

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

**АВТОМОБІЛЬНІ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ
КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ**

Методичні рекомендації
до виконання курсового проекту
для студентів спеціальності 7/8.05060406
«Газотурбінні установки і компресорні станції»

Київ
Видавництво Національного авіаційного університету
«НАУ-друк»

2010

УДК 622.691.6; 629.114
ББК 076-082.02-04 я7
К 65

Укладачі: К.І.Капітанчук, В.М. Клюй

Рецензенти: О.В. Самков

*Затверджено методично-редакційною радою Національного
авіаційного університету (протокол № від 2010 року)*

Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції :
К 65 методичні рекомендації до виконання курсового проекту
/ уклад.: К.І. Капітанчук, В.М.Клюй. – К: Вид-во Нац. авіац.
ун-ту «НАУ-друк», 2010. – 32 с.

Укладено відповідно до програми навчальної дисципліни «Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції». Містять загальні методичні рекомендації, зміст і порядок виконання курсового проекту, зміст і обсяг графічної частини, список літератури, додатки для виконання курсового проекту.

Призначено для студентів спеціальності 7/8.05060406 «Газотурбінні установки і компресорні станції».

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ	5
1.1. Мета курсового проекту	5
1.2. Обсяг курсового проекту	6
1.3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки	6
1.4.Зміст і обсяг графічної частини	7
2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	7
2.1.Визначення фізико-хімічних властивостей природного газу	8
2.2. Термодинамічний розрахунок поршневого компресора	13
2.2.1. Вибір числа ступенів компресора	14
2.2.2. Визначення тисків всмоктування та нагнітання для окремих ступенів	14
2.2.3. Визначення параметрів газу за ступенями компресора	17
2.2.4. Визначення об'ємних коефіцієнтів в ступенях	19
2.2.5. Визначення обсягів всмоктування газу за ступенями компресора	20
2.2.6. Вибір типу і схеми компресора	21
2.2.7. Вибір ходу поршня і частоти обертання	22
2.2.8. Визначення діаметрів циліндрів ступенів	23
2.2.9. Визначення необхідної потужності компресора і вибір двигуна	25
3. РОЗРАХУНОК РОБОТИ КОМПРЕСОРА І АКУМУЛЯТОРНОГО БЛОКУ	26
4. НАУКОВО- ДОСЛІДНА ЧАСТИНА ПРОЕКТУ	27
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	28
Додаток 1	29
Додаток 2	31
Додаток 3	32

ВСТУП

Останнім часом у багатьох країнах світу велика увага приділяється пошукам і розвитку альтернативи нафтовому моторному паливу для транспортних засобів. При цьому перевага віддається природному газу як у країнах із постійним дефіцитом нафтових моторних палив, так і в країнах з достатніми ресурсами нафти. Природний газ за своїми властивостями (теплотою згоряння, економічністю використання, екологічністю продуктів згоряння) перевершує традиційні моторні палива нафтового походження.

Створена на території України мережа автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС) дозволяє використовувати автотранспорт, який заправляється стиснутим природним газом, не тільки на міських перевезеннях, але і на міжміських.

На сьогоднішній день на території України експлуатуються більше 200 АГНКС, які можуть забезпечити газовим паливом до 100 тисяч автомобілів що дає змогу заощадити 100 тис. тонн нафтових рідких палив за рік.

Для України вирішення проблем використання природного газу як моторне паливо має особливо велике значення, оскільки це дозволить істотно скоротити залежність економіки від імпорту нафти і нафтопродуктів та кардинально поліпшити екологічну ситуацію у промислових центрах країни.

Отже актуальним є питання створення автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій на базі поршневих компресорів високого тиску продуктивністю від 50 та більше заправок на добу, які можуть бути встановлені на підприємствах із значним парком автотранспортних засобів.

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

1.1. Мета курсового проекту

Грамотна експлуатація сучасних компресорних установок для стискування природного газу, його осушення і наповнення автомобільних газових балонів високого тиску вимагає високої кваліфікації фахівців.

Виконання курсового проекту «Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції» є одним із методів закріплення та поглиблення теоретичних знань та вмінь, набутих студентом у процесі засвоєння навчального матеріалу дисциплін «Технічна термодинаміка», «Теорія ГТУ і компресорів» «Конструкція ГТУ і компресорів» та «Конструкція АГНКС».

Виконання КП є важливим етапом у підготовці до виконання дипломного проекту (роботи) майбутнього фахівця з енергетики.

Конкретна мета КП міститься у розробці основних техніко-фізичних принципів роботи автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій та їх основних технологічних блоків згідно методичних рекомендаціях з курсового проектування.

