільнень із плаваючими кільцями, в зазорах підшипників і лабіринтних ущільненнях.

Запропонований у 1978 році системний пружногідро-динамічний (ПГД) аналіз високонавантажених конструкцій відцентрових компресорів високого тиску (ВКВТ) впродовж наступних років набув розвитку у ВНДІкомпресормаш. Водночас удосконалювали як концептуальний, так і методологічний аспект проблеми.

На сьогодні ПГД-аналіз застосовують тією чи іншою мірою повноти (залежно від конкретних конструкцій та умов роботи) для всіх ВКВТ. Наприклад, результати ПГД-аналізу внесені до технічної документації на виготовлення й складання циліндра високого тиску агрегата ТКА-16/500 для сайклінг-процесу. Необхідність такого підходу підтверджена доводкою компресора високого тиску установки ТКА-16/120 для газліфтного добування нафти. Нижче розглядається застосування методу ПГД-аналізу на прикладі розробки конструкції компресора надвисокого тиску ТКА-6,3/800 (рис. 2.18).

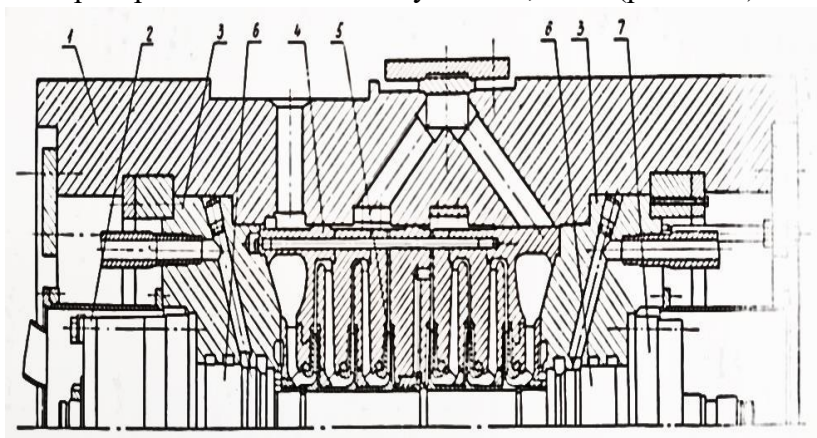


Рисунок 2.18 – Конструкція експериментального циліндра компресора на 80 МПа (NICMAS, м. Суми)

Компресор призначений для сайклінг-процесу видобування газового конденсату. Газ – азот, параметри: продуктивність 50 кг/с, тиск на вході – 48 МПа, на нагнітанні – 80 МПа, частота обертів 10 000 об/хв, потужність 6,3 МВт. Схема корпусу двосекційна з установкою коліс «спина до спини» (рис. 2.18), кінцеві ущільнення – маслозапірні з плаваючими кільцями, опорні та упорні підшипники – колодкового типу.

Спочатку виконують проєктування у звичайній послідовності операцій: гідродинамічний розрахунок проточної частини, вибір компонованих рішень, перевірний міцнісний розрахунок зовнішнього корпусу, торцевих кришок, вала та розрахунок критичних частот обертання ротора. Уточненням компонування досягають статичної й динамічної міцності. Накреслюють поздовжній переріз компресора в статичному стані, тобто без урахування деформації елементів конструкції. Таке креслення можна умовно назвати ідеальним. Воно є вихідним для виконання ПГД-аналізу.

Потім проводять уточнені газо-, гідродинамічні розрахунки з визначення навантажень на елементи конструкції і розрахунки напруги деформованого стану елементів конструкції. Зазвичай останні виконують із використанням методу скінченних елементів. У тих, випадках, коли переміщення границь каналів унаслідок пружних деформацій спричиняють помітні зміни гідродинаміки потоків (наприклад, у щілинних зазорах масляних втулкових ущільнень), результат одержують сумісним розв'язанням рівнянь гідродинаміки і пружності. Такий підхід необхідний, якщо відносні зміни проточного каналу, що визначає розміри, через пружні деформації

перевищують 5 %, в інших випадках розрахунки виконують окремо.

Оскільки розрахунки напружено-деформованого стану проводять для кожної деталі окремо, для аналізування деформованого стану конструкції компресора загалом необхідно виконати теоретичне креслення, як показано на рисунку 2.19.

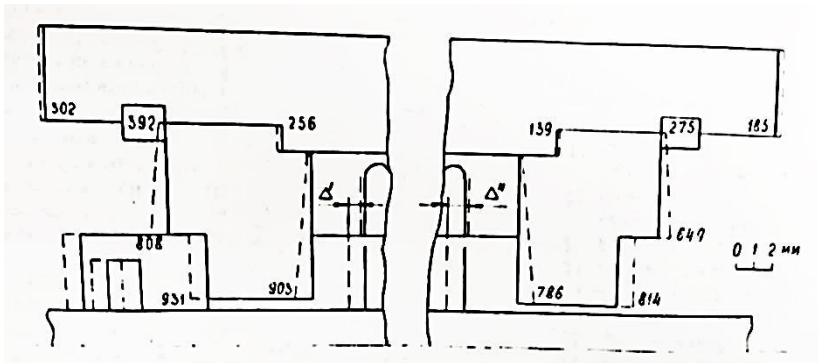


Рисунок 2.19 – Схема переміщень основних елементів конструкції

На цьому кресленні зазначені переміщення точок (поверхонь) сполучених поверхонь деталей під дією робочих навантажень від початкового «ідеального стану». Креслення дає наглядне уявлення про поведінку конструкції за номінальних навантажень. Під дією внутрішніх навантажень подовжився корпус, змістилися та прогнулися зовні торцеві кришки, разом із якими змістилися й корпуси підшипників. Зміщення упорного підшипника спричинило зміщення ротора з робочими колесами. Частина внутрішнього корпусу з каналами дифузорів під дією різниці тисків стають притиснутими до відповідних торцевих кришок.

Така схема характерна для двосекційної конструкції ротора «спина до спини». У разі розміщення робочих коліс «у лінію» внутрішній корпус буде притиснутим до кришки з боку всмоктування. Переміщення ротора та статора спричиняють значні зміщення осей каналів робочих коліс і дифузорів, що неприпустимо з погляду газодинамічної ефективності й забезпечення заданих параметрів компресора.

Перш ніж коригувати положення ротора щодо статора, необхідно визначити деформований стан ротора. Під дією осьових газодинамічних сил, прикладених до робочих коліс, деформуються ділянки вала між упорним гребенем та останнім робочим колесом. Деформуються (прогинаються) також пружні елементи під робочими колодками упорного підшипника, які слугують для вирівнювання навантажень між колодками. Для обчислення цих деформацій необхідне уточнення величини осьових сил на робочих колесах, тому що зміщення робочих коліс відносно стінок внутрішнього корпусу і відповідно зміна бокових зазорів можуть істотно вплинути на розрахункову схему, якщо $S/R < 0,03$ (S – боковий проміжок; R – радіус обідка диска робочого колеса).

Ураховуючи вищезазначене, можна виконати коригування щодо складання ротора, тобто визначити ті попередні під час складання в статичному стані зміщення робочих коліс на валу, що забезпечать у стані під навантаженням співвісне положення робочих коліс і дифузорів. Таке положення робочих коліс повинне бути забезпечене технологією їх посадки на вал. Зміщення кожного робочого колеса визначають різницею:

$$\Delta = \delta_s - \delta_r,$$

де δ_s – переміщення корпусу упорного підшипника; δ_r – переміщення ротора.

Переміщення корпусу упорного підшипника

$$\delta_s = \delta_k + \delta_{kp},$$

де δ_k – переміщення площини контакту бурт корпусу – торцева кришка; δ_{kp} – переміщення площини контакту торцевої кришки – корпус упорного підшипника (деформацією останнього нехтуємо).

Переміщення ротора

$$\delta_r = \Delta l_e + f + \Delta_o/2 - h_o,$$

де Δl_e – лінійна деформація ділянки вала між упорним гребенем і даним робочим колесом; f – прогинання пружних елементів упорного підшипника; $\Delta_o/2$ – половина вільного зазору між гребенем і колодками упорного підшипника; h_o – товщина змащувального шару на робочих колодках.

Початок координатної осі, на якій відрховують переміщення, зручно розміщувати в середині зазору між колодками.

Наведені міркування справедливі для компресора з розміщенням робочих коліс «у лінію». У разі компоновання «спина до спини», як у випадку, який розглядаємо, переміщення потрібно вираховувати окремо для лівої й правої секцій. Для лівої секції справедливі наведені вище викладки, переміщення статорних елементів правої секції мають протилежний знак.

Як приклад у таблиці 2.2 наведені результати ТГД-аналізу корпусу високого тиску компресора ТКА-6,3/800 на стадії проектування.

Таблиця 2.2 – Зв'язок пружних деформацій елементів конструкції зі зміною робочих параметрів ЦВД ТКА-6,3/800

Елемент (вузол)	Зміна розміру (деформація) елементів, мм	Зміна робочих параметрів вузла	
Проточна частина:			
робоче колесо – безлопатевий дифузор:	Зміщення осей каналів	ККД, %	Потужність, кВт
1, 2, 3-й ступені	0,361	-1,2	+160
4, 5, 6-й ступені	0,756	-4,3	
робоче колесо–статор:	Зміна бокових зазорів	Осьова сила, Н	
1, 2, 3-й ступені	0,361	–	
4, 5, 6-й ступені	0,756	+5 300	
робоче колесо – збірна камера:	Максимальний прогин вала	Радіальна сила, Н	Амплітуда вібрації, мкм
3-й ступінь	0,1	+633	+30
6-й ступінь		+6 455	
Кінцеві ущільнення:			
лабіринтне	Максимальний прогин гребенів 0,008	Витрата газу, кг/с, +0,13	Напруга, МПа, +8,8
втулкові масяні	Радіальне обтиснення зовнішнього кільця 0,03	Витрата мастила, л/хв, –57,5	Нагрівання мастила, °С, +19,4
Підшипники:	Зміна товщини мастильного шару	Потужність, кВт	Нагрівання мастила, °С
опорний	0,008	+0,2	+4
упорний	0,042	+5,0	+24

Найбільш несприятливий випадок має місце, якщо осьова сила змінює напрямок дії на протилежний. Якщо абсолютну величину сили взяти незмінною, то зміщення збільшуються до 0,989 і 1,384 мм відповідно.

Беручи до уваги, що ширина каналів і дифузорів перших чотирьох ступенів дорівнює 5 мм, а двох останніх – 4,5 мм, перекриття каналів у цьому разі досягне за секціями від 6,6–16,8 % в разі спрямування осьової сили від усмоктування до нагнітання і 18–30,8 % – за протилежного спрямування. У цьому разі, потрібно очікувати погіршення ККД ступенів на 1,5–15 % відносних, зниження напору та інших характеристик (табл. 2.2). Розрахункові параметри компресора не можуть бути досягнуті без коригування вихідної конструкції.

Таким чином, для досягнення співвісного положення каналів коліс і дифузорів насадка робочих коліс на вал повинна бути виконана зі зміщенням щодо положення на «ідеальному» кресленні з урахуванням вирахованих вище величин для лівої й правої секцій на робочому кресленні ротора. Проставлення розмірів, що визначають положення робочих коліс, повинне бути проведене з урахуванням допусків на виготовлення під час раціональної побудови розмірного ланцюга.

Якщо ротор виготовлений за «ідеальним» кресленням, то зміщення повинне бути взяте таким, що дорівнює деякій середній величині для обох секцій, і реалізоване за допомогою зміщення всього ротора за рахунок зміни товщини монтажних прокладок в упорному підшипнику.

Вищеописане коригування конструкції виконане для номінального режиму роботи компресора. Якщо

передбачається робота компресора на режимах, відмінних від розрахункового, чи на інших газах, то необхідно повторити аналіз за наведеною вище процедурою і відкоригувати положення ротора за допомогою монтажних прокладок.

Зазначаючи більш точно, за подібною схемою необхідно враховувати й термічні подовження елементів конструкції, однак для цього компресора температура газу на нагнітанні невелика (менша ніж 100 °С), і подовження ротора й статора значною мірою компенсують один одного.

Значні вихідні зміщення каналів коліс і дифузорів можуть спричинити газодинамічні проблеми під час процесів запускання і зупинення компресора, що здійснюються за спеціальним алгоритмом упродовж достатньо довгого часу (зазвичай декількох хвилин): помпаж, обертове зривання, пульсація газу, що можуть призвести до підвищеної вібрації компресора на цих режимах.

Потім потрібно розпочати ПГД-аналіз конструкції окремих високонавантажених вузлів. Один із найбільш відповідальних вузлів – кінцеве мастильне ущільнення з плаваючими кільцями. У робочому стані зовнішнє кільце під дією сил тиску випробовує об'ємну деформацію, що призводить до зменшення проміжку та появи його конфузорності (рис. 2.20).

Дані таблиці 2.2 засвідчують, що неврахування пружних деформацій може спричинити не лише великі розбіжності між розрахунковими та дієвими характеристиками, а й непрацездатність вузла. Є апарат, що дозволяє сумісним розв'язанням рівнянь гідродинаміки й міцності відразу визначити потрібну геометрію зовнішнього кільця.

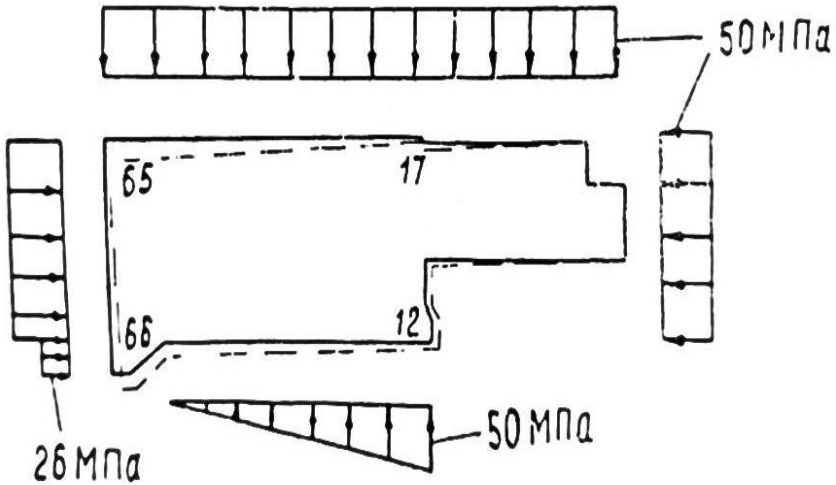


Рисунок 2.20 – Схема деформації зовнішнього кільця вулкового ущільнення (цифрами зазначені радіальні переміщення точок перетину в МКМ)

Аналогічна задача повинна бути розв'язана й для лабіринтних ущільнень, схильних до впливу більших перепадів тиску, що може спричинити прогини гребенів і, як наслідок, виникнення в них небезпечного напруження. До таких ущільнень відносять перепускне ущільнення вала між секціями стиснення, що має 13 гребенів із вихідним радіальним проміжком, що дорівнює 0,25 мм.

З'єднувальна муфта між валами привода і компресора залежно від конструкції може помітно впливати на навантаженість компресора, викликаючи додаткову осьову силу, прикладену до вала. Це характерно для зубчастої з'єднувальної муфти з порожнистим проміжним валом великої довжини. Природа цієї сили об'єднує тертя в зубчастому зчепленні, яке залежить від кута закручення проміжного вала, характеру змащування і стану поверхонь

контактувальних зубців. З розрахунків маємо, що кут закручення досягає декількох градусів, а коефіцієнт тертя змінюється в межах 0,15–0,25. Додаткова осьова сила, спрямована в бік привода, для цього компресора може досягати 15–20 кН. Цю силу необхідно враховувати під час розрахунку упорного підшипника. Залежно від величини й напрямку газодинамічної сили можливе перезавантаження підшипника чи, навпаки, розвантаження аж до зміни напрямку осьової сили. В останньому випадку відбудеться зміщення ротора на величину вільної осьової порожнини в упорному підшипнику, що різко неузгодить положення осей каналів коліс і дифузорів, визначене раніше з урахуванням пружних деформацій.

Під час розрахунку опорних підшипників потрібно враховувати наявність істотних радіальних газодинамічних сил, що виникають унаслідок нерівномірності параметрів газового потоку в збірних камерах із радіальними патрубками, які мають такий самий порядок, що й маса ротора.

Дуже важливим і складним є аналіз динамічної поведінки ротора компресора. Тут необхідно враховувати жорсткість змащувального шару у втулкових ущільненнях, густину газу в лабіринтних ущільненнях, наявність збуджувальних і демпфірувальних сил, що діють на ротор із боку газового потоку високої густини, небезпека самозбуджувальних коливань. Цей комплекс факторів заслуговує на окремий розгляд. Ми обмежимося лише ілюстрацією (див. табл. 2.2) впливу газодинамічної радіальної сили на вібропереміщення ротора, які на

порядок перевищують величину переміщення від залишкової неврівноваженості.

Розглянуті процедури являють собою типовий алгоритм пружногідродинамічного аналізу конструкції відцентрового компресора високого й надвисокого тисків, які рекомендують для практичного застосування.

2.5 ВИБІР ПРИВОДНИХ ДВИГУНІВ

Невід'ємною частиною турбокомпресорів є привод, а точніше, система привода, що вміщує як приводний двигун з усіма необхідними пристроями, так і трансмісію, тобто пристрій для передавання обертового моменту від двигуна до вала компресора і перетворення частоти обертів.

2.5.1 Приводні двигуни

Як приводи використовують різноманітні типи двигунів:

- електричні двигуни;
- газові турбіни;
- парові турбіни.

У деяких випадках застосовують розширювальні турбіни (детандери).

Основними умовами, яким повинен відповідати двигун, є такі:

- умови експлуатації;
- наявність енергоресурсів;
- економічна доцільність;
- необхідність регулювання.