Для успішного виконання курсового проекту студент повинен знати основні принципи використання стисненого природного газу як моторного палива для двигунів внутрішнього згоряння, принципові технологічні схеми автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій, основні конструктивні принципи і фізичні основи роботи головного і допоміжного обладнання сучасних АГНКС, технологічний регламент експлуатації АГНКС.

Студент повинен знати також процеси заправки автомобільних балонів високого тиску стисненим природним газом, принципові технологічні перспективні схеми АГНКС, основні напрями вдосконалення технологічних процесів і обладнання АГНКС з метою підвищення їх економічності та ефективності роботи, основні правила нормальної експлуатації та технічного обслуговування АГНКС.

1.2. Обсяг курсового проекту

Курсовий проект містить такі розділи:

- визначення фізико-хімічних властивостей природного газу;
- термодинамічний розрахунок поршневого компресора;
- розрахунок роботи компресора і акумуляторного блока;
- науково-дослідна частина курсового проекту;
- графічна частина курсового проекту.

1.3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Розрахунково-пояснювальна записка обсягом 30-35 сторінок виконується на одній стороні аркуша стандартного формату 210x297 мм. Пояснювальна записка повинна містити порядок розрахунку, розрахункові рівняння та обчислення, необхідні пояснення і обґрунтування прийнятих величин і коефіцієнтів.

Пояснювальна записка має включати такі розділи:

- розрахунок фізико-хімічних і термодинамічних показників природного газу заданого складу;
- термодинамічний розрахунок поршневого компресора;
- розрахунки конструктивних параметрів компресора;
- розрахунки режимів роботи компресора і акумуляторного блоку.
- науково-дослідну частину.

Проектування АГНКС починається із визначення необхідної кількості заправок на добу. Ця величина задається варіантом завдання на курсовий проект. Виходячи з цього, в подальшому розрахунку в залежності від продуктивності, потрібної для заправки заданої кількості автомобілів, проводиться термодинамічний розрахунок поршневого компресора, у результаті якого визначаються основні параметри та геометричні характеристики поршневої групи. При необхідності змінюють величини розрахункових параметрів робочого процесу с подальшим повторенням розрахунку.

Наступним етапом проектування АГНКС є розрахунок роботи компресора та блоку акумуляторів, у результаті якого визначають розміри акумуляторів та кількість компресорів, необхідних для безперебійної роботи станції.

1.4. Зміст і обсяг графічної частини курсового проекту

Обсяг графічної частини проекту має становити три аркуші формату А1. Аркуші мають містити:

- на першій половині аркушу формату А1 - технологічна схема АГНКС із специфікацією відповідно до розрахунку кількості заправок на добу;

- на другій половині аркушу формату А1 - кінематична схема компресора відповідно до розрахунку кількості ступенів нагнітання із специфікацією основних вузлів і елементів конструкції;

- на другому аркуші формату А1 необхідно виконати креслення качаючого вузла поршневого компресора з крейцкопфом в масштабі 1:1, 1:2 або 1:2,5, за основними розрахунковими розмірами, а також специфікацію основних елементів конструкції;

- на третьому аркуші формату А1 необхідно виконати графіку науково-дослідної частини проекту у вигляді залежностей і ескізних креслень, а саме:

- діаграми, схеми, конструктивні розробки, ескізи конструктивних рішень, які надані в окремому розділі розрахунково-пояснювальної записки обсягом 4-6 сторінок;

- конструктивні рішення, які є результатом проробки теми науково-дослідної частини проекту і можуть бути використані в технологічній схемі газонаповнювальної компресорної станції.

При упорядкуванні пояснювальної записки з науково-дослідною частиною необхідно привести конкретні і повні посилання на використані джерела (автор, найменування джерела, видавництво, рік видання, номер часопису і т.п.).

При захисті курсового проекту студент повинен показати достатню поінформованість у досліджуваному питанні.

2. ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Вихідні дані (згідно з завданням, див. додатки 2, 3):

1. Склад природного газу.
2. Кількість заправок на добу.
3. Тиск газу на вході до АГНКС.

Для попереднього аналізу вихідних даних і вибору прототипу АГНКС рекомендується ознайомитись із технічними показниками типових АГНКС, наведених в табл.1.

2.1. Визначення фізико-хімічних властивостей природного газу

Природний газ, який використовується як моторне паливо, є сумішшю вуглеводневих газів. Основним компонентом природного газу є метан. Крім метану до складу газу входять етан, пропан, бутан, пентан, вуглекислий газ та азот. Склад природного газу (в % за об'ємом) приймається згідно з додатком 2 у відповідності до номера варіанта індивідуального завдання на виконання курсового проекту.

Вуглеводневі гази не підпорядковуються рівнянню стану ідеального газу $PV=RT$. Тому параметри реальних газів визначаються за рівнянням $PV=ZRT$, де коефіцієнт стисливості Z є змінною величиною, яка залежить від складу газу, його тиску і температури.

Термодинамічні показники природних газів можна визначити або за точним рівнянням стану, яке містить велику кількість змінних величин і розв'язка якого потребує використання складних програм, підсильних лише великим ПЕОМ, або за емпіричними залежностями, отриманими шляхом узагальнення результатів експериментальних досліджень на основі закону відповідних станів вуглеводних газів.

Курсовий проект рекомендується виконувати за методикою, що передбачає використання наступних узагальнених емпіричних залежностей для визначення показників природного газу із заданим складом.

2.1.1. Густина природного газу при нормальних умовах ($t_0=0^\circ\text{C}$; $P_0 = 101,3 \text{ кПа}$) визначається як сума:

$$\rho = \sum \frac{\mu_i r_i}{22,4}, \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

де r_i - об'ємна частина i -го компонента природного газу (у долях одиниці); μ_i - молекулярна маса i -го компонента; $22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$ - об'єм одного кіломоля при нормальних умовах.

Таблиця 1

Основні технічні показники типових АГНКС

№ п/п	Показники	АГНКС-50	АГНКС-75	АГНКС-125	АГНКС-250	АГНКС-500
1.	Продуктивність станції (середня) добова, тис. м ³ річна, млн. м ³	2,3-4,9 0,7-1,5	1,15	11,8-3,4	21,2-23,2 6,1-6,7	40,1-44,5 11,6-12,8
2.	Встановлена потужність, кВт	86	100		640-450	1020-1180
3.	Кількість компресорів	1	1	2	3	2-5
4.	Потужність одного компресора, кВт	80	75	100	130; 120	320; 160
5.	Продуктивність одного компресора (середня), м ³ /год.	153-330	270	400	720; 800	1380; 780
6.	Тиск газу на боці всмоктування, МПа	0,05-0,23	0,15-0,25	0,3-0,6	0,6-1,2	0,4-0,6 0,8-1,2
7.	Тиск нагнітання, МПа	23,0	25,0	32,0	25,0	25,0
8.	Кількість заправних постів	10	10	4	6; 8	8
9.	Середня кількість автомобілів, що заправляються стисненим природним газом ($P=20,0$ МПа) одиниць/доба	60-130	75	200	400	800
10..	Геометрична ємкість акумулятора, м ³	1,0	1,0	5,0	5,0; 10,0	2x9,0

2.1.2. Відносна густина природного газу щодо повітря:

$$\Delta_{\text{п}} = \frac{\rho}{1,293}, \quad (2)$$

де $1,293 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря при нормальних умовах.

2.1.3. Газова стала природного газу визначається за величиною $\Delta_{\text{п}}$,

$$R = \frac{0,287}{\Delta_{\text{п}}}, \quad (3)$$

де $R_{\text{пов}} = 287 \text{ кДж/(кг-К)}$ – газова стала повітря.

2.1.4. Псевдокритичні значення температури і тиску природного газу визначається за формулами:

$$T_{\text{кр}} = 162,8 (0,613 + \Delta_{\text{п}}), \text{ К}, \quad (4)$$

$$P_{\text{кр}} = 0,1(47,9 - \Delta_{\text{п}}), \text{ МПа}. \quad (5)$$

2.1.5. Приведені критичні параметри природного газу визначаються за заданими параметрами тиску P і температури T газу:

$$\pi = \frac{P}{P_{\text{кр}}}; \quad \vartheta = \frac{T}{T_{\text{кр}}}. \quad (6)$$

Приведені параметри можна визначити для будь-якого контрольного перерізу компресорної установки: на вході до компресора (P_1 і T_1), для виходу із ступеня (P_2 , T_2), для середніх параметрів процесу стискування ($P_{\text{ср}}$, $T_{\text{ср}}$), для теплообмінника охолодження газу, тощо. Усі інші параметри природного газу визначаються через приведені параметри π і ϑ .