До умов експлуатації необхідно віднести таке: стаціонарне або рухоме виконання установки, під впливом атмосферних явищ або в приміщенні, режими роботи: постійний, періодичний, регульований.

Зазвичай ідеться про стаціонарні компресорні установки. Рухомі трапляються нечасто, і вони спеціального виконання. Щодо місць встановлення компресорів, необхідно зазначити, що турбокомпресори

зазвичай установлюють у приміщеннях, під навісом або в контейнерах, які захищають від атмосферних опадів.

На вибір типу двигуна значною мірою впливає наявність на місці експлуатації доступних видів енергоресурсів: електрики, горючих газів, водяної пари, нафтопродуктів. Іноді рішення буває безальтернативним, наприклад, у віддалених районах, де немає ліній ЛЕП (ліній електропередач) та всього іншого, крім природного газу. У цьому випадку рішення однозначне: газова турбіна. Ілюстрацією до цього є сотні відцентрових газоперекачувальних нагнітачів на газопроводах України та інших країн світу.

У промислових регіонах простіше й економічніше використовувати електродвигуни – надійні та ефективні.

На підприємствах хімічної, нафтопереробної та інших промисловостей використовують потужні турбокомпресори, для привода яких застосовують парові турбіни з протитиском. Необхідну пару отримуємо з використанням утилізаційних відходів пари, тепла, гарячої води, які мають місце в технологічних процесах виробництва.

2.5.2 Характеристики двигунів

2.5.2.1 Електродвигуни змінного струму бувають двох типів – синхронні й асинхронні.

Основна властивість синхронних двигунів – постійна швидкість обертання (3 000 об/хв), що залежить лише від частоти струму в мережі та кількості пар полюсів у двигуні і не залежить від напруги струму, навантаження на двигун. Двигун зберігає постійну швидкість від холостого ходу до

номіналу. Ці двигуни мають межу стійкості, яка в 1,5–2,5 рази перевищує номінальну потужність, після цього двигун перегрівається і повинен бути вимкнений із мережі. Синхронні двигуни мають важливу властивість – здатність стабілізувати напругу і зменшувати втрати в мережі.

Недоліки синхронного двигуна – складність конструкції, ускладнений пуск та утруднене регулювання. Необхідно також зазначити, що під час роботи двигуна на кінцях його ротора виникає ЕДС декілька вольт, що спричиняє електричну корозію деталей.

У вітчизняній практиці такі двигуни використовують рідко, у зарубіжній – частіше, переважно для високопродуктивних компресорів.

Швидкість обертання асинхронного двигуна залежить від частоти струму в мережі й навантаження. У режимі холостого ходу двигун працює за синхронної швидкості, а в разі перевантаження швидкість знижується на 10–15 %, і в подальшому може виникнути аварія. Максимально допустимий момент в 1,75–2 рази вищий від номінального моменту.

Асинхронний двигун має високий ККД (90–95 %) в режимах, наближених до номінального. Маючи на увазі простоту й надійність, такі двигуни широко використовують як приводи турбокомпресорів. Недолік двигуна – вузький діапазон регулювання. Використання сучасних статичних напівпровідникових перетворювачів частоти струму дозволяє значно розширити діапазон регулювання, але потребує значних витрат.

В окремих випадках, коли потрібне «м'яке», глибоке регулювання обертів, використовують електродвигуни

постійного струму. Наприклад, це дуже зручно для приводів багаторежимних експериментальних та випробувальних стендів. Але цей спосіб найбільш витратний. Він потребує системи «мотор–генератор» постійного струму і регулювального реостата.

Вибір двигуна для конкретного турбокомпресора виконують на основі опитувального листа, в якому зазначають тип двигуна й характеристики компресора:

- необхідну потужність;
- маховий момент ротора компресора;
- розгінну характеристику компресора (залежність моменту від кількості обертів: $M = f(n)$).

Ці умови узгоджують із виробником двигунів.

2.5.2.2 Парові турбіни

Парові турбіни як приводи ПВК застосовують на тих технологічних лініях і виробництвах, де є можливість, використовуючи теплоту екзотермічних реакцій, одержати в котлах-утилізаторах достатню кількість пари з високими температурою й тиском. До переваг паротурбінного привода, крім утилізації енергії, можна віднести можливість регулювання параметрів компресора за допомогою зміни частоти обертання ротора. Мультиплікатори необхідні лише в разі застосування тихохідних парових турбін.

Більш широке використання паротурбінного привода із застосуванням технологічних енергоресурсів підприємств стримується тим, що турбіни створюють для індивідуального використання і відповідно вони порівняно не дешеві. Необхідно відмітити також складність і

дорожнечу обслуговування та ремонту. Економічність невеликих парових турбін нижча, ніж економічність великих турбінних агрегатів, які застосують на теплових електростанціях.

Із цих міркувань економічно доцільно за потужностей, що перевищують 5,0 МВт, використовувати як привод конденсаційну парову турбіну. Ця гранична потужність поступово підвищується зі збільшенням потужності окремих агрегатів на теплових електростанціях. Для менших потужностей конденсаційну парову турбіну доцільно застосовувати як привод лише за наявності пари, яка зовсім не використовується. У такому разі застосовують парові турбіни як привод і за потужностей менше ніж 2,0 МВт. Наприклад, у виробництві азотної кислоти тепло, що виділяється в разі окиснення аміаку, використовують для одержання пари, яку потім використовують для привода (від турбіни) відцентрового компресора, включеного в технологічний цикл.

Другим прикладом є використання парової турбіни потужністю 32,0 МВт для привода відцентрового компресорного агрегата синтез-газу 433Ц2-143/25-321 ПМ, встановленого на лінії з виробництва аміаку потужністю 1 360 т/добу.

Парові турбіни з протитиском застосовують як привод і за невеликих потужностей, якщо є постійний (упродовж усього року) споживач пари, що відходить від турбіни і перебуває безпосередньо на місці експлуатації.

Парові турбіни, призначені для привода відцентрових компресорів, відрізняються від турбін, що приводять

електрогенератори насамперед роботою в широкому діапазоні зміни швидкостей обертання. Лопатеві вінці повинні бути спроектовані таким чином, щоб у разі зміни швидкості обертання не виникало резонансу, тобто збіг частоти власних коливань із частотою збурювальних сил. Бажано, щоб критичні швидкості ротора були вищими за максимальні швидкості обертання турбіни, тобто ротор повинен бути жорстким.

2.5.2.3 Газові турбіни

Основні переваги газової турбіни порівняно з паровою – відносно менші капітальні витрати (відсутня котельня з допоміжним обладнанням), а також повна відсутність чи скорочення до мінімуму витрати води. Недоліки – відносно низький ККД і невисока надійність в експлуатації. Порівняно з приводом від електродвигуна привод від газової турбіни коштує дорожче; турбіна складніша у використанні й ремонті.

Газову турбіну застосовують переважно там, де є в достатній кількості газове чи рідке паливо, що не має іншого використання. Тому доцільно застосовувати газову турбіну як привода компресора, наприклад, на деяких хімічних підприємствах, на підприємствах, що використовують природний газ, сиру нафту і т. ін. Газові турбіни застосовують також як привод компресорів на магістральних газопроводах. У районах, де мало води чи віддалених від джерел енергії та комунікацій, де проходять газопроводи, застосування газових турбін, що використовують як паливо газ, який транспортується по трубах, дуже вигідне. Газові турбіни застосовують для

привода компресорів, що нагнітають повітря в доменну піч, оскільки в достатній кількості є доменний газ, який зазвичай не використовується.

Потужність стаціонарних газових турбін, які застосовують як привод перекачувальних компресорних агрегатів на газопроводах із використанням частини газу, що транспортується як паливо, становить 6–25 МВт.

На сьогодні для цих цілей широко використовують судові та авіаційні газотурбінні двигуни.

Сучасний міжнародний ринок газотурбінного устаткування представлений широкою номенклатурою газотурбінних установок (ГТУ), призначених для механічного привода, зокрема й газових компресорів.

У конструкції вітчизняних газоперекачувальних агрегатів використовують газові турбіни авіаційного й судового типів (табл. 2.3).

Таблиця 2.3

ДТ-71	6,3	30,5	1994	ГПА-Ц-6,3С
Д-336	6,3	30,0	1995	ГПА-Ц-6,3А
ДН-70	10	34,0	1998	–
ДГ-90	16	34,0	1994	ГПА-16МГ-90 ГПА-Ц-16С
ДН-80	25	35,0	1996	ГПА-Ц-6,3С

2.5.3 Мультиплікатори

Використовуючи традиційні електродвигуни як приводи, необхідно здебільшого підвищувати швидкість обертання ротора ПВК за допомогою підвищувальної передачі (мультиплікатора). Широкого використання набули мультиплікатори перебірного типу – циліндричні

зубчасті прискорювачі з паралельними нерухомими відносно корпусу осями зубчастих коліс.

У деяких випадках використовують співвісні планетарні редуктори.

Конструктивно-перебірний мультиплікатор являє собою одноступеневий горизонтальний прискорювач (рис. 2.21) що складається із зубчастої передачі, вкладеної на підшипники ковзання в литому чавунному, в деяких випадках сталюму, корпусі. Передача складається з ведучого зубчастого колеса з валом 6 і веденою вала-шестерні 5.

У перебірних мультиплікаторах широкого використання одержали шевронні зубчасті колеса. Вони здатні набути обертальні моменти до декількох десятків тисяч кілограмів на метр (до 12,5 МВт потужності) за колової швидкості, що перевищує 150 м/с. Їх перевагою є врівноваженість осьових сил у зчепленні.

Зубчасте колесо виготовляють насадженим на вал бандажним із маточною чи суцільною конструкцією залежно від масштабного фактору й способу хіміко-термозміцнення зубчастого вінця.

Зазвичай використовують евольвентний профіль зубців. У цьому разі контакт зубців колеса й шестерні відбувається по лінії, тобто супроводжується значними контактними напруженнями. Деякі компанії використовують профіль Новикова, за якого контакт відбувається на частині поверхні зубців, завдяки цьому напрути значно зменшуються. Такі зчеплення технологічно більш складні.

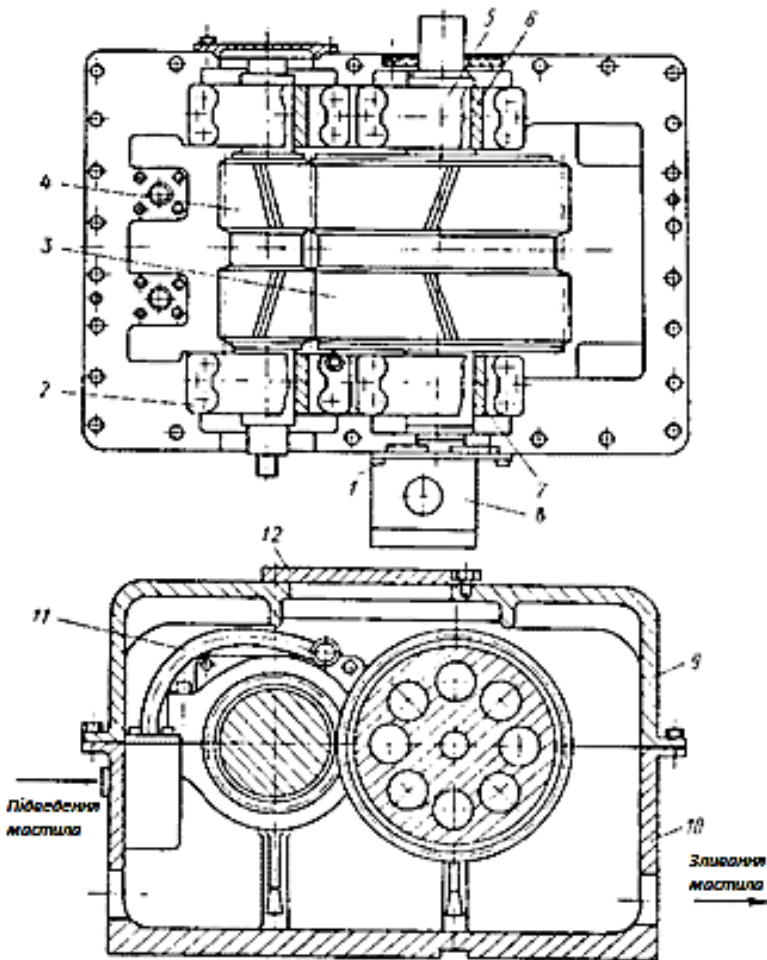


Рисунок 2.21 – Мультиплікатор

Мультиплікатори – складні та відповідальні об'єкти. Вони потребують значної кількості мастила для змащування та охолодження, контролю температури й вібрації підшипників.

2.5.4 З'єднувальні муфти

З'єднувальні муфти служать для з'єднання валів двигунів із валами машин. Для низькооберткових повітря- і газодувок використовують муфти типу МУВП (пружних втулкових) найпростішої конструкції. З'єднання швидкохідних валів потребує більш досконалих конструкцій.

Безвібраційна робота валопроводу за сильних частот обертання ротора і беззупинний пробіг компресорного агрегата багато в чому залежать від роботи з'єднувальних муфт, що передають потужності між валами. У ПВК застосовують з'єднувальні муфти (рис. 2.22) з двома зубчастими зчепленнями, здатними компенсувати невеликі паралельні й кутові зміщення сполучених валів, а також осьові переміщення і температурні деформації валів у межах $h = 3-4$ мм (сумарно).

Довжину L проміжного вала визначають відстанню між торцями валів (зазвичай 350–450 мм), яку вибирають з умови необхідності технічного обслуговування підшипників та ущільнень.

В умовах експлуатації має місце розцентрування валів унаслідок пружних і теплових деформацій. У цьому разі конструкція муфт повинна не лише компенсувати перекіс осей валів, а й сили, що виникають. Таким вимогам задовольняють зубчасті муфти (рис. 2.22 і 2.23). Компенсувальні властивості муфт забезпечуються осьовою й кутовою рухомістю обох зубчастих зчеплень. Із цією метою зубцям надають спеціальної закругленої форми, яка допускає перекіс осей втулки і валів, забезпечуючи водночас надійну роботу.

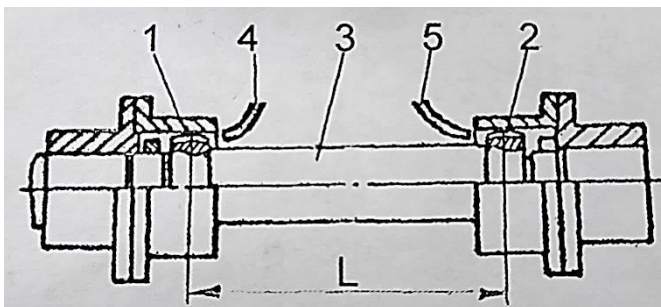


Рисунок 2.22 – Подвійна зубчаста муфта:
1, 2 – зубчасті обойми; 3 – проміжний вал; 4, 5 – форсунки
для подавання мастила

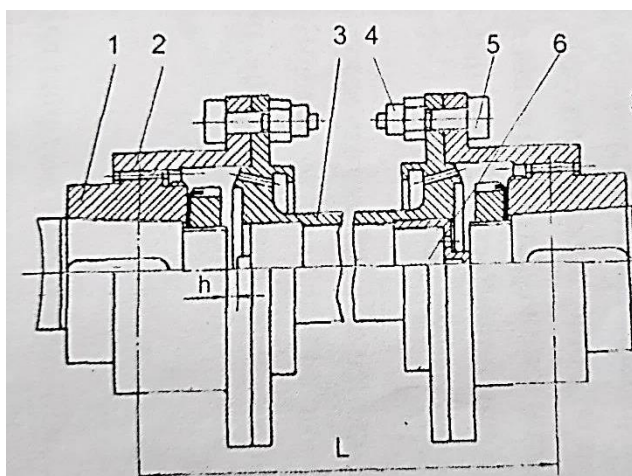


Рисунок 2.23 – З'єднувальна трубчаста муфта

Ще більш досконалішими є муфти, наведені на рисунках 2.24 і 2.25. Характерною особливістю муфт є використання проміжного вала, обидва кінці якого з'єднуються з кінцями валів привода і машини через пружні елементи у вигляді мембран (рис. 2.24) або пакета кільцевих гнучких мембран. Саме такі муфти використовують для сучасних швидкохідних турбокомпресорів великої потужності.

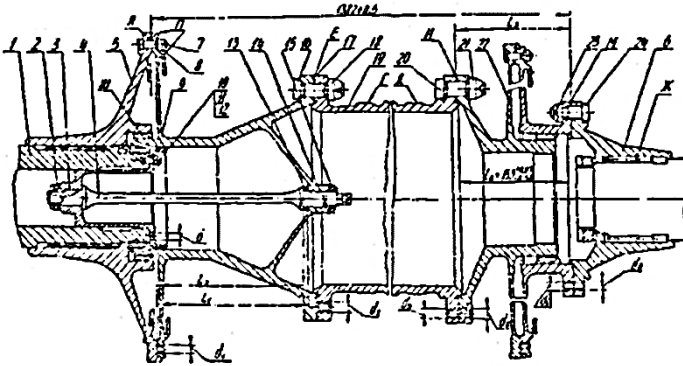


Рисунок 2.24 – Дискова мембранна муфта

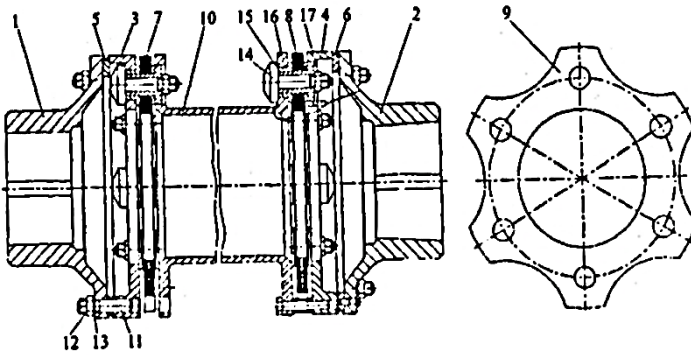


Рисунок 2.25 – Муфта пружна з пакетом кільцевих мембран

Звісно, використання гідромуфт, що поєднують функції передавання обертального моменту і регулювання обертів приводного вала за постійних обертів асинхронного електродвигуна, – це зручний, але дуже технічно складний спосіб. Свого часу інженери ВНДІкомпресормаш запатентували та розробили документацію на газодинамічну муфту для регулювання обертів нагнітачів природного газу, яка як робоче тіло використовує той самий природний газ. Розробка була підтримана Газпромом РФ, але не була реалізованою.

Висновки

Розроблення проекту турбокомпресорних машин – тривалий, трудомісткий, багатовитратний процес, у якому задіяні багатофахові колективи різних напрямків діяльності: науковці, дослідники, конструктори, технологи, економісти, ІТ-технологи та інші. Обсяг робіт дуже великий і не може бути вміщений у рамки цього навчального посібника. Автори вважали за необхідне викласти лише основи багатогранного предмета у формі, доступній для студентів та аспірантів спеціальності «Енергетичне машинобудування».

Автори вважали за основне дати знання з основних етапів, стадій, методів, алгоритмів і технічної документації створення проектів, а також розглянути визначальні проблеми й способи їх вирішення. До цих проблем, що є підґрунтям є формуванням конструкції турбомашин, увійшли такі, як вибір теплової й кінематичної схем, забезпечення статичної та динамічної міцності та ін.

Зрозуміло, що дуже важливим є проектування підшипників і кінцевих ущільнень та їх систем, систем охолодження газу й масла, систем привода і т. ін.

Але здебільшого вузли, агрегати та апарати цих систем моделюються із використанням стандартних елементів, що не потребують їх проектування, крім випадків створення унікальних турбомашин, які буде докладно викладено в запропонованому додатку А.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондаренко Г. А. Компресорні станції : підруч. / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : СумДУ, 2016. – 385 с.
2. Мисарек Д. Турбокомпрессоры / Д. Мисарек ; пер. с чешского. – Москва : Машиностроение, 1968. – 236 с.
3. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов и др. – Казань : Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.
4. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. ; за заг. ред. акад. НАНУ А. Ф. Булата. – Суми : СумДУ, 2016. – 305 с.
5. Апанасенко А. И. Монтаж, испытания и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в блочно-контейнерном исполнении / А. И. Апанасенко, Н. Г. Крившич, Н. Д. Федоренко. – Ленинград : Изд-во «Цедра», 1991. – 361 с.
6. Жарков П. Е. Газовые компрессорные станции. Опыт разработки : монография / П. Е. Жарков, Г. А. Бондаренко, В. Н. Радзиевский. – Сумы : ИТД «Университетская книга», 2015. – 285 с.
7. Вопросы расчета и исследования центробежных компрессоров сверхвысокого давления : сб. статей ВНИИкомпрессормаша. – Москва : Изд-во ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 68 с.
8. Проектирование и исследование компрессорных машин : сб. научных трудов / под ред. И. Г. Хисамеева. – Казань : ЗАО НИИтурбокомпрессор, 2009. – Вып. 6. – 422 с.
9. Воронежский А. В. Современные компрессорные станции : справочное пособие / А. В. Воронежский. – Москва : Изд-во «Премиум инжиниринг», 2009. – 446 с.
10. Центробежные компрессоры высокого и сверхвысокого давления для нефтяной и газовой

промышленности : сб. науч. трудов ВНИИХолодмат, Москва : 1988. – 210 с.

11. Селезнев Ю. В. Системный подход к исследованию термогазодинамических процессов и циклов / Ю. В. Селезнев. – Харьков : Вища школа, 1981. – 144 с.

12. Соложенцев Е. Д. Сценарное логико-вероятное управление риском в бизнесе и технике / Е. Д. Соложенцев. – Санкт-Петербург : Изд-во «Бизнес пресса», 2006. – 580 с.

ДОДАТОК А
РОЗРОБЛЕННЯ ПРОЄКТУ УНІКАЛЬНОГО
ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА ВІДЦЕНТРОВОГО
КОМПРЕСОРА НАДВИСОКОГО ТИСКУ

ЗМІСТ ДОДАТКА

Передмова автора.....	143
I Витоки виникнення проблеми.....	145
1 Формування науково-технічної проблеми «Створення відцентрового компресора надвисокого тиску».....	145
2 Організаційно-технічні заходи.....	147
3 Проектування дослідного циліндра.....	149
3.1 Вибір конструктивної схеми.....	149
3.2 Газодинамічні розрахунки та дослідження.....	151
3.3 Розроблення та дослідження конструктивних вузлів.....	159
3.4 Вирішення питань міцності й динаміки.....	166
4 Технологічне забезпечення виготовлення відцентрового циліндра надвисокого тиску.....	170
4.1 Зовнішній корпус.....	170
4.2 Внутрішній корпус.....	173
4.3 Ротор.....	174
4.4 Кінцеві ущільнення.....	177
4.5 Підшипники.....	180
4.6 Складання циліндра.....	182
5. Експериментальна база для дослідження компресорів надвисокого тиску.....	185
5.1 Загальна характеристика комплексу.....	185
5.2 Створення натурального стенда.....	187
Основні висновки та рекомендації комісії.....	196
Висновок.....	197
Список рекомендованої літератури.....	202

ПЕРЕДМОВА АВТОРА

У запропонованому додатку наведені основні відомості щодо створення проєкту унікального зразка відцентрового компресора надвисокого тиску для компреміювання етилену, який повинен був прототипом промислового компресора для великотоннажного виробництва поліетилену – сировини для виробництва синтетичних матеріалів.

Цей проєкт є взірцем індивідуального проєктування без прототипу, тобто піонерський проєкт, який розробляли вперше у світовій практиці. Саме тому проєкт становить значний інтерес для студентів, магістрантів та аспірантів і фахівців у галузі компресоробудування й споріднених галузях.

Не менш важливим є те, що цей проєкт знаменує найвище досягнення у світовій практиці й велику роль у цьому українських інженерів та науковців. Проєкт розробляли у ВНДІкомпресормаші в період 1972–1980 рр. у співдружності з низкою організацій СРСР у рамках державної проблеми під егідою Держкомітету з науки і техніки. Проте він не був зображений через глибокі соціально-економічні перетворення внаслідок розпаду СРСР.

Однак накопичений значний досвід, великі технічні, технологічні й наукові досягнення світового рівня були втілені в розроблення низки проєктів для газо- і нафтовидобувної промисловостей, а вітчизняна галузь компресоробудування зайняла місце серед провідних світових виробників.

Додаток є єдиною більш-менш системною публікацією за цією темою й, безумовно, є корисною для студентів та аспірантів за спеціальністю «Енергетичне машинобудування».

На жаль, роботу над проектом виконували за закритою тематикою, вона відображена в малій кількості публікацій, лише в службових малотиражних виданнях, не доступних широкому загалу фахівців.

Примітка. У тексті наведені назви організацій такими, якими вони були в часи створення проекту

ВИТОКИ ВИНИКНЕННЯ ПРОБЛЕМИ

1 Формування науково-технічної проблеми «Створення відцентрового компресора надвисокого тиску»

У шістдесяті – сімдесяті роки ХХ століття в цивілізованому світі набирає темпів науково-технічна революція (НТР). Основний напрямок НТР – розроблення й широке впровадження новітніх технологій промислового виробництва. Необхідність у проведенні НТР спричинена глобальними негативними процесами, що відбуваються у світі та різко погіршують умови існування людства унаслідок інтенсивного технократичного розвитку. Основні проблеми:

- підвищення складності технологічних процесів виробництва та обладнання, зростання небезпеки техногенних катастроф;
- високі темпи виснаження природних ресурсів (руд, нафти, газу, прісної води тощо);
- різке зростання людських та фінансових споживчих ресурсів;
- загрозливі темпи зростання екологічної небезпеки довкілля і т. ін.

Шляхи вирішення цих проблем полягають у напрямку розроблення і впровадження більш досконалих технологій, менш ресурсомістких, менш витратних, менш небезпечних, енерго- і природозбережних.

У передових технічно розвинених країнах НТР привела до істотного оновлення виробничих фондів,

створення нових високоефективних конструкцій машин та обладнання на основі нових технологій.

У СРСР також докладали зусиль щодо напрямку. Відбувалися реформування організаційних структур промисловості, вчасне, створення галузевих НДІ, науково-виробничих об'єднань, стимулювали впровадження наукових досягнень у практику тощо.

На хвилі НТР у галузі компресоробудування в м. Суми були створені великий галузевий центр – Всесоюзний науково-дослідний і конструкторсько-технологічний інститут компресорного машинобудування. (ВНДІкомпресормаш), високооснащене компресорне виробництво у СМНВО ім. Фрунзе, СКБ ТХМ.

Основним завданням інституту ВНДІкомпресормаш було конструювання, випробування й дослідження, а також розроблення прогресивних технологій виготовлення нових зразків компресорних машин різних типорозмірів для розвитку галузей газової, нафтової та хімічної промисловостей. Були створені спеціалізовані конструкторські відділи і дослідницькі лабораторії за типами машин: важких, середніх та малих поршневих компресорів, відцентрових, ротаційних, мембранних компресорів, пересувних компресорних станцій теплообмінної апаратури, спеціалізовані лабораторії динаміки й міцності, металознавства, шуму та вібрації, методів зварювання і паяння металів. Інститут у своєму складі мав дослідно-експериментальний завод, сучасний обчислювальний центр та ін. Він був здатним здійснювати розробки на найвищому технічному рівні.

2 ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНІЧНІ ЗАХОДИ

Одним із найбільш вагомих завдань галузі було створення виробництв поліетилену – сировини для отримання пластмас і синтетичних волокон. Роботи виконували згідно з постановами уряду як особливо важливі.

Необхідність у створенні таких високопродуктивних компресорів була продиктована істотним відставанням виробництва поліолефінів від передових країн.

Наприкінці 60-х років ХХ ст. у співдружності з НДР було розпочато міжнародний проєкт «Полімір» зі створення устаткування для високопродуктивних ліній виробництва поліетилену. ВНДІкомпресормаш в співдружності з ЛенНДІхіммашем (м. Ленінград) було доручено створення поршневого етиленового компресора продуктивністю 52 т/год з тиском 250 МПа (ПК н. в. т). Для виконання цього завдання в стислі терміни створили так званий етиленовий комплекс, на майданчику якого були споруджені корпус для випробувань, що вміщував ізольовані зали для компресора, електропривода й допоміжні системи газового контуру, технічний блок з електропідстанцією і встановленим перетворювачем частот обертання привода потужністю 2 500 кВт, азотна компресорна станція для забезпечення під час проведення випробувань.

Крім того, на майданчику були встановлені газгольдери для зберігання газу, блок газоохолоджувачів типу «труба в трубі», градирня та насосні станції для системи охолодження компресора.

Результатом проєкту «Полімір» було створення і освоєння виробництва вітчизняного ПК н. в. т., що

дозволило б відмовитися від імпортування дорогого устаткування.

АН СРСР на підставі аналізування стану і тенденцій у світовій практиці було рекомендовано для подолання відставання базуватися на великотоннажних лініях продуктивністю 160–180 т/год.

Ініціативна група вчених на чолі з професором К. П. Селезньовим у 1970 р. подала до уряду пропозицію про створення відцентрових компресорів із високою продуктивністю. Ініціативу було підтримано Держкомітетом із науки і техніки, вона стала державною програмою. Наказом Мінхімнафтотмашу для координації робіт із проблеми була створена робоча група, до складу якої ввійшли видатні науковці та фахівці галузі (ЛПІ ім. Калініна, ВНДІкомпресормаш, ЛенНДІхіммаш, МВТУ ім. Баумана, КХТІ ім. Кірова). Основною й базовою організацією було призначено ВНДІкомпресормаш. Були сформульовані завдання, визначені виконавці, вирішене питання фінансування. Пріоритетом було створення експериментальної бази у ВНДІкомпресормаші на основі випробувального комплексу для поршневих компресорів надвисокого тиску.

3 ПРОЄКТУВАННЯ ДОСЛІДНОГО ЦИЛІНДРА

3.1 Вибір конструктивної схеми

Не маючи прототипів, завданням на першому етапі було визначитися з тепловою схемою ВК н. в. т. На діючих на той час виробництвах поліетилену компресіонування етилену відбувалося ступенево у двох каскадах: низького та середнього тисків (до 250 МПа) й високого і надвисокого тисків (250 МПа). Для установлення відцентрового компресора були взяті параметри 25/250 МПа, продуктивність – 180 т/год. У подальшому замість назви «відцентровий компресор надвисокого тиску» використовували абревіатуру «ВК н. в. т.».

Вочевидь, така установка повинна бути багатокорпусною, з коефіцієнтом підвищення тиску $P = 2-2,5$ у кожному корпусі. Приклад такої схеми показано на рисунку А.1 а.

Головний електродвигун через мультиплікатор передає обертання послідовно до всіх корпусів, зв'язаних «у лінію» – схема із зовнішнім приводом. Але виникає необхідність ущільнення валів, що є проблемою, яка на той час не була вирішена.

ЛенНДІхіммаш запропонував схему, в якій лише перший корпус має традиційний привод двигун-мультиплікатор, решта корпусів мали вбудовані розширювальні турбіни (детандери), що споживають частину газу, стискувану в наступному корпусі (рис. А.1 б). Така схема має безперечну перевагу: корпус, окрім першого, не потребує ущільнень вала. Якщо використати газостатичні або ж газодинамічні опори вала, то ці корпуси абсолютно герметичні (капсульовані). Істотні недоліки – висока

складність і ненадійність кінематичної схеми, а також знижений ККД установки загалом, через те що значна кількість газу, який подається до турбін попередньо, стискається в корпусах компресора, які за визначенням мають низький ККД внаслідок маловитратності.

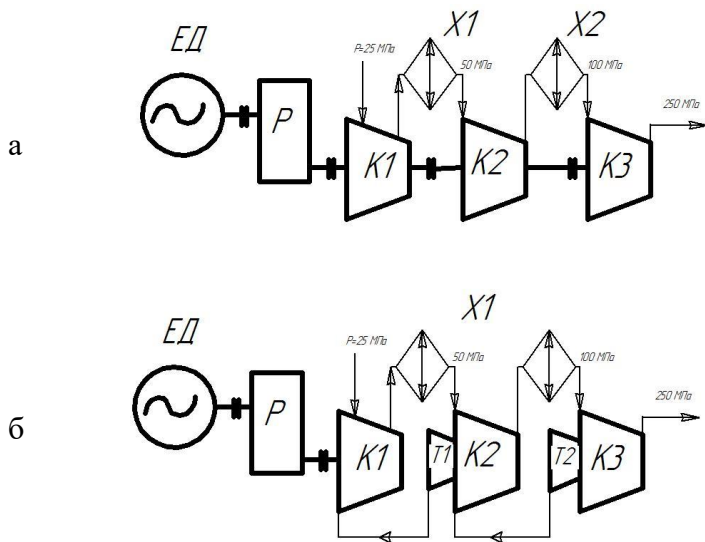


Рисунок А.1 – Перспективні схеми етиленового компресора надвисокого тиску:

а – із зовнішнім приводом; *б* – з убудованим турбоприводом

Було ухвалено рішення: сконцентрувати зусилля на останньому, найбільш проблемному, корпусі, де тісно переплітаються питання газодинаміки, міцності, ущільнень, підшипників та динаміки ротора. Вирішено замінити назву об'єкта «корпус», що асоціюється з міцним зовнішнім корпусом, на назву «дослідний циліндр» для подальшого використання в документації. Прийнято також спрощену схему циліндра – чотириступеневу із зовнішнім приводом.

Так були окреслені загальні контури майбутнього дослідного циліндра. Попереду був довгий, напружений шлях клопіткої роботи, пошуків, вибору, аналізу, розрахунків, експериментальних досліджень. Мозковим центром був науково-дослідний відділ відцентрових компресорів ВНДІкомпресормашу (завідувач відділу Г. М. Зіневич, завідувач науково-дослідної лабораторії – канд. техн. наук Г. А. Бондаренко). Роботи проводили в тісній співпраці з іншими організаціями – членами робочої групи.

3.2 Газодинамічні розрахунки та дослідження

З перших кроків зіткнулися з проблемою відсутності даних із теплофізичних властивостей етилену в зоні надвисоких тисків. Існуючі на той час діаграми та розрахункові методики були лише до 20–30 МПа. Глибокий пошук важкодоступних фірмових даних дещо розширив діапазон використання даних.

М. Серовському із ВНДІкомпресормашу вдалося уточнити й розширити діапазон використання методики Загорульченка ОТХП (м. Одеса) до 70 та більше МПа. Значно пізніше з'явилася методика Бетті – Бенджаміна для розрахунку сумішей газів.

У ВНДІкомпресормаші був організований обчислювальний центр із машинами БЕСМ другого покоління, що значно спростило варіантні розрахунки.

У результаті численних розрахунків була затверджена тепла схема циліндра: 4 ступені, 2 секції, і розміщені «спина до спини» з метою розвантаження від осьових навантажень, діючих на робочі колеса і взагалі на ротор, які набувають вражаючих значень за надвисоких тисків газу (рис. А.2).

У конструкторському бюро проведено тривалий пошук і відбір технічних рішень, більшість із яких були оригінальними на рівні винаходів. Наполегливо працювали технологи, фахівці з матеріалознавства та міцності.