2.1.6. Коефіцієнт стисливості природного газу визначається за узагальненою формулою:

$$Z = 1 - \left(\frac{0,41}{\vartheta^3} - \frac{0,061}{\vartheta} \right) \pi - \frac{0,04}{\vartheta^3} \pi^2. \quad (7)$$

2.1.7. Функція ізобаричної стисливості природного газу:

$$\chi = \frac{\pi}{\vartheta Z} \left(\frac{1,23}{\vartheta^2} - 0,061 + \frac{0,12}{\vartheta^2} \pi \right). \quad (8)$$

2.1.8. Мольна ізобарна теплоємність природного газу у ідеально газовому стані:

$$\mu c_{p0} = 21,563 + (23,656 + 0,071t)\Delta_p, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}), \quad (9)$$

де $t, ^\circ\text{C}$ – температура газу.

Зауважимо, що ідеально газовим станом реального газу називається стан, коли його абсолютний тиск наближується до нуля, тобто $P \rightarrow 0$.

Масова ізобарна теплоємність газу у ідеально газовому стані визначається як відношення:

$$c_{p0} = \frac{\mu c_{p0}}{\mu} \quad (10)$$

де μ - молярна маса природного газу, тобто

$$\mu = \sum \mu_i r_i. \quad (11)$$

2.1.9. Масова теплоємність вуглеводневих газів при заданих параметрах P і T визначається як сума

$$c_p = c_{p0} + \Delta c_p \quad (12)$$

Δc_p – відхилення величини теплоємності природного газу від теплоємності у ідеально газовому стані, яке визначається за узагальненою емпіричною формулою:

$$\frac{\Delta c_p}{R} = \frac{6\pi}{g^3} (0.41 + 0.02\pi) \quad (13)$$

де R - газова стала природного газу.

2.1.10. Показник адиабати процесу стискування природного газу у ідеально газовому стані:

$$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu c_{p0}}{R_0} = \frac{\mu c_{p0}}{8,3144}, \quad (14)$$

де $R_0 = 8,3144$ кДж/(кмоль · К) - універсальна газова стала.

2.1.11. Показник псевдоізоентропи процесу стискування природного газу у ступені компресора визначається через політропічний коефіцієнт корисної дії компресорного ступеня $\eta_{\text{пол}}$ за формулою:

$$\frac{k_n}{k_n - 1} = \frac{k_o}{k_o - 1} \frac{1 + \frac{\Delta c_p}{R} \frac{k_o - 1}{k_o}}{Z(1 + \eta_{\text{пол}} \chi)}, \quad (15)$$

де $\frac{\Delta c_p}{R}$ та χ визначаються за формулами (13) і (8)

відповідно.

Політропічний ККД ступеня поршневого компресора при виконанні курсового проекту можна приймати за аналогією із діючими компресорами АГНКС у діапазоні $\eta_{\text{пол}}=0,73\dots 0,76$.

2.1.12. Термічний показник політропи процесу визначається за співвідношенням:

$$\frac{n_T}{n_T - 1} = \eta_{\text{пол}} \frac{k_n}{k_n - 1}, \quad (16)$$

а температура після процесу стискування розраховується за рівнянням:

$$T_2 = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k_n - 1}{k_n \eta_{\text{пол}}}} = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n_T - 1}{n_T}}, K. \quad (17)$$

2.1.13. Внутрішній напір ступеня компресора (робота, що підведена до 1 кг природного газу з урахуванням усіх втрат енергії за виключенням втрат механічної енергії у підшипниках компресора) визначається за формулою:

$$H_i = \frac{k_n}{k_n - 1} ZR(T_2 - T_1), \text{кДж/кг}. \quad (18)$$

2.1.14. Політропічний напір ступенів компресора розраховується за рівнянням:

$$H_{\text{пол}} = \frac{n_T}{n_T - 1} = ZRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1 \right], \text{кДж/кг}. \quad (19)$$

Результати розрахунків фізичних властивостей природного газу зводимо до табл. 2.

Таблиця 2

Результати розрахунків фізичних властивостей газу

Параметр	Чисельне значення
Молекулярна маса газу μ , кг/кмоль	
Густина ρ , при $t=0^{\circ}\text{C}$, $P=101,3$ кПа	
Відносна густина до повітря $\Delta\rho$	
Мольна ізобарна теплоємність у ідеально газовому стані при $t_1 = 15^{\circ}\text{C}$, μc_{p0} , кДж/(кмоль·К)	
Газова стала R , кДж/(кг·К)	
Псевдокритичні параметри тиск $P_{кр}$, МПа, температура $T_{кр}$, К	
Показник адіабати у ідеально газовому стані $k_0/(k_0 - 1)$	

2.2. Термодинамічний розрахунок поршневого компресора

Термодинамічний розрахунок поршневого компресора ставить за мету визначення параметрів газу на різних стадіях його стискування, вибір типу і визначення основних розмірів компресора, вибір двигуна.