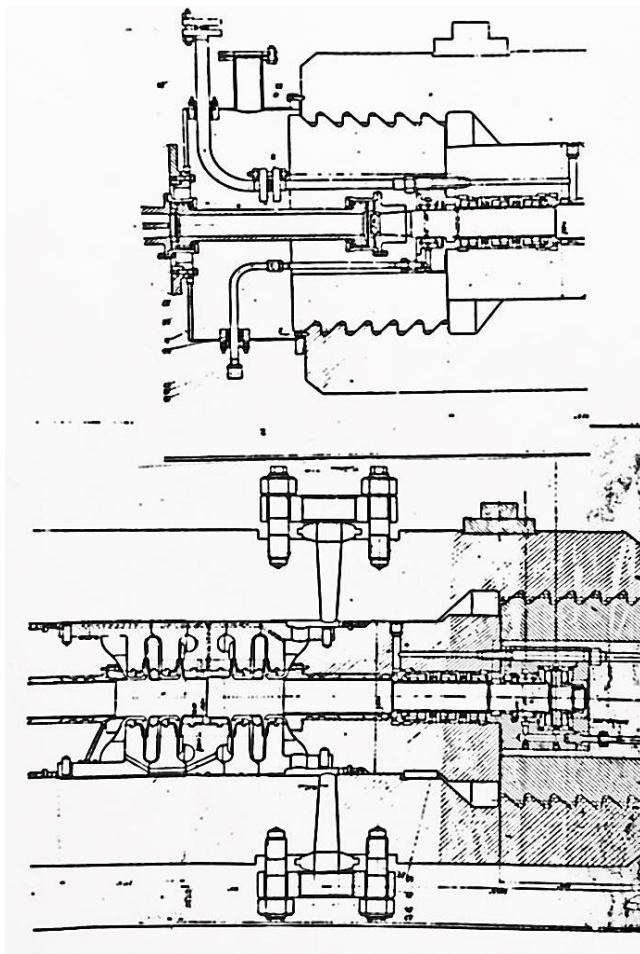


Рисунок А.2 – Поздовжній переріз дослідного циліндра надвисокого тиску

Той час збігся з періодом інтенсивного впровадження ЕОМ, появою мов програмування, прикладних програм. Науковці лабораторії сумісно з іншими підрозділами створили програми для розрахунку властивостей газів, газодинамічних розрахунків течії та силових навантажень, динаміки й міцності вузлів, гідродинаміки підшипників та ущільнень і т. ін.

«Вінцем творіння» став циліндр, креслення перерізу якого наведене на рисунку А.3. Наступні розділи присвячені процесу створення конструкції циліндра, вирішенню низки специфічних проблем міцності, динаміки, герметизації та розроблення технологій виготовлення його вузлів, складанню.

Як показали розрахунки, для такої схеми потокової частини між секціями не потрібно організовувати охолодження газу, тому що температура його не перевищує 100 °С на виході. Це дозволяє виконати перепускний канал між секціями всередині циліндра, не завдаючи шкоди міцності зовнішнього корпусу свердлінням каналів, відведенням газу на теплообмінник і його зворотним підведенням усередину.

На наступному етапі виконували уточнювальні газодинамічні розрахунки поточної частини. Складність полягла в пошуку компромісу між економістю й надійністю, тобто між ККД та силовими навантаженнями на елементи циліндра. Основний фактор впливу – мала об’ємна витрата газу через його високу густину за надвисокого тиску. Це призводить до істотно малих геометричних перерізів каналів елементів. У таких каналах відносно дуже велика товщина примежового шару, розвинені вихрові зони і, як наслідок, великі гідравлічні втрати та низький ККД.

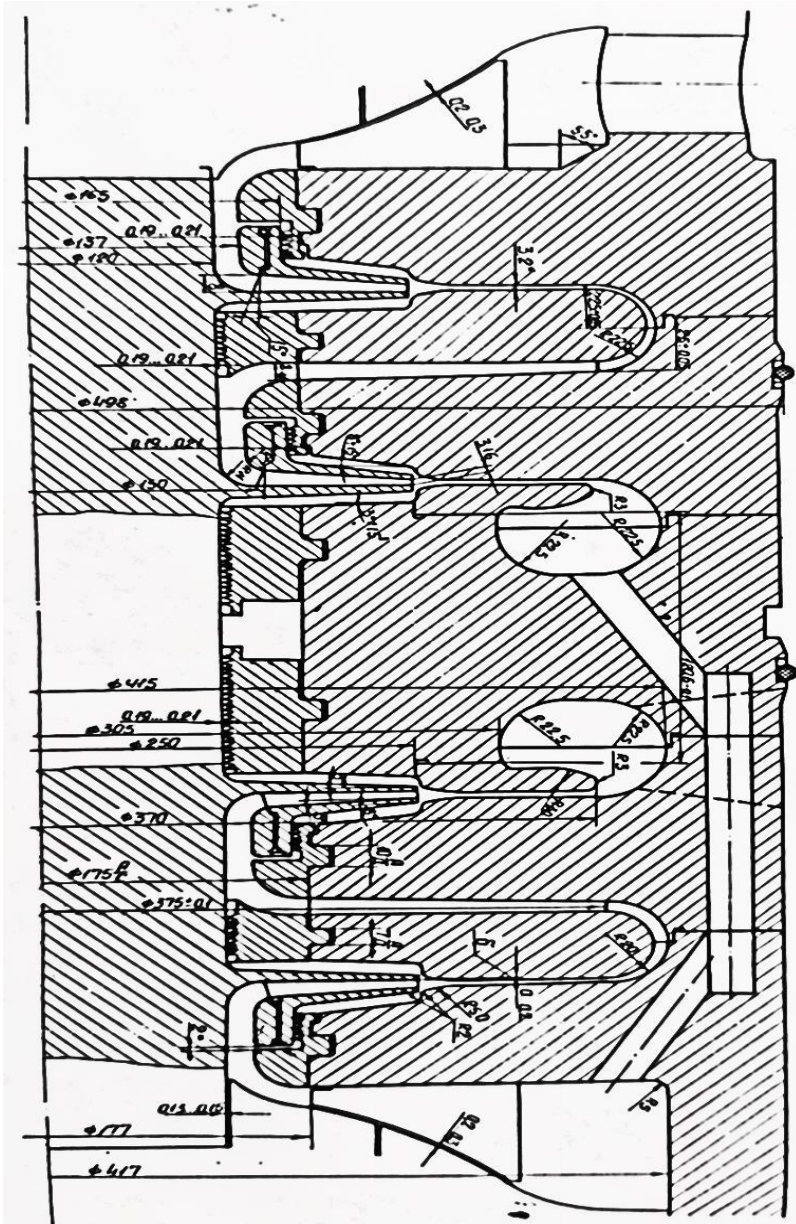


Рисунок А.3 – Поточкова частина дослідного циліндра

Рішення робочої групи з проблеми технічного проекту циліндра, подане ВНДІкомпрессомашем, було схвалено і взяте за основу для подальшого розроблення робочого проекту.

Особливу увагу приділяли розрахунку і проектуванню робочої частини – газодинамічному вузлу (потоківій частині), оскільки саме вона забезпечує потрібні параметри газу та ефективність циліндра загалом.

Конструктивна схема циліндра базується на безрознімному сигароподібному товстостінному сталевому корпусі у внутрішню розточку якого встановлена закладна складальна частина (внутрішній корпус). У корпусі виконані радіальні отвори для входу й виходу газу.

Внутрішній корпус мав горизонтальний рознім, у частинах корпусу були виконані канали дифузорові і зворотних напрямних апаратів, а також поздовжні отвори, що з'єднують камеру нагнітання першої секції з камерою всмоктування другої секції.

На торцях корпусу закріплені кришки, всередині яких були розміщені вузли кільцевих ущільнень та підшипників. У кришках виконані канали для підведення й відведення газу з лабіринтної секції ущільнень і з порожнин маслозаповнених кільцевих ущільнень та підшипників. Відведення газу та масла необхідне для їх охолодження в зовнішніх апаратах.

Зазвичай оптимальним розміром ширини каналу робочого колеса на виході вважають $v_2/D_2 = 0,04-0,05$. У разі зменшення цієї величини ККД різко знижується. Можливі два сценарії проектування за заданої величини продуктивності. Якщо з огляду на надійність та міцність конструкції бажано знизити частоту обертання, або

необхідно підвищити діаметр робочого колеса, то це приводить до необхідності звуження каналу, тобто зменшення величини v_2/D_2 , і відповідно зменшується ККД ступенів і циліндра загалом. З іншого боку, якщо пріоритетом є ККД, потрібно збільшувати величину v_2/D_2 за рахунок зменшення діаметра. Але в цьому разі для досягнення потрібного напору необхідно підвищити частоту обертання, а це призведе до проблем із динамікою роторної системи, навантаження вузлів підшипників та ущільнень.

Результатом варіантних розрахунків є такі параметри: частота обертання – 10 000 об/хв, відносна ширина каналів коліс у межах $v_2/D_2 = 0,015-0,035$. Паралельно з цим у лабораторії ВНДІкомпресормашу створено модельний аеродинамічний стенд АД-60 із широким діапазоном режимів досліджень (рис. А.4).

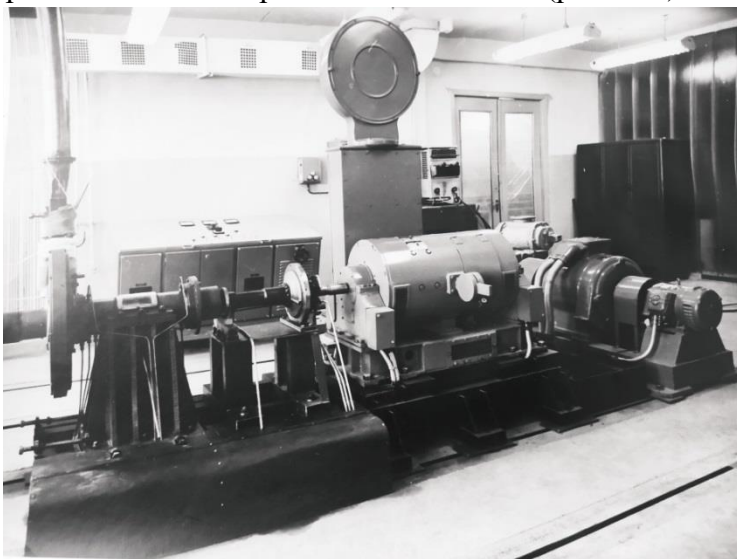


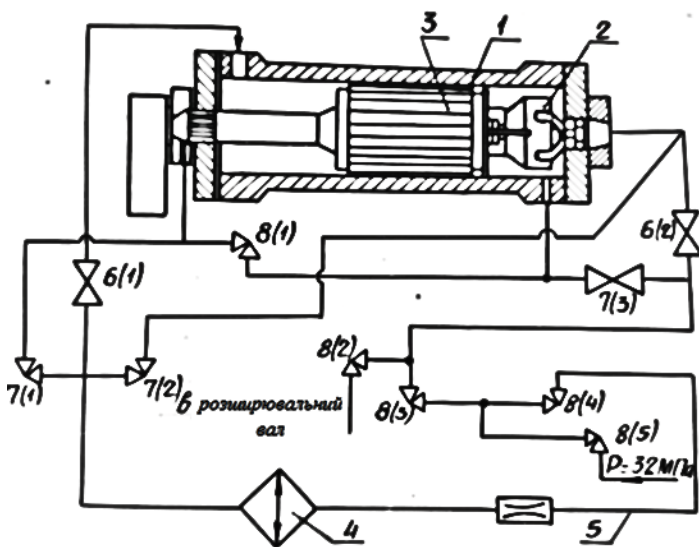
Рисунок А.4 – Модельний газодинамічний стенд АД-60

На стенді була досліджена широка гама робочих коліс потрібних розмірів з отриманням безрозмірних газодинамічних характеристик, вивчені процеси впливу так званої геометрії допоміжних трактів (цілих лабіринтних ущільнень, осьових щілин між корпусом та дисками коліс і т. ін.), а також чистоти оброблення вузьких міжлопатевих каналів робочих коліс, які досить помітно впливають на ККД ступенів. На спеціальному стенді були проведені дослідження двоступеневої секції-моделі секції циліндра. Одержана важлива інформація, що є корисною для проєктування дослідного циліндра. На жаль, результати, одержані на повітряних стендах відкритого контуру, мають обмеження за критеріями подібності.

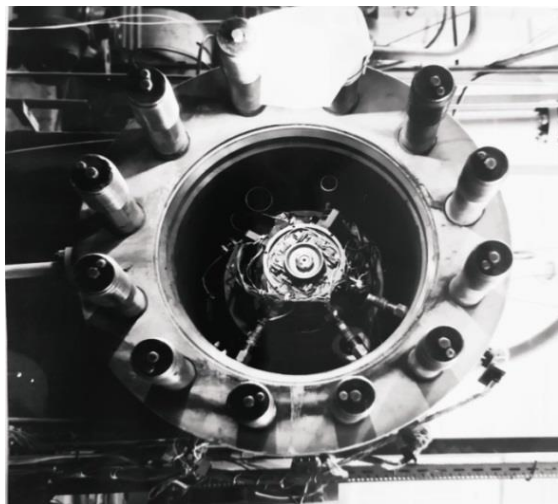
Дослідження, проведені на повітряному стенді відкритого контуру АД-60, дозволили одержати газодинамічні характеристики лише в діапазоні $Re = 5 \cdot 10^5 - 10^6$. Умови течії в ступенях циліндра відповідають числам $Re \approx 10^8$. Для виявлення впливу числа Re було створено спеціальний пристрій, який вставляється всередину герметичного корпусу стенда замкненого контуру на 32 МПа (рис. А.5).

Спеціальне оснащення дозволило одержати низку нових результатів щодо впливу числа Re на гідравлічні втрати тертя під час обертання дисків середовищ та азоту за різних схем розміщення диска в кожусі, що імітує умови в компресорному ступені.

Дуже корисна інформація була одержана під час модельних випробувань двоступеневих секцій, виготовлених у натурну величину. Зокрема, одержані важливі результати з колової нерівномірності потоку у вхідній і вихідній камерах, що обумовлює величину радіальних навантажень на ротор.



a



б

Рисунок А.5 – Схема стенда замкнутого контуру на 32 МПа для досліджень газодинамічних сил на робочі колеса (*a*) і робоча частина стенда (*б*)

Сукупні одержані результати дозволили уточнити й доповнити розрахункові дані та скоригувати конструкцію робочої частини циліндра.

3.3 Розроблення та дослідження конструктивних вузлів

Найбільш критичними вузлами конструкції були кінцеві ущільнення вала, бо саме вони у значній мірі відігравали вирішальну роль у працездатності циліндра та успіху щодо вирішення проблеми загалом.

Найвищим досягненням у техніці ущільнень на той час була конструкція фірми «Dresser Rend» (США), застосована в корпусі високого тиску (20/32МПа) компресорної установки синтез-газу у виробництві аміаку. Тип ущільнення – маслозапірне із зовнішнім і мастило-газовим (запірним) плаваючими кільцями, між якими подається масло під тиском, що незначно перевищує тиск газу (рис. А.6).

Кільця повинні вільно рухатися за валом у радіальному напрямку, зберігаючи щілину завдяки гідродинамічній силі мастильного шару, яка подолає силу тертя на контактному торці зовнішнього кільця. Необхідний баланс сил забезпечується установленням усередині кільця колодок на кшталт підшипникових, що створюють додаткову гідродинамічну силу. Саме такий тип було взято за основу.

Було створено спеціальний дослідний стенд із натурними параметрами: тиск масла – 100 МПа, частота обертів – до 15 000 об/хв (рис. А.7). За допомогою досліджень доведено, що такий прототип ущільнення може бути надійно застосований до тиску 32 МПа, проте для циліндра н. в. т. потрібне ущільнення на 100 МПа.

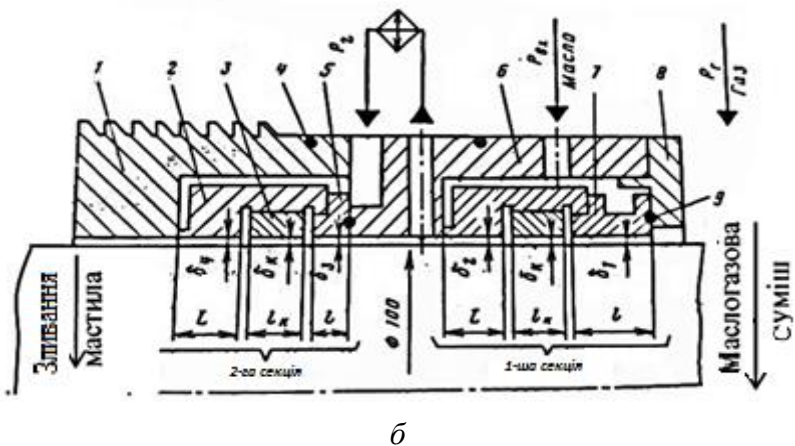
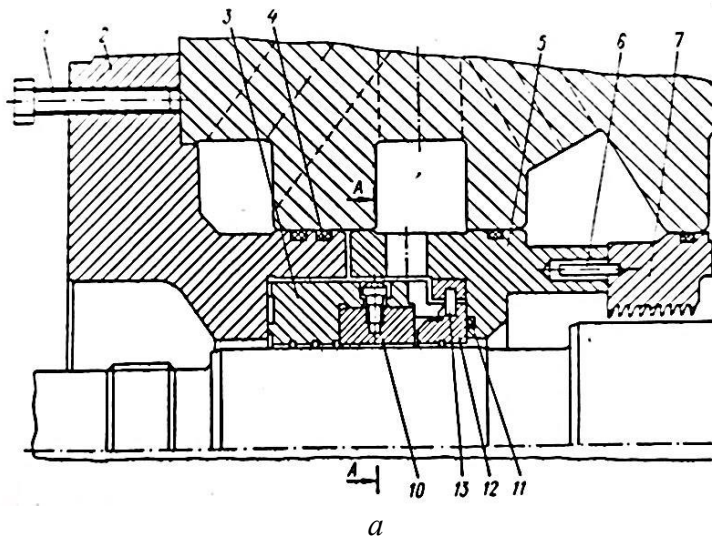


Рисунок А.6 – Маслозапірне уцілювання з плаваючими кільцями: *а* – типова схема; *б* – двокаскадна схема

Фахівці ВНДІкомпресормашу запропонували два варіанти конструкції вузла кільцевого уцілювання на 100 МПа:

- 1) багатокаскадне ущільнення з плаваючими кільцями;
- 2) комбіноване двокаскадне лабіринтно-маслозапірне ущільнення.