При розрахунку повинні бути відомі :

- кількість заправок на добу,
- тиск газу на виході з компресорної установки

$$P_k = 23,4 \dots 25 \text{ МПа},$$

- фізичні параметри всмоктуваного газу – (тиск P_1 , МПа згідно з варіантом); температура $t_1 = 15^{\circ}\text{C}$, густина ρ_1 , кг/м³ (за даними попереднього розрахунку):

4) відносна густина природного газу $\Delta\rho$:

5) температура охолоджувача (вода з $t_b = 200^{\circ}\text{C}$).

Пропонується таких порядок розрахунку поршневого компресора:

2.2.1. Вибір числа ступенів компресора

Число ступенів компресора визначається за формулою

$$Z = \frac{1g \frac{P_k}{P_1}}{1g \frac{\varepsilon_{ст}}{\psi}};$$

де $\varepsilon_{ст}$ – ступінь підвищення тиску в одному ступені. Величина $\varepsilon_{ст}$ для компресорів АГНКС приймаються в межах $\varepsilon_{ст} = 2...4$;

$\psi = 1,1...1,15$ - коефіцієнт втрат тиску у проміжному охолоджувачі між ступенями.

Величина Z_k вибирається за умови округлення до цілого числа, після чого середній ступінь підвищення тиску в одному ступені уточнюється за формулою:

$$\varepsilon_{ст} = \psi \left(\frac{P_k}{P_1} \right)^{1/Z_k};$$

Зауважимо, що переважна більшість компресорів на АГНКС має 4-5 ступенів.

2.2.2. Визначення тисків всмоктування й нагнітання для окремих ступенів

Мінімальну індикаторну роботу стискування газу у багато-ступеневому компресорі можна отримати лише за умови оптимальних величин міжступеневих тисків газу.

З теорії компресорних машин відомо, що розподіл оптимальних тисків поміж ступенями не відповідає рівності степенів підвищення тиску у різних ступенях.

Для визначення оптимальних міжступеневих тисків рекомендується використати номограму, наведену на рис.1.

Номограму побудовано для початкового тиску газу перед першим ступенем $P_{вci} = 0,1$ МПа (надлишковий тиск).

Для визначення за номограмою оптимальних міжступеневих тисків треба знайти точку перетину горизонтальної лінії, що

відповідає кінцевому тиску нагнітання ($P_k = 22,6$ або $24,7$ МПа), із похилою лінією, яка відповідає прийнятій кількості ступенів Z_k компресора. Вертикальна лінія, проведена із цієї точки, визначає величину оптимального тиску за кожним ступенем, номер якого позначено на інших похилих лініях (у точках перетину вертикалі з похилими лініями).

Як приклад, в табл. 3 наведено дані міжступеневих тисків для одного із сучасних компресорів, який застосовується на АГНКС-50 гаражного типу. Компресор побудовано на Ш-подібній базі, кількість ступенів $Z_k = 5$, кінцевий тиск $P_k = 23,4$ МПа. (тиск $P_k = 23,4$ МПа свідчить про те, що у даній конструкції АГНКС акумуляторною ємністю є блок стандартних газових автомобільних балонів високого тиску, які розраховані саме на такий робочий тиск $23,5$ МПа).

Орієнтуючись на дані рис.1 і табл.3, визначаємо величину тиску газу на боці всмоктування і тиску нагнітання для кожного ступеня компресора.

При цьому слід враховувати, що надлишковий тиск P_1 перед компресорною установкою, визначений завданням на курсову роботу, має зменшитись через гідравлічні витрати всмоктувальної лінії компресора, які становлять близько 3...6%. Тому тиск всмоктування першого ступеня становитиме величину $P_{вс} = \delta_{вс} P_1$, де $\delta_{вс} = 0,97...0,94$.

Таблиця 3

**Параметри газу по ступенях компресора АГНКС-50
при різних значеннях тиску перед компресором**

Надлишковий тиск на вході до 1-го ступеня МПа	Тиск на виході зі ступенів, МПа					Максимальна допустима температура газу на виході зі ступеня, °С				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
0,05	0,24-0,30	0,9-1,1	2,0-2,5	6,0-6,8	23,4	123	148	130	143	173
0,10	0,43-0,53	1,25-1,55	2,7-3,3	7,2-8,2	23,4	123	148	130	143	173
0,15	0,52-0,64	1,55-1,95	3,3-4,1	8,5-9,5	23,4	123	148	130	143	173
0,20	0,64-0,79	1,95-2,35	3,9-4,7	9,7-10,7	23,4	123	148	130	143	173
0,25	0,85-0,95	2,35-2,75	4,6-5,5	11,2-12,2	23,4	123	148	130	143	173