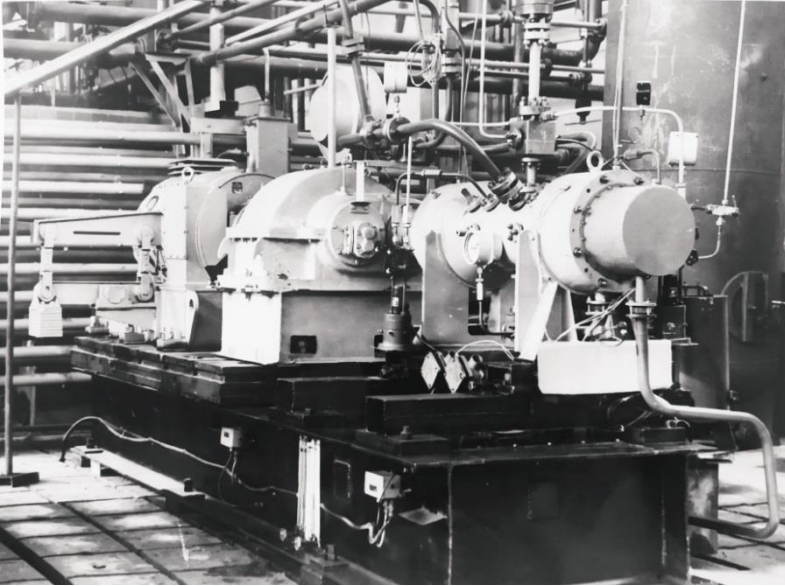


Рисунок А.7 – Натурний стенд маслозапірних ущільнень на 100 МПа

Випробування двокаскадного варіанта (рис. А.6 б) на спеціальному стенді підтвердили можливість використання ущільнення. Проте ущільнення має недолік: відмова якогось кільця спричинить руйнування всього вузла і, маючи на увазі рівень тиску, вихід назовні великого об'єму небезпечного газу.

Перевагу було віддано комбінованому варіанту. Основний перепад тиску газу спрацьовується на безконтактному лабіринтному ущільненні, що складається з 2 або 3 секцій (на вході та нагнітанні відповідно).

Секційної побудови потребують особливості дроселювання етилену в області надвисокого тиску: всупереч звичайним уявленням під час дроселювання відбувається значне підвищення температури газу, тому газ потрібно відводити до зовнішніх теплообмінників і після охолодження повертати назад на наступну секцію. Другий каскад – маслозапірне ущільнення з плаваючими кільцями у вигляді тандему для резервування на випадок відмов (рис. А6).

Як лабіринтне ущільнення обрано стільниковий (сотий) тип (рис. А.8), упроваджений в компресорах високого тиску компанії Dresser Rand (США).

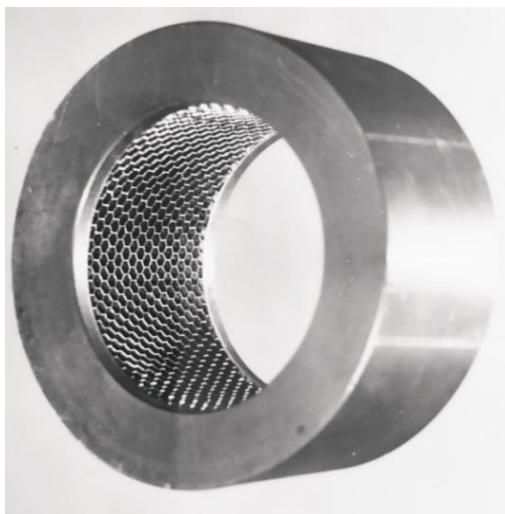


Рисунок А.8 – Обойма стільникового газового ущільнення

В умовах відсутності даних за характеристикам стільникових ущільнень був розроблений метод розрахунку, проведені стендові випробування гідравлічних та динамічних характеристик, а також міцності

стільникових ущільнень, комірчаста структура яких значно стійкіша, ніж у звичайних лабіринтних ущільненнях. Для виготовлення стільникових обойм розроблена і впроваджена технологія високотемпературного вакуумного паяння. Установлено, що стільникові ущільнення мають властивість гасіння вібрацій, що завжди супроводжують роботу ротаційних машин. Експериментальні дослідження підтвердили ці якості й засвідчили, що їх гідравлічні характеристики не гірші, ніж лабіринтних ущільнень.

Підсумком напружених робіт учених-конструкторів і технологів було створення унікального вузла багатокамерного комбінованого кільцевого ущільнення з тиском до 200 МПа (рис. А.9). Без перебільшення можна вважати, що створення саме цього вузла визначило успіх проєкту.

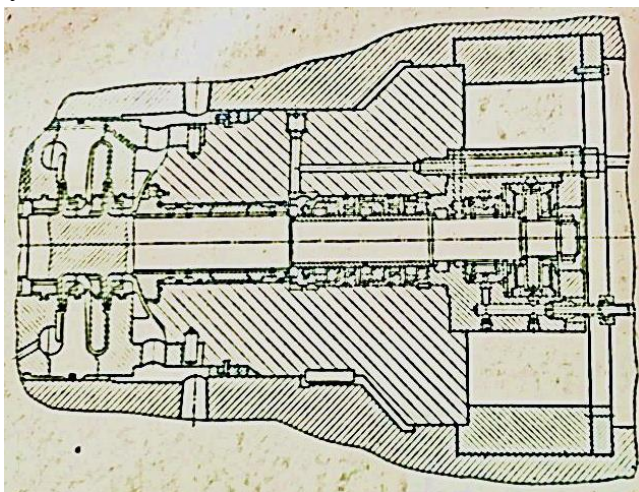


Рисунок А.9 – Кільцеве ущільнення відцентрового компресора надвисокого тиску

Забезпечення надійної роботи ущільнень обумовлене надскладною системою маслозабезпечення (рис. А.10). Окрім аксіально-плунжерних насосів надвисокого тиску (до 100 МПа) знадобилося розроблення унікальних апаратів – регуляторів перепаду тиску масло-газ (рис. А.11), пристроїв демпфірування коливань тиску масла, зливання та розділення маслогазової суміші і т. ін.

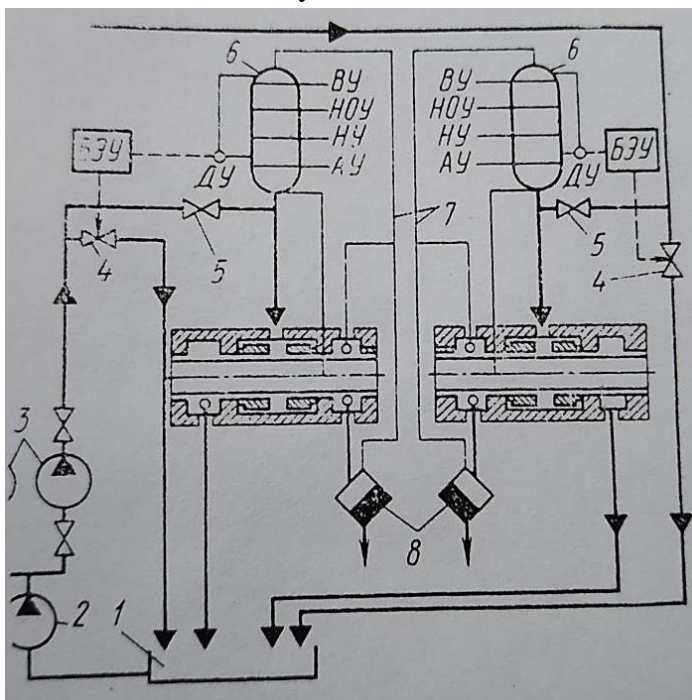


Рисунок А.10 – Схема подавання запірної рідини в кінцеві ущільнення циліндра відцентрового компресора високого тиску:

- 1 – маслобак; 2 – насос низького тиску; 3 – насос високого тиску;
- 4 – запірний регулювальний клапан; 5 – зворотний клапан;
- 6 – напірний бак; 7 – трубопровід підведення газу еталонного тиску;
- 8 – масловідвідник

Радіальні та упорні підшипники сучасної конструкції колодкового типу з механічними демпферами відмінно зарекомендували себе у світовій практиці й турбомашинобудуванні.

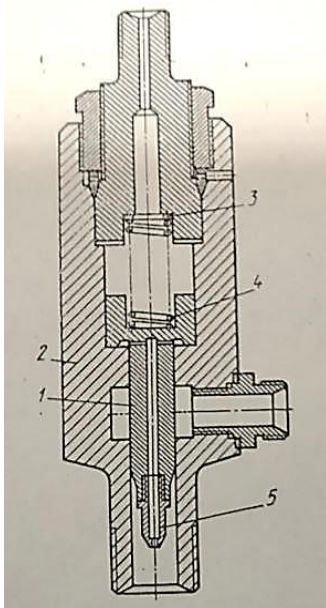


Рисунок А.11 – Регулятор перепаду тиску:

- 1 – диференціальний поршень; 2 – корпус; 3 – регулювальна шайба;
4 – пружина; 5 – жиклер

Необхідно відмітити вагомий внесок співвиконавців із проблеми, що постали: ЛПІ ім. Калініна – дослідження газодинаміки маловитратних ступенів (канд. техн. наук Л. Я. Стрижак), КХТІ (м. Казань) – дослідження властивостей мастил за високих параметрів (професор Т. Р. Тарзиманов). Результати цих досліджень були використані під час розроблення проєкту циліндра.

3.4 Вирішення питань міцності й динаміки

Важливість цих питань, урахувуючи надвисоке навантаження на елементи й конструкцію загалом, не потребує обґрунтування.

Кінцевий вибір розмірів проточної частини (насамперед діаметрів робочих коліс як утворення внутрішнього діаметра, корпусу циліндра) був неможливий без урахування міцності, розмірів та вимог до виготовлення, поковок і подальшого оброблення.

3.4.1 Було проведено числові розрахунки напружено-деформованого стану корпусу, особливо зон концентрації напруження.

Багато зусиль прикладено до вирішення способу надійного кріплення торцевих кришок до корпусу. На кожну кришку діють величезні зусилля з боку внутрішнього тиску газу – порядку тисяч тонн. Розробляли варіанти кріплення за допомогою шпильок, байонетного затвора, внутрішньої нарізки. Усі ці способи не гарантували надійності кріплення. Як альтернативу було запропоновано й розрахунково обґрунтовано спосіб кріплення за допомогою внутрішньої пробки з нарізкою зі змінним кроком нарізання. Суть способу полягає в забезпеченні рівномірного розподілу навантаження на всі зубці нарізання. Такий ефект забезпечується розрахунком змінного кроку нарізання з урахуванням деформації витків у робочому стані. Герметизація внутрішньої порожнини циліндра забезпечується еластомірними кільцями з металевими захисними кільцями. Обидві кришки фіксуються нарізними пробками.

У корпусі виконують по два отвори для підведення й відведення газу. Отвори розміщені діаметрально, що забезпечує симетрію течії й відсутність радіальних

навантажень на ротор. Кріплення патрубків до корпусу здійснюється за допомогою шпильок та одноразових лінзових ущільнень. Важливо зазначити, що всі інші підведення й відведення газу та масла з кінцевих ущільнень здійснюють через торцеві кришки.

3.4.2 Під час вибору типу робочих коліс було поставлено під сумнів усі існуючі конструкції й технології їх виготовлення через дуже малі розміри потрібних коліс, на які діють дуже значні осьові сили від перепаду тиску, а також очікувані вібраційні навантаження.

Запобігаючи небажаним явищам ослаблення кріплення покривних дисків робочих коліс та посадки останніх на вал уперше в практиці було запропоноване виготовлення робочих коліс з єдиної заготовки методом електроерозійного оброблення лопатевих каналів робочих коліс (рис. А.12). Монолітність конструкції коліс значно підвищує їх міцність.

3.4.3 Окрема проблема – забезпечення динамічної міцності. Можна стверджувати, що під час створення ротора були використані всі наявні на той час методи і досягнення науки та практики. Звісно, оцінити працездатність такого важливого вузла могло лише натурне випробування.

Особливу увагу приділяли вивченню впливу масляного ущільнення з плаваючими кільцями на динаміку (коливання) ротора. Були задіяні значні ресурси. Теоретичними розробками керував д-р техн. наук, професор В. А. Марцинковський (СумДУ). Експериментальні дослідження проводили у ВНДІкомпресорамаші. З цією метою було створено низку експериментальних стендів: імітаційних, модельних та натурних. Всебічні дослідження дозволили виявити

специфічні явища в роботі ущільнення, серед яких: автоколивання, втрата стабільності, режими «зависання» кілець, температурні режими. Вивчено також явище деформації коліс, що істотно впливає на характеристики.



Рисунок А.12 – Робочі колеса з каналами, виконаними електроерозійним методом

У процесі роботи канд. техн. наук Г. А Бондаренком було запропоновано метод пружногідродинамічного (ПГД) аналізу високонавантажених вузлів і конструкцій відцентрових компресорів на основі системного підходу.

Основний принцип полягав у тому, що розрахунок вузлів, у яких відбувається течія газів або рідин за високих тисків, є ітераційним процесом: деформації меж каналів спричиняють зміну структури течії, що, також впливає на деформацію і т. ін., до одержання сталого положення дослідницького об'єкта. Водночас потрібно одержати такі кінцеві деформації і гідродинамічні характеристики течії, які відповідають їх величинам, закладеним у розрахунок конструкції, інакше можуть виникнути небажані наслідки. ПГД-метод використовували для аналізування лабіринтних

ущільнень, осьових деформацій вала тощо. Особливо важливим виявився такий підхід для компресорів високого тиску з вузькими каналами проточної частини, малими абсолютними розмірами радіальних щілин в ущільненнях та осьових щілин між діафрагмами й дисками робочих коліс. Деформації деталей спроможні не лише підвищити гідравлічні втрати в елементах проточної частини, а й призвести до дуже небезпечного контакту між нерухомими і рухомими деталями статора та ротора. Для запобігання цьому необхідно створювати формуляр установлення ротора в статор із попереднім зміщенням в осьовому напрямку стосовно розрахункового (номінального) положення.

Особливу небезпеку становили маловивчені явища динамічної поведінки системи «ротор–мастильне ущільнення з плаваючими кільцями». Втрата рухомості кільця, їх «зависання» аналогічні появи додаткових опор (підшипників), викривленню осі вала, що дуже небезпечно. Проведені поглиблені теоретичні й експериментальні дослідження на імітувальних та натурних стендах із вивченням цих явищ і заходи щодо їх усунення.

Експериментальні дослідження лабіринтних та стільникових газових ущільнень також виявили можливість виникнення автоколивань за ексцентричних радіальних щілин. Значно стабільними виявилися стільникові ущільнення. Була розроблена методика розрахунку таких ущільнень на міцність під дією перепаду тиску, підтверджена гідравлічними випробуваннями.

У процесі створення системи ущільнень запропоновано низку оригінальних рішень і патентів.

4 ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО ЦИЛІНДРА НАДВИСОКОГО ТИСКУ

Унікальність конструкції циліндра, величезні навантаження на його елементи потребували не лише пошуку та освоєння найсучасніших на той період технологій виготовлення, насамперед досягнень в оборонній техніці, й розроблення власних технологій. Достатньо буде зазначити, що в процесі створення циліндра було одержано близько 100 патентів на винаходи та безліч науково-технічних публікацій. На жаль, всі ці матеріали були недоступні широкому загалу фахівців, тому що роботи виконувалися під грифом «для службового використання». Нижче наведені основні досягнення в спрощеному викладенні.

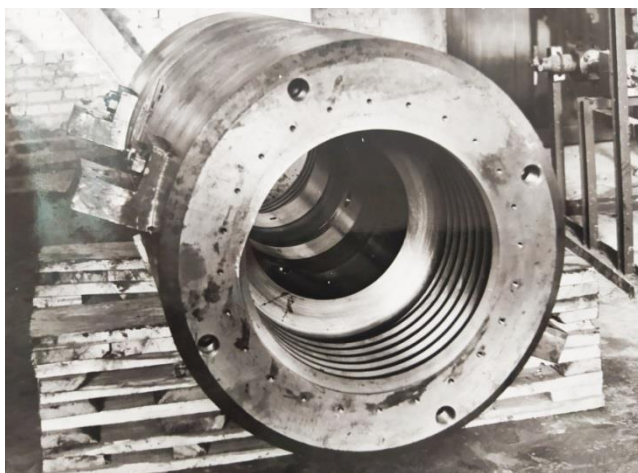
4.1 Зовнішній корпус

Виготовлення корпусу циліндра виявилось складною технічною проблемою через великі розміри (зовнішній діаметр – 1 080 мм, довжина – 2 200 мм) і високі вимоги до міцності. Була вибрана сталь 38ХМЗМФА. Унікальна поковка була виготовлена на межі технологічних можливостей на оборонному підприємстві «Барикади» (м. Волгоград) за спеціальним замовленням. Поківка пройшла низку циклів термічного оброблення разом із зразками, які підлягали ретельному контролю. Виготовлення корпусу виконане на компресорному виробництві СМНВО ім. Фрунзе (м. Суми). Спеціальна технологія, інструменти й засоби контролю були розроблені для нарізання упорної нарізки зі змінним кроком.

Загальний вигляд корпусу в стані чистового оброблення наведено на рисунку А. 13 *а*; вигляд із боку кріплення торцевої кришки зі спеціальною нарізкою – на рисунку А.13 *б*.