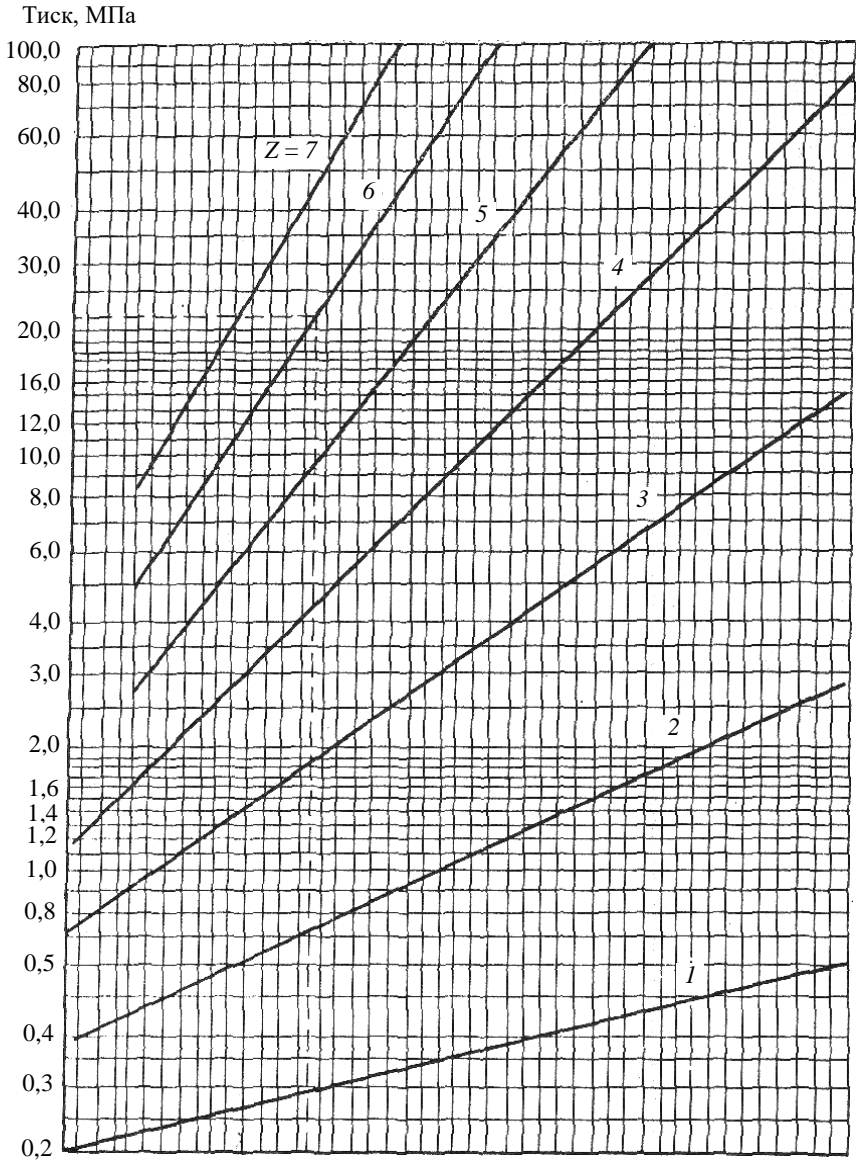


Рис. 1. Номограма для визначення оптимальної величини номінальних міжступневих тисків за заданого кінцевого тиску газу на виході з компресора і відомого числа ступенів стиснення

Тиск нагнітання для кожного ступеня ($P_{ni}, P_{нII}, P_{нIII}, \dots, P_{нZk}$) має збігатися з величиною, визначеною як оптимальна.

Тиск всмоктування кожного наступного ступеня є меншим, ніж тиск нагнітання попереднього ступеня на величину втрат енергії у проміж ступеневому охолоджувачі газу, яка враховується через коефіцієнт ψ :

$$P_{всI} = \frac{P_{ni}}{\psi}; P_{всII} = \frac{P_{нII}}{\psi}; P_{всIV} = \frac{P_{нIII}}{\psi}; P_{вс(i)} = \frac{P_{н(i-1)}}{\psi}$$

Результати розрахунку зводяться в табл. 4.