а



б

Рисунок А.13 – Загальний вигляд зовнішнього корпусу (*а*) і вигляд із нарізкою для кришок (*б*)

Фото однієї з торцевих кришок (рис. А. 14) дає уявлення про її міцність і складність. Вісім отворів на торцях обох кришок призначені для підведення і виведення гарячого газу та масла до відповідних камер комбінованих кінцевих ущільнень вала. Охолодження газу та масла відбувається в зовнішніх апаратах.

Зовнішній корпус у складанні з торцевими кришками було піддано гідравлічним випробуванням. Випробування проводили в спеціально створеному боксі із заглибленою залізобетонною камерою. Воно відбувалося ступеневим підніманням тиску масла від спеціального насоса. Контроль деформаційного стану корпусу контролювали дистанційно за допомогою тензодатчиків.

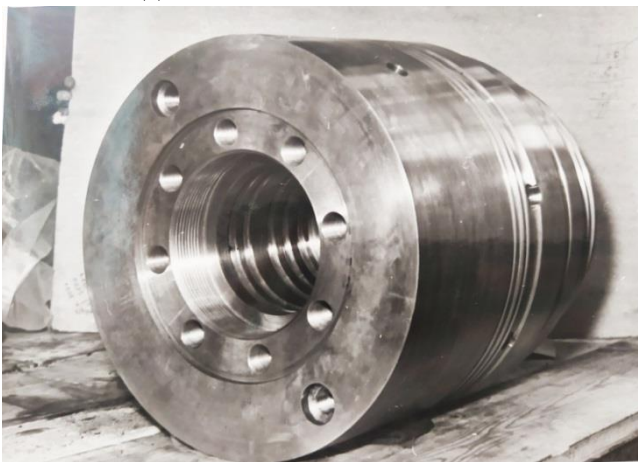


Рисунок А.14 – Торцева кришка зовнішнього корпусу

Для підвищення міцності була застосована технологія автофрентування корпусу за допомогою попереднього навантаження внутрішнім тиском, що перевищував робочий. У цьому разі на внутрішній поверхні виникали остаточні напруження, що компенсували значною мірою напруження від робочого тиску в процесі подальшої експлуатації.

4.2 Внутрішній корпус

Внутрішній корпус виконаний у вигляді закладного картриджа, який установлюють усередину зовнішнього корпусу. Зазвичай такі корпуси мають горизонтальний рознім, і кожна половина складається з набору діафрагм, що формують поточну частину. Пакети діафрагм стягують у моноблок за допомогою болтів і шпильок. Внутрішні поверхні обробляють сумішшю з використанням борштанги. Але така технологія визнана неприйнятною для циліндра через недоліки, серед яких:

1 Використання кріплення діафрагм за допомогою шпильок потребує збільшення радіального розміру картриджа і відповідно внутрішнього діаметра зовнішнього корпусу, що внаслідок забезпечення міцності конструкції.

2 Під впливом осевого перепаду тиску, що діє на внутрішній корпус у напрямі від нагнітання до всмоктування, шпильки деформуються, розтягуються, внаслідок цього виникають ослаблення кріплення діафрагм та їх зміщення стосовно ротора, що дуже небезпечно.

Замість такої технології був запропонований і реалізований спосіб склеювання діафрагм за допомогою спеціального клею. Серії випробувань на зразках показали, що механічні характеристики клейового з'єднання наближаються до характеристик металу. Саме така технологія була використана під час виготовлення внутрішнього корпусу (рис. А.15).

Для запобігання перетіканню газу в радіальних щілинах між циліндричними поверхнями картриджа і зовнішнього корпусу на зовнішній поверхні діафрагм виконані канавки, в яких уставляються еластомірні кільця.

Вхідні камери першого й третього ступенів у складеному стані формуються торцевими поверхнями

картриджа і кришок. Вихідні камери другого й четвертого ступенів вісесиметричного овального перерізу виконані в діафрагмах.

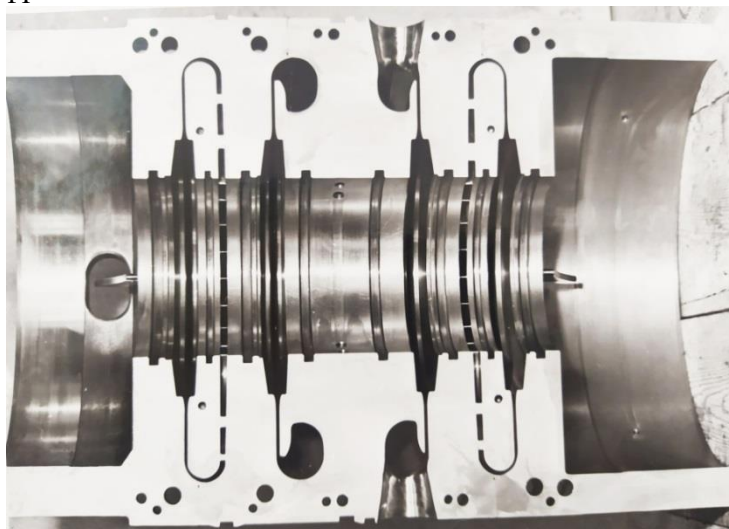


Рисунок А.15 – Внутрішній корпус (нижня половина)

Для реалізації схеми потокової частини «спина до спини» передбачене виконання у внутрішньому корпусі шести перепускних каналів, які з'єднують камеру нагнітання другого ступеня з камерою всмоктування третього ступеня. Таке рішення дозволило не робити отворів у зовнішньому корпусі, які б істотно знизили міцність корпусу.

4.3 Ротор

Ротор є найбільш відповідальним «органом» конструкції циліндра, тому що він зазначає впливу статичних, динамічних, газодинамічних навантажень і впливу високої частоти обертання (рис. А.2). З першого погляду можна визначити проблемність ротора. Основна

його проблема – це велика довжина і занадто малий діаметр вала. Такий вал дуже гнучкий, що призводить до ускладнень його динамічних характеристик і, врешті, становить небезпеку для його динамічної міцності. Тому до виготовлення вала й ротора загалом висувають надвисокі вимоги.

Насамперед жорсткому контролю на всіх стадіях технологічних переробок підлягають заготовки й поковки: визначення механічних властивостей, рентгеноскопія, УЗД-аналіз тощо. Проводять складний цикл термічного оброблення. Механічне оброблення вала здійснюють на високоточному верстатному обладнанні зі спеціальним оснащенням. Шийки вала під підшипниками та ущільненнями покривають зносостійкими покриттями.

Високих статичних і динамічних навантажень зазначають також робочі колеса. Зазвичай технологія виготовлення робочих коліс – з'єднання основного диска з покривним способом клепання або зварювання – не прийнятна через малі розміри коліс і небезпечність руйнування під дією коливань. У ВНДІкомпресормаші була розроблена технологія паяння сталевих деталей спеціальним припоєм під вакуумом за високої температури. Для реалізації цього способу на практиці була створена лабораторія з унікальним обладнанням. Але такий спосіб з'єднання іноді призводив до жолоблення форми лопатевих каналів коліс.

У цьому ж інституті було запропоновано та запатентовано спосіб виготовлення робочих коліс з єдиної заготовки електроерозійним обробленням у газовій ванні за допомогою графітових електродів, ідентичних за формою до лопатевих каналів. Оброблення проводили за

декілька проходів зі зміною електродів, кожний із наступних електродів за формою дедалі більше наближався до потрібної форми каналів. Безумовно, щодо міцності, така конструкція коліс була пріоритетною.

Залишалася невирішеною проблема можливого виникнення ослаблення посадки робочих коліс на вал у процесі довготривалої експлуатації під впливом статичного та динамічного напружень. Було запропоноване цілком логічне рішення: виготовлення ротора (вала з колесами) із суцільної заготовки із застосуванням електроерозійного оброблення каналів коліс. І це завдання з успіхом реалізували, такий ротор уперше у світовій практиці було створено (рис. А.16).

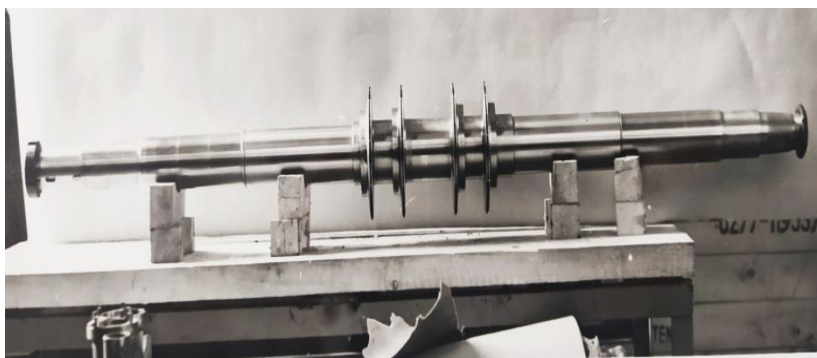


Рисунок А.16 – Ротор із робочими колесами виготовлений із суцільної заготовки

Істотними недоліками електроерозійного способу виготовлення міжлопатевих каналів є складність одержання точних розмірів та їх контролю через дуже вузькі канали і підвищена жорсткість внутрішніх поверхонь. Остання обставина потребує використання гідро- або пневмоабразивного оброблення.

Наступний цикл оброблення: нанесення зносостійкого покриття шийок вала, фінішне механічне оброблення та динамічне балансування ротора потребують високої кваліфікації виконавців і спеціальних видів оснащення, інструментів та пристроїв.

Безумовно, монолітність ротора перекидає всі недоліки.

4.4 Кінцеві ущільнення

Перший ступінь комбінованого ущільнення – стільникове – трисекційне з проміжними охолодженнями газу. Його особливість полягає в тому, що дроселювання газу в ущільненні відбувається від 100 МПа до 70 МПа із наростанням перепадів тиску вздовж течії, тобто остання секція найбільш навантажена. Через це товщина стільникових елементів у секціях становила відповідно 0,15–0,25–0,3 мм.

У ВНДІкомпресормаші була розроблена технологія виготовлення таких ущільнень. Насамперед із листової сталі Х18Н10 нарізають смугу (штаби), з яких на спеціальному пристрої накатують елементи напів-стільникової форми, з'єднують їх точковим зварюванням у зигзагоподібну смугу (штаби), потім одержану насадку вкладають у кільцеву проточку обойми, на яку попередньо наносять припай. Після цього проводять високотемпературне паяння у вакуумі. Остання операція – розточення внутрішнього діаметра до потрібного розміру шліфуванням. Загальний вигляд секції наведено на рисунку А.17.

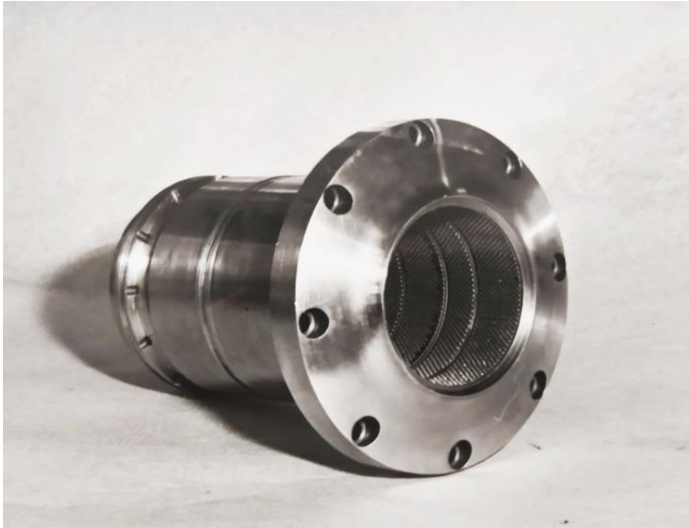


Рисунок А.17 – Втулка стільникового ущільнення вала

Стільникове ущільнення має також значну перевагу перед звичайним лабиринтним: під час складання укладання ротора на поверхню стільникової насадки набувається без її деформації. Крім того, навіть руйнування деяких комірок ущільнення не впливає на його працездатність і герметичність.

Комірчаста система ущільнення також сприяє розсіюванню тепла із зони контакту у випадку натрапляння на поверхню вала.

Другий ступінь ущільнення – маслозапірне з плаваючими кільцями – потребував довготривалих пошуків та випробувань матеріалів, конструкції, технології для забезпечення надійної роботи.

Ущільнення – двосекційна (тандемна) конструкція з двох вузлів: маслозапірного й щілинного.

Перша секція – має конструктивну схему на кшталт ущільнення розробки «Dresser Rand» (США) з маслогазовим і мастильним плаваючими кільцями, а друга – лише із зовнішнім мастильним кільцем. Перепад тиску за маслом близько 70 МПа розділяється порівну між обома мастильними кільцями. Для запобігання перегріванню масла внаслідок тертя в щілинах під кільцями передбачене охолодження масла в зовнішніх теплообмінниках. Камери відведення гарячого масла та підведення охолодженого розділені проміжним плаваючим кільцем.

Така система була випробувана на спеціальному стенді за натурних параметрів і продемонструвала хороші результати. Плаваючі кільця ущільнення наведені на рисунку А.18.

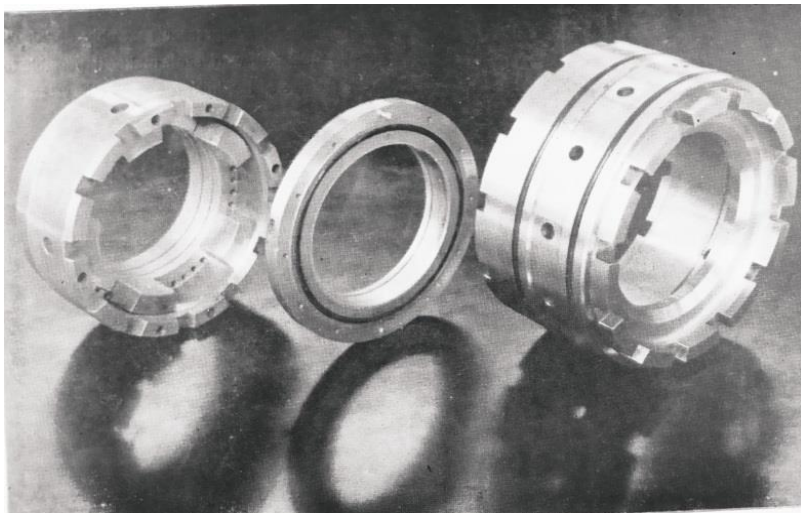


Рисунок А.18 – Плаваючі кільця маслозапірного ущільнення

Успіх у створенні таких ущільнень залежав від вирішення переважно, двох завдань: забезпечення

надійності бабітового нашарування кільця і рухомості в стику бурту кільця з корпусом.

Надвисокий перепад тиску на кільці здатний відшарувати м'який бабітовий шар і призвести до аварії з важкими наслідками (вихід масла з газом, самозагоряння, вибух і т. ін). Потрібні якомога тонший шар бабіту та надійне кріплення його до сталюого кільця. Випробувані різні методи: канавки та насічки на внутрішній поверхні кільця, піскоструминне оброблення, гальванічне покриття міддю. Найкращі результати були одержані в разі застосування двох останніх методів. Заливання бабітом виконували відцентровим нанесенням. Щодо рухомості (плавання кільця) в радіальному напрямку необхідно зазначити, що питомі напруження в зоні контакту бурту кільця й корпусу досягають декілька сотень МПа. Водночас під дією тиску і вібраційних коливань відбувається взаємопроникнення частинок металів кільця й корпусу, що призводить до явища механічної ерозії та руйнування ущільнення. Значного зниження контактного напруження досягнуто за рахунок зменшення діаметра контактного бурту кільця. Необхідне також належне підбирання матеріалів контактної пари. У конструкції передбачена можливість заміни зносостійкого кільця, яке встановлюють у корпусі навпроти бурту плаваючого кільця.

4.5 Підшипники

У конструкції циліндра передбачені заходи з максимального розвантаження ротора від радіальних та осьових сил. Максимальна колова симетрія течії за рахунок симетрії вхідних та вихідних камер і патрубків для підведення й відведення газу практично виключає появу

радіальних газодинамічних сил, тому на опорні підшипники діють зусилля лише від маси ротора та гідродинамічні зусилля від плаваючих кілець. Використані типові опорні підшипники із самовстановлювальними колодками (рис. А.19 *а, б*).



а



б

Рисунок А.19 – Деталі підшипників
із самовстановлювальними колодками:

а – вкладиш опорний; *б* – деталі упорного підшипника

Осьові сили, діючи на робочі колеса, скомпенсовані за рахунок устанавлення двох секцій коліс за схемою «спина до спини». Кінцеве осьове зусилля сприймається колодковим упорним підшипником із пружним сепаратором для вирівнювання навантажень на колодки.

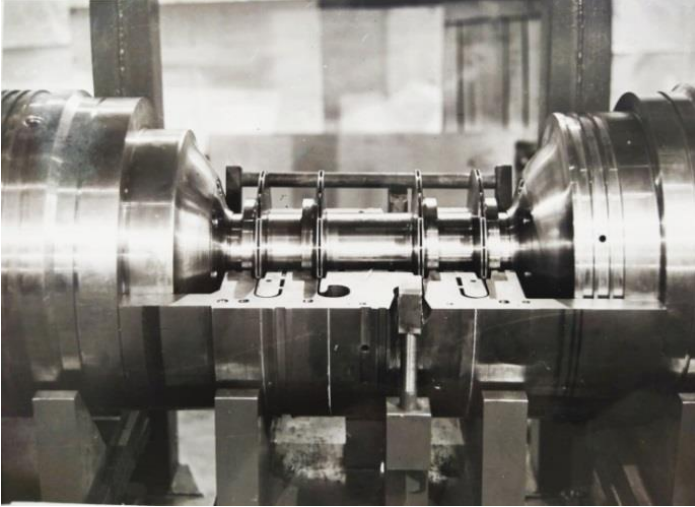
Передбачені заходи зі зменшення віброактивності в роторній системі: застосування механічних демпферів у підшипниках та кутове зміщення положення колодок опорних підшипників стосовно колодок плаваючих кілець ущільнень.