Таблиця 4

Розподілення тисків проміж ступенями компресора

Номер ступеня	Тиск всмоктування МПа	Тиск нагнітання МПа	Ступінь підвищення тиску
I	$P_{всI} = \delta_{вс} P_1$	$P_{нI}$	$\epsilon_I = P_{нI} / P_{всI}$
II	$P_{всII} = P_{нI} / \psi$	$P_{нII}$	$\epsilon_{II} = P_{нII} / P_{всII}$
III	$P_{всIII} = P_{нII} / \psi$	$P_{нIII}$	$\epsilon_{III} = P_{нIII} / P_{всIII}$
...
Zk	$P_{всZ} = P_{н(Z-1)} / \psi$	$P_{нZ} = P_k$	$\epsilon_Z = P_{нZ} / P_{всZ}$

2.2.3. Визначення параметрів газу по ступенях компресора

Абсолютна температура газу на боці всмоктування у I-й ступень компресора приймається $T_1 = 288 \text{ K}$ ($t_1 = 15^\circ\text{C}$). До усіх наступних ступенів газ всмоктується після охолодження у міжступеневих охолоджувальних теплообмінниках.

Температура газу на виході із міжступеневого теплообмінника приймається на $5 \dots 8^\circ\text{C}$ вищою від температури охолоджувальної води, яка становить у літній період близько $t_{ox} = 20^\circ\text{C}$. Таким чином, абсолютна температура газу на всмоктуванні для усіх ступенів, окрім першого ступеня, має прийматися за простим співвідношенням: $t_1 = t_{ox} + (5 \dots 8)^\circ\text{C}$.

Температура газу наприкінці процесу стискування у ступені розраховується за формулами (15...17). Порядок розрахунку наведено у табл. 5.

Таблиця 5

Визначення параметрів газу за ступенями

Параметр	Спосіб визначення	Розмір- ність	Значення параметрів за ступенями				
			I	II	III	IV	V
Тиск всмоктування, $P_{вс}$	3 табл.4	МПа					
Тиск нагнітання, $P_{наг}$	3 табл.4	МПа					
Середнє значення тиску ступені, $P_{ср}$.	$P_{ср}=0,5(P_{вс}+P_{наг})$	МПа					
Температура на вході до ступеня $T_{вс}$	Приймається	К	288	296	296	296	296
Критична температура, $T_{кр}$	Формула (4)	К					
Критичний тиск, $P_{кр}$	Формула (5)	МПа					
Приведений тис, π	$\pi=P_{ср}/P_{кр}$	-					
Приведена температура, ϑ	$\vartheta=T_{вс}/T_{кр}$	-					
Коефіцієнт стисливості газу, Z_1	Формула(7)	-					
Функція ізобарної теплоємності, χ	Формула (8)						
Мольна ізобарна теплоємність у ідеально газовому стані, μc_{po}	Формула (9)	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$					
Відхилення ізобарної теплоємності, $\Delta_{ср}/R$	Формула(12)	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$					
Показник адиабати в ідеально газовому стані	$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu c_{po}}{R_0}$						
Відхилення ізобарної теплоємності, $\Delta_{ср}/R$	Формула(12)	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$					
Показник адиабати газу в ідеально газовому стані	$\frac{k_0}{k_0 - 1} = \frac{\mu c_{po}}{R_0}$						
Політропний ККД ступеня, $\eta_{пол}$	Приймається таким, що і ККД компресора $\eta_{пол}$						

Параметр	Спосіб визначення	Розмірність	Величини параметрів за ступенями				
			I	II	III	IV	V
Показник псевдоізоентропи, $k_{п}/(k_{п}-1)$	Формула(15)						
Показник політропи процесу стискування газу у ступені, $n_{т}/(n_{т}-1)$	Формула(16)						
Температура газу на виході із ступеня, T_2	Формула (17)	К					
Приведений тиск на виході із ступеня	$\pi_2 = \frac{P_{наг}}{P_{кр}}$	-					
Приведена температура на виході із ступеня	$g_2 = \frac{T_2}{T_{кр}}$	-					
Коефіцієнт стисливості при параметрах на виході із ступеня, Z_2	Формула (7)	-					

За результатами розрахунків встановлюють, чи не виходить температура газу, що нагнітається, за межі значень, що допускається. У противному випадку варто вжити заходів до зменшення температури нагнітання (більш інтенсивне охолодження газу в проміжному холодильнику або збільшення числа ступенів).

2.2.4. Визначення об'ємних коефіцієнтів за ступенями

Для ступенів високого тиску об'ємний коефіцієнт визначається за формулою:

$$\lambda_0 = 1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n_t}} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} - 1 \right). \quad (20)$$

Відносна величина мертвого простору для першого ступеня може прийматися як $a_1 = 0,05$. Для наступних ступенів відносний мертвий простір збільшується через зменшення об'єму циліндрів і визначається за формулою:

$$a_i = a_1 + 0,025(i - 1), \quad (21)$$

де i – номер ступеня.