4.6 Складання циліндра

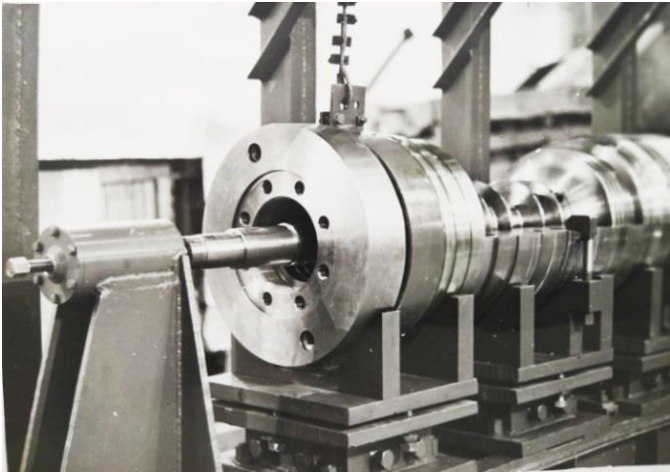
Процедура складання виявилася досить складною і потребувала розроблення й виготовлення декількох одиниць спеціального оснащення. Конструкція циліндра обумовила порядок складання за допомогою введення внутрішнього корпусу в середину циліндра.

Такий спосіб унеможлиблює контроль положення ротора відносно внутрішнього корпусу, ущільнень та підшипників. Тому передбачено попередньо виконувати складання корпусу циліндра ззовні на спеціальному стапелі (рис. А.20).

На першому етапі здійснюють центрування і контроль осевих розмірів системи (корпусу ущільнень – внутрішнього корпусу за допомогою фальшвала (рис. А.20 а). Після цього на стапелі встановлюють ротор і контролюють розміри (рис. А.20 б). Потім установлюють верхню половину внутрішнього корпусу – корпус опорно-упорного підшипника, знімають зі стапеля, відділяють правий корпус ущільнень (із боку привода) і вводять картридж усередину циліндра у вертикальному положенні. Перед цією операцією насаджують на поверхню внутрішнього корпусу і корпусу ущільнень еластичні герметизувальні кільця. З протилежного боку встановлюють другий корпус ущільнень та опорний підшипник. Таким чином завершують складання. Далі проводять контроль складання за допомогою обертання ротора, виявляючи відсутність стороннього шуму.



a



б

Рисунок А.20 – Стапель для складання (а)
і пристрій для центрування (б) внутрішнього корпусу
із торцевими кришками

Наступний етап – монтаж зовнішнього трубного
обв'язування: встановлення і кріплення вхідного й

вихідного патрубків на корпусі, патрубків підведення та відведення газу до стільникових ущільнень, підведення і відведення масла до плаваючих ущільнень та підведення й відведення масла до підшипників до обох торцевих кришок (рис. А.21).

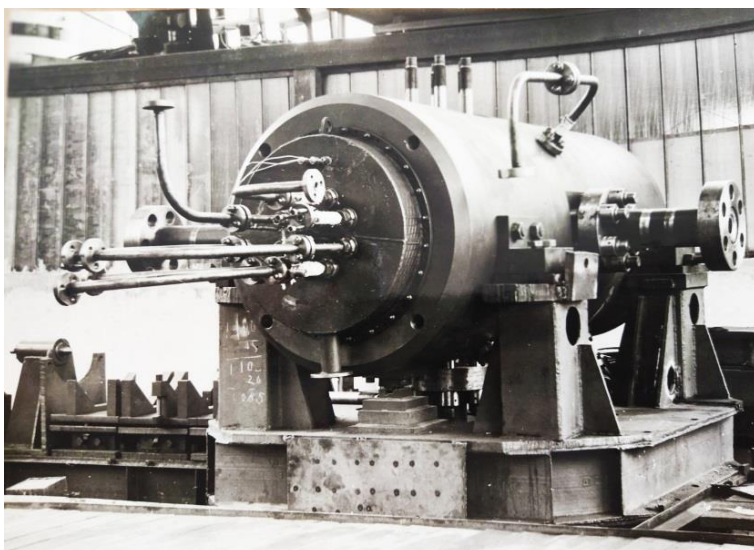


Рисунок А.21 – Складений циліндр на рамі

Проводять низку регламентних робіт із промивання трубно́ї системи, гідропресування і т. ін.

Завершальний етап – монтаж циліндра на випробувальному стенді, що передбачає центрування відносно мультиплікатора системи привода, підключення труб обв'язування циліндра до зовнішніх систем газового кільця, маслосистеми ущільнень, мастильної системи, охолодження газу.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА БАЗА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПРЕСОРІВ НАДВИСОКОГО ТИСКУ

5.1 Загальна характеристика комплексу

Комплекс загалом – це унікальний, потужний автономний, спеціалізований об'єкт для випробувань і досліджень газових компресорів надвисокого тиску для хімічної та газодобувної промисловостей. Його створення було досягненням світового рівня і становило інтерес для провідних закордонних компаній.

Комплекс створювали на віддаленій площадці відповідно до суворих вимог пожежо- та вибухобезпеки. Виконаний великий обсяг будівельно-монтажних робіт. Створені необхідні системи забезпечення комплексу. Загальний план комплексу наведено на рисунку А.22.

Електроживлення комплексу забезпечували підстанцією 380 В. Приводи поршневого та відцентрового компресорів потужністю відповідно 2,5 і 6,3 МВт із регулюванням за частотою – за допомогою перетворювача (ПЧВ).

З метою забезпечення робіт як робоче середовище використовували азот. Потребу в азоті забезпечували азотною станцією, яка впродовж декількох діб закачувала азот у газгольдери ємністю 2 500 м³ кожний. Із газгольдерів азот перекачували поршневими компресорами в ресивер ємністю 30 м³ до тиску 10,0 МПа. Загальна кількість азоту забезпечувала потрібний термін роботи стенда й забезпечувала від можливих витоків азоту.

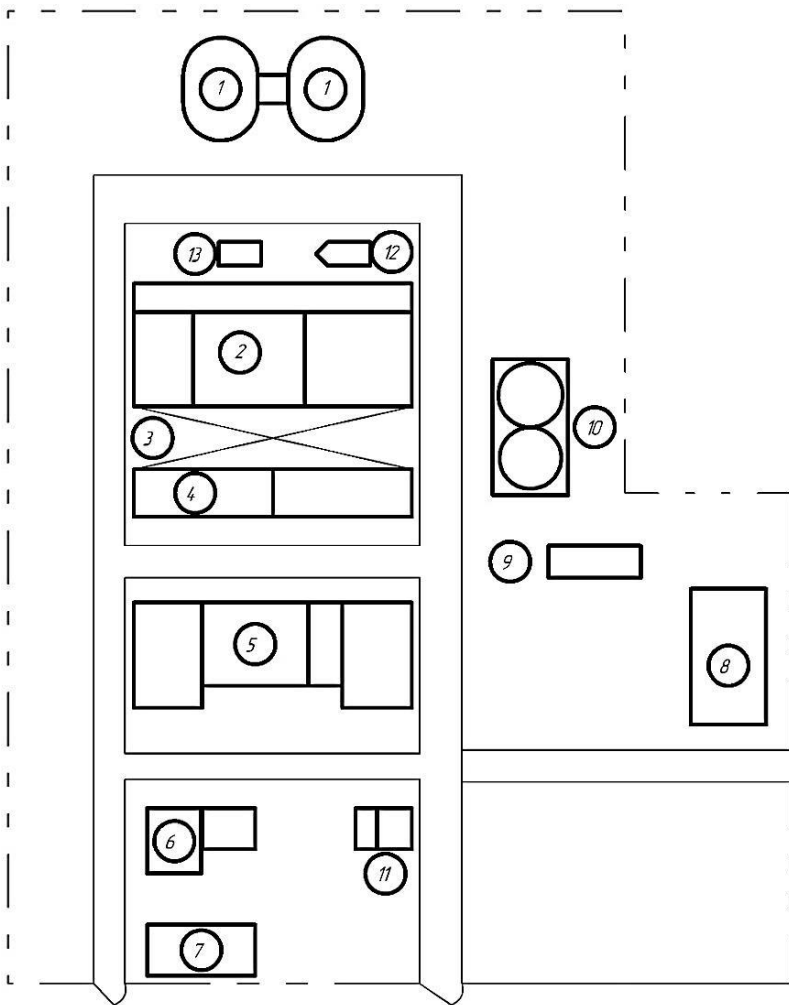


Рисунок А.22 – План комплексу для випробування компресорів надвисокого тиску ВНДІкомпресормаш:
 1 – газгольдери; 2 – стендовий корпус; 3 – естакада; 4 – технічний блок; 5 – лабораторний корпус; 6 – азотна станція; 7 – лабораторія вібрації; 8 – блок гідровипробувань; 9 – насосна станція; 10 – градирня; 11 – допоміжні приміщення; 12 – ресивер азоту; 13 – блок охолодження

Система охолодження компресорів та іншого обладнання комплексу циркуляційна, вміщує баштову градирню та насосну станцію.

Естакада й стендові зали були обладнані підйомними кранами великої вантажопідйомності.

Окрім об'єктів інфраструктури, на території комплексу згодом була розміщена низка підрозділів, їх діяльність дотична до тематики робіт на комплексі, серед яких: лабораторія міцності з боксами для гідровидобувань корпусів, апаратів і т. ін.; лабораторія динаміки роторів зі стендом розгінних та руйнівальних випробувань робочих коліс; лабораторія модельних досліджень з аеродинамічними стендами та стендами ущільнень; лабораторія шуму й вібрації, а також механічна ділянка.

5.2 Створення натурального стенда

Базою для розгортання унікального стендового комплексу дослідження відцентрових компресорів надвисокого тиску був існуючий етиленовий лабораторний комплекс із розвиненою інфраструктурою, описаний вище.

Для розміщення стенда відцентрового компресора надвисокого тиску було збудовано спеціальну залу, що примикала до стендової зали поршневого компресора. В ній проводили тривалі роботи зі спорудження фундаменту, монтажу електроприводу, газового кільця з теплообмінниками, маслосистеми високого тиску для ущільнень, мастильної системи і т. ін.

Складність проектування стенда полягала у відсутності аналогів, елементної бази, технічних нормативів. Особливо проблемним було створення газового й мастильного контурів надвисокого тиску. Знадобилася закупівля імпортного головного обладнання труб надвисокого тиску Ду 90, виготовлених за

«гарматною» технологією, та аксіально-плунжерних маслonaсосів на 100 МПа фірми «Хаммельманн» (ФРН), деякої запірно-регулювальної арматури.

Газовий контур циліндра замкненого типу за такою схемою: нагнітання – дроселювання на клапані Фішера – охолодження в теплообміннику типу «труба в трубі» - всмоктування. Для заповнення контуру газом і живлення його в процесі роботи передбачена система з використанням поршневого компресора надвисокого тиску, контур якого, також заповнюється газом від поршневих компресорів першого каскаду. Під час накачування контурів використовують азот із ресивера або з газгольдерів.

Загальна пневмогідравлічна схема комунікацій наведена на рисунку А.23. Схема досить складна, інтегрована сумісно зі схемою стенда поршневого компресора надвисокого тиску і зовнішніми системами забезпечення.

Необхідно зауважити, що процес заповнення контурів азотом високого й надвисокого тисків із залученням великої кількості допоміжних компресорів, арматури, теплообмінників надто складний і відповідальний, потребує найвищої кваліфікації обслуговувального персоналу, чіткого узгодження дій.

Багато зусиль потребувало створення системи маслопостачання високого тиску (до 100 МПа) для кінцевих ущільнень. Проблема полягала в тому, яким чином забезпечувати перепад тиску мастила на плаваючому кільці масло – газ величиною 0,005–0,01 МПа (тобто 5 000–10 000 мм вод. ст.) за робочого рівня тиску газу в ущільненні 100 МПа?

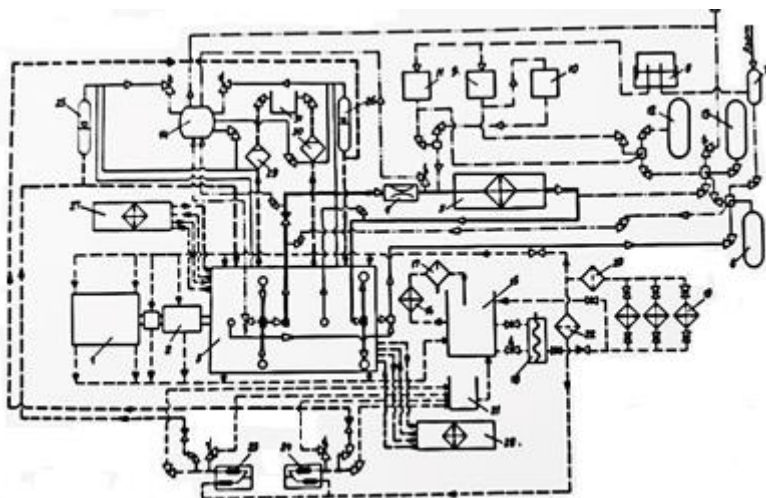


Рисунок А.23 – Пневмогідравлічна схема комунікацій
стендового корпусу

Відомі на той час системи ущільнень ГПА використовували регулятори перепаду тиску (РПД) до 10 МПа. Цей прилад має золотниковий спосіб дії і, як показали конструктивні опрацювання, за надвисоких тисків не забезпечує потрібної чутливості й надійності.

Найбільш надійні способи створення гідростатичного стовпа рідини установа масляної ємності на висоті 5 метрів від осі вала і контролювання рівня масла в ємності на заданій величині якимось методом. Контроль рівня, фактично, можна здійснювати різними способами: поплавковим, ультразвуковим та ін. Об'єм ємності вибирають із розрахунку достатньої кількості масла на період аварійного зупинення агрегата. Посудина для ємності надвисокого тиску – складна споруда, тому було ухвалене рішення використовувати відрізки труб надвисокого тиску у вигляді батареї з верхніми нахиленими трубами, на яких здійснювався контроль рівня

мастила ультразвуковими датчиками. Саме така споруда була встановлена на стенді (рис. А.24).

Також довелося розробляти масловідвідник надвисокого тиску для відділення й виведення масла з масло-газової суміші, що надходить із камери між лабіринтним ущільненням і масло-газовим кільцем.

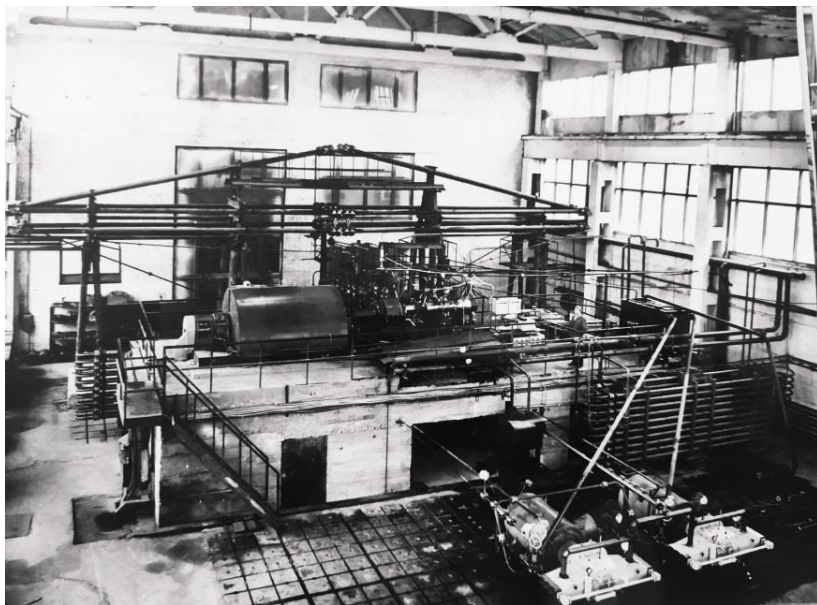


Рисунок А.24 – Загальний вигляд стенда надвисокого тиску для випробувань відцентрових компресорів

Значну увагу було приділено дуже складній маслосистемі, що вміщувала декілька блоків (рис. А.23):

- підготовка масла;
- система змащування;
- система ущільнення;
- система регенерації.

Використовували найбільш якісне мастило «Турбінне-22». Проводили ретельний аналіз на вміст вологи, механічних домішок, фільтрацію та сепарацію перед заправленням головного маслобака.

Загальними елементами для всіх систем був маслобак, маслоохолоджувач, фільтр та маслонасос низького тиску – це так звана консоль змащування (рис. А.25). Зливання масла відбувалося в бак-відстійник.

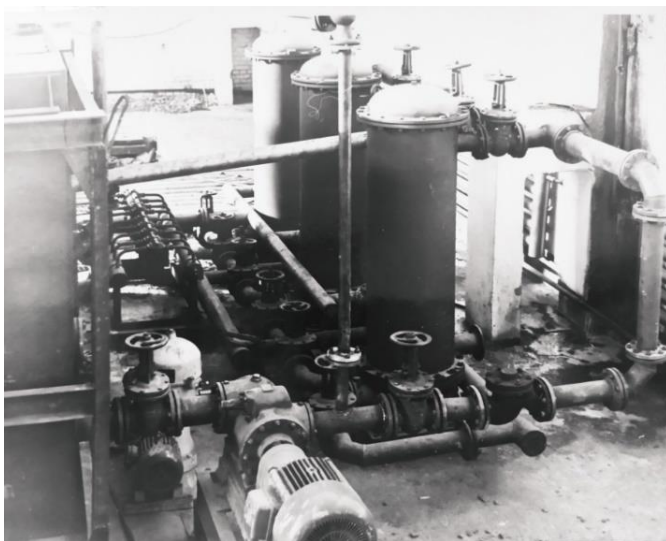


Рисунок А.25 – Маслосистема низького тиску

До колектора низького тиску приєднували лінію подавання мастила високого тиску до ущільнень, на якій були встановлені два насоси високого тиску (рис. А.26), магнітний фільтр і блок фільтрів високого очищення. Мастило подавалося в ємність гідростатичного напору, з якої по трубах помірної механічної стійкості потрапляло до камер масляного ущільнення. У разі підвищення рівня масла в ємності, за сигналом датчика надлишок масла з

лінії подавання через регульовальний кран подавався на рециркуляцію. Масло після вузлів змащування та ущільнень зливалося в камеру відстоювання маслобака.

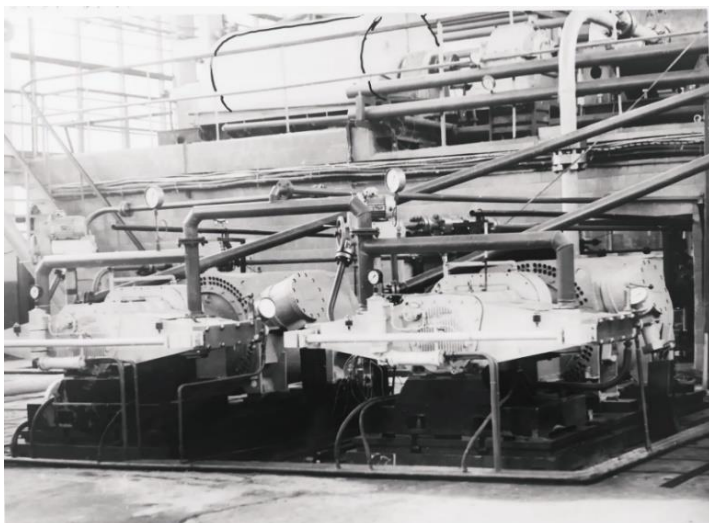


Рисунок А.26 – Маслонасосна станція надвисокого тиску (до 100 МПа)

Незначний перепад тиску на кільці масло – газ призводив до просочування масла через щілину під кільцем у камеру масло-газ, де воно змішувалося з контактувальним газом і зливалося в масловідвідник. У разі досягнення максимального рівня масла в посудині спрацьовував клапан зливання масла в бак-дегазатор, де випаровувався газ із масла за допомогою нагрівання суміші.

Важливою системою була система електропривода, яка вміщувала асинхронний електродвигун 6,3 МВт і перетворювач частоти обертів двигуна (ПЧО), що

дозволяло плавний пуск і роботу в широкому діапазоні режимів – від 0 до 11 000 об/хв (рис. А.27).

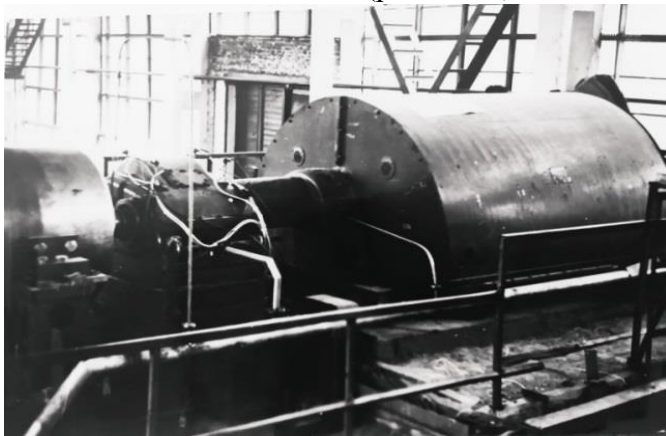


Рисунок А.27 – Електродвигун 6,3 МВт і редуктор $i = 3,6$

Нарешті, циліндр було встановлено на фундаментну раму (рис. А.28) і розпочався монтаж трубного обв'язування та допоміжних систем.

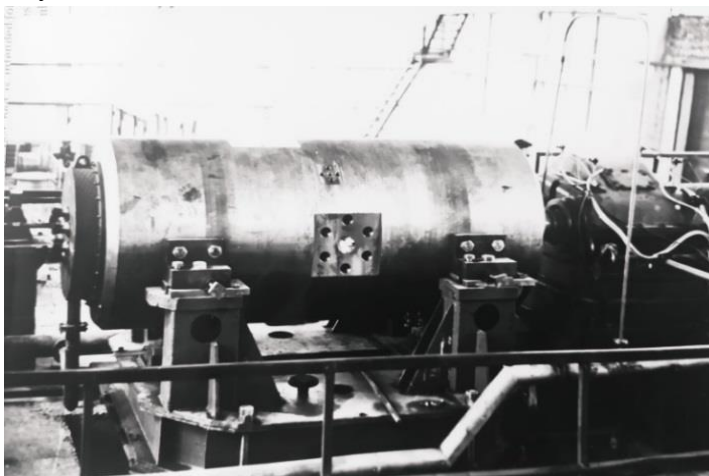


Рисунок А.28 – Дослідний циліндр, установлений на фундамент стенда

Величезний обсяг роботи було виконано колективом інженерів та робітників лабораторії натурних випробувань під керівництвом завідувача лабораторії натурних випробувань В. М. Морозова. Було запропоновано багато нетрадиційних, раціоналізаторських пропозицій та винаходів (рис. А.29).



Рисунок А.29 – Завідувач науково-дослідного відділення ВНДІкомпресормаш канд. техн. наук Г. А. Бондаренко з групою науковців на стенді

Поряд була споруджена пультова дистанційного керування і контролю параметрів (рис. А.30).

Інформаційно-вимірна система була обладнана надсучасними на той час приладами й датчиками. Вона створена на базі ЕОМ типу «Лабтам». Система дозволяла не лише реєструвати показання приладів, й проводити

експерименти та обробляти результати в єдиному масштабі часу (рис. А.31).



Рисунок А.30 – Пульта дистанційного контролю та керування стендом



Рисунок А.31 – Автоматизована система проведення експериментів в єдиному масштабі часу

У 1980 році монтажні та налагоджувальні роботи за стендом були завершені. Розпочали підготовку до приймально-здавальних робіт та випробувань дослідного циліндра. У грудні цього самого року згідно з наказом Главкомпресормаша Мінхіммаша СРСР було створено відомчу комісію, яка 31 грудня 1980 року в м. Суми підписала Акт випробування дослідного зразка циліндра турбокомпресора на тиск $2\ 500\ \text{кг/см}^2$ із зовнішнім приводом.

Основні висновки та рекомендації комісії

1 Дослідний зразок циліндра було введено в експлуатацію на стенді ВНДкомпресормаша для подальшої доводки з метою підвищення надійності й екологічності.

2 Рекомендувалося використовувати технічні рішення за дослідним зразком під час розроблення і виготовлення дослідно-промислового зразка турбокомпресора.

Так закінчився цей визначний етап науково-дослідних і конструкторсько-технологічних робіт. Фінансування було припинене, але роботи були продовжені в обсязі бюджету на розроблення нової техніки. Міністерство запропонувало замовника на поставку промислового турбокомпресора на $2\ 500\ \text{кг/см}^2$ для виробництва поліетилену одного з найбільших хімічних комбінатів країни.

Висновок

У країні розпочалася епоха «перебудови» з усіма її руйнівними наслідками для економіки. Концентрації зусиль і коштів потребували стрімкий розвиток газової й нафтодобувної промисловостей, освоєння родовищ Західного Сибіру і Північної Росії. Потрібно було освоювати нові технології, такі як газліфтне видобування нафти, транспорт і перероблення супутнього нафтового газу, сайклінг-процес видобування газового конденсату та ін. Основне обладнання технологій – газові компресорні установки – до цього часу не виготовляли на вітчизняних заводах. Ураховуючи значні надбання в цій галузі підприємств м. Суми, уряд ухвалив рішення про освоєння виробництва таких компресорів на СМНВО ім. Фрунзе, а ВНДІкомпресормаш став головним інститутом країни з такого виду обладнання. У травні 1985 р. інститут увійшов до складу СМНВО ім. Фрунзе й активно залучився до розроблення компресора для сайклінг-процесу на 500 кг/см^2 . Накопичений багаторічний досвід теоретичних та експериментальних досліджень, розрахунків і випробувань, наявні унікальна дослідна база і насамперед стенд надвисокого тиску.

Проектування компресора надвисокого тиску на 500 кг/см^2 виконувала конструкторська група, щойно переведена до СКБ зі складу науково-дослідного відділу ВНДІкомпресормашу, з провідним конструктором В. С. Марцинковським.

У конструкції компресора було використано низку вузлів і рішень, випробуваних під час створення дослідного циліндра, серед яких: кінцеві ущільнення,

регулятор перепаду тиску, масловідвідник та ін. Поздовжній переріз компресора наведено на рисунку А.32.

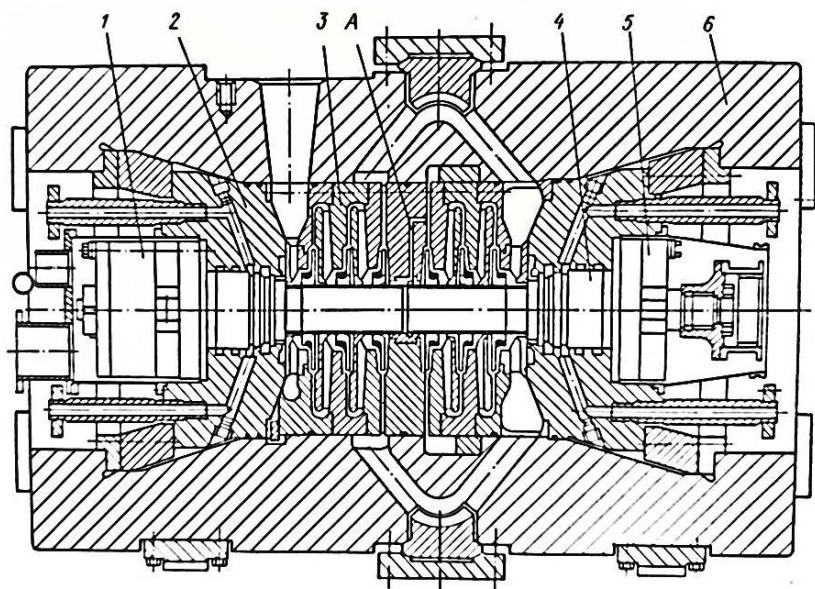


Рисунок А.32 – Компресор надвисокого тиску на 500 кг/см^2 для установлення сайклінг-процесу видобування газового конденсату

Роботи з проектування компресора сумісно з СКБ об'єднання були виконані в дуже стислі терміни. Враховуючи терміновість замовлення, виготовлення в цехах об'єднання відбувалася практично паралельно розробленню технічної документації. Уже в кінці 1985 року компресор надвисокого тиску був поставлений на стенд лабораторії та успішно пройшов випробування на азоті на натурні параметри (500 кг/см^2) (рис. А.33).



Рисунок А.33 – Випробування компресора надвисокого тиску на експериментальному стенді ВНДІкомпресормашу

Загальний вигляд компресорного агрегата, що містить компресори середнього ($100/320 \text{ кг/см}^2$) і надвисокого ($320/500 \text{ кг/см}^2$) тисків, показано на рисунку А.34.

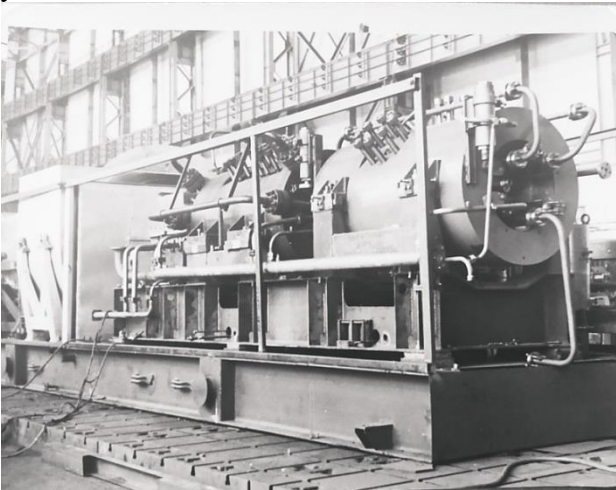


Рисунок А.34 – Двокорпусний компресорний агрегат установлення сайклінг процесу перед відвантаженням

Незабаром відбулися поставка, монтаж і пусконаладження всього комплексу обладнання на Тимофіївському газоконденсатному родовищі в Полтавській області (рис. А.35). Це була видатна перемога вітчизняних компресоробудівників, а м. Суми затвердилося як потужний центр серед найвідоміших компаній світу. Подія мала неабиякий резонанс, стали частішими візити делегацій та представників інших фірм із намірами співробітництва, топ-менеджерів Газпрому, навіть завітала урядова делегація на чолі з головою Ради міністрів СРСР І. С. Силаєвим.

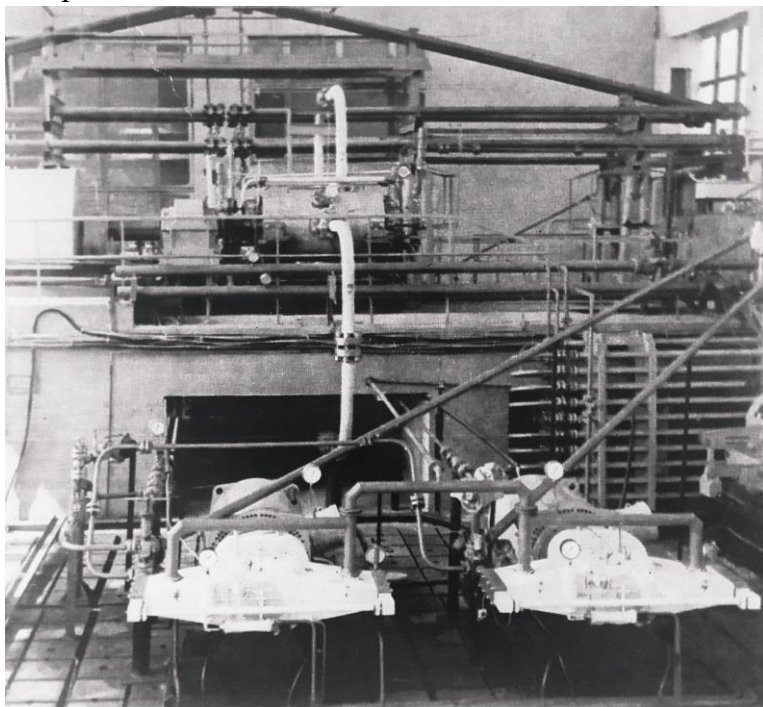


Рисунок А.35 – Компресорна установка УКСП-16/500 на Тимофіївському газоконденсатному родовищі в Полтавській області

Успіх у створенні компресорної установки на 500 атм спонукав одержання низки завдань від Газпрому. Зокрема, був розроблений технічний проєкт компресора на 800 атм та ін., а також були одержані пропозиції на співробітництво від провідних світових компаній: «Jop Crane» (Великобританія), «Dresser Rand» (США), з якими були підписані контракти.

Було започатковане співробітництво з компанією МАН ГХХ (Німеччина) зі створення унікального стендового комплексу для випробувань компресорів та арматури високого тиску для СМНВО ім. Фрунзе. Ураховуючи великий досвід ВНДІкомпресормашу, технічним керівником проєкту був Г. А. Бондаренко, а розроблення технічної документації і виготовлення обладнання виконувала фірма МАН ГХХ, проєкт був з успіхом реалізований.

Настали буремні 90-ті роки. У країні вирували політичні процеси. У грудні 1991 року Україна обрала самостійний шлях розвитку. Згодом реформування призвело до економічних ускладнень, закрився найбільш місткий російський ринок компресорного обладнання. Відсутність замовлень і фінансування змусила шукати інші шляхи для виживання. ВНДІкомпресормаш був приватизований і в цьому статусі відбулося декілька структурних змін. Було зроблено орієнтацію на менш наукоємну продукцію з більшим попитом. Науково-дослідні підрозділи і кадри поступово зникли. Їх майно було реалізоване або утилізоване. А головне: втрачені надзвичайно багатий досвід і найцінніше – кадри.

Настала нова епоха: нові цілі, нові програми, нові люди...

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов и др. – Казань : Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.
2. Проектирование и исследование компрессорных машин : сб. научных трудов / под ред. И. Г. Хисамеева. Казань : ЗАО НИИТурбокомпрессор, 2009. – Вып. 6. – 422 с.
3. Бондаренко Г. А. Компрессорные станции : учебник Ч. 1. Воздушные компрессорные станции / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Сумы : СумГУ, 2012. – 344 с.
4. Жарков П. Е. Газовые компрессорные станции. Опыт разработки : монография / П. Е. Жарков, Г. А. Бондаренко, В. Н. Радзиевский. – Сумы : ИТД «Университетская книга», 2015. – 235 с.
5. Воронежский А. В. Современные компрессорные станции : справочное пособие / А. В. Воронежский. – Москва : Изд-во «Премииум инжиниринг», 2009. – 446 с.
6. Компресорне устаткування в технологiях видобутку вуглеводнiв / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та iн. ; за заг. ред. акад. НАНУ А. Ф. Булата. – Суми : СумДУ, 2016. – 345 с.
7. Бойко А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : монография / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Изд-во «Пiдручник НТУ ХПН», 2014. – 220 с.
8. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В. Б. Шнепп. – Москва : Машиностроение, 1995. – 240 с.
9. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 351 с.

Навчальне видання

**Бондаренко Герман Андрійович,
Бага Вадим Миколайович**

ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки Т. С. Родимченко
Редактор С. М. Симоненко
Комп'ютерне верстання О. В. Казбан,
Т. С. Родимченко

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 11,86. Обл.-вид. арк. 8,98. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.