Значення коефіцієнтів стисливості Z_1 (за параметрами газу на вході до ступеня) і Z_2 (за параметрами на виході із ступеня) приймаються за даними табл.5.

Коефіцієнт політропи розширення газу у мертвому просторі приймається таким же, як і для процесу стискування газу в робочому циліндрі ступеня (розраховується за даними табл.5). Вихідні дані і результати розрахунку об'ємних коефіцієнтів зводяться до табл.6.

Таблиця 6

Визначення об'ємних коефіцієнтів

Номер ступеня	a	n_T	$\frac{1}{\varepsilon^{n_T}}$	λ_0
I	a_1	n_{T1}	$\frac{1}{\varepsilon^{n_{T1}}}$	λ_{01}
II	a_2	n_{TII}	$\frac{1}{\varepsilon^{n_{TII}}}$	λ_{011}
...
Z	a_z	n_{TZ}	$\frac{1}{\varepsilon^{n_{TZ}}}$	λ_{0Z}

2.2.5.Визначення робочих обсягів всмоктувального газу за ступеннями компресора

Для забезпечення заданої продуктивності компресора при умовах всмоктування необхідно, щоб робочий обсяг циліндра 1-ого ступеня відповідав продуктивності

$$Q_{p1} = \frac{Q_1}{\lambda_{01} \lambda_{\text{еф}}}, \text{ м}^3 / \text{хв.} \quad (21)$$

Коефіцієнт ефективності всмоктування $\lambda_{\text{еф}}$ можна визначити за формулою:

$$\lambda_{\text{еф}} = 1,01 - 0,022\varepsilon.$$

Робочий обсяг циліндрів наступних ступенів можна визначити за формулою:

$$Q_{P_i} = \frac{Q_{P_1}}{\lambda_{0i} \lambda_{\text{эф}i}} \frac{Z_{1i}}{Z_{11}} \frac{P_{\text{вс}1}}{P_{\text{вс}i}} \frac{T_{\text{вс}1}}{T_1}, \text{ м}^3 / \text{хв.} \quad (22)$$

Тут Z_1 і Z_i - характеристичні коефіцієнти при тиску всмоктування P_1 і P_i . Результати розрахунку наведені в табл.7.

Таблиця 7

Робочий обсяг циліндрів ступенів

Номер ступеня	$Q_p, \text{ м}^3/\text{хв.}$
I	
II	
III	
...	
Z	

2.2.6. Вибір типу і схеми компресора

Тип і схема компресора визначаються, в основному, розташуванням циліндрів у просторі, числом рядів і розміщенням ступенів у ряді. При виборі розташування циліндрів у просторі варто звернути увагу на те, щоб особливості компресора, що впливають із прийнятого розташування циліндрів, відповідали умовам його роботи.

До компресорів малої продуктивності, у першу чергу, пред'являється вимога компактності і простоти обслуговування. Для компресорів великої продуктивності більш істотним є надійність у роботі, хоча питання компактності, зручності експлуатації теж не повинні бути виключені з розгляду. Вимоги надійності і довговічності є особливо важливими, якщо компресор призначений для тривалої роботи без зупинок.

Вертикальне розташування циліндрів має такі переваги у порівнянні з горизонтальним розташуванням:

1. Менш інтенсивне зношування циліндра і поршня.
2. Більш сприятливий вплив сил інерції рухомих частин компресора на фундамент.
3. Можливість зменшення маси полегшення станини завдяки відсутності напружень вигину.

4. Можливість надання компресору більшої частоти обертання.

5. Менша займана площа у плані.

6. Забезпечення температурних і пружних деформацій циліндра без використання спеціальних опор.

У свою чергу, горизонтальні компресори мають перед вертикальними такі переваги:

1. Мала висота, зручність експлуатації та технічного обслуговування.

2. Можливість установки у приміщенні малої висоти.

3. Можливість розміщення в одному ряді більшого числа ступенів, що дозволяє виконати багатоступінчастий компресор з малим числом рядів.

Кожен ряд компресора має свій механізм руху. Отже зменшення числа рядів спрощує конструкцію компресора. З іншого боку, зі збільшенням числа рядів зменшується навантаження на один ряд, що дозволяє зменшити масу частин, що рухаються, і послабити дію інерційних сил на станину і фундамент. Схема виконання компресорів наведено на рис.2.

2.2.7. Вибір величини ходу поршня і частоти обертання

Від величини ходу поршня S і частоти обертання n залежить швидкість поршня C_{cp} :

$$C_{cp} = \frac{2Sn}{60}, \text{ м/с.} \quad (23)$$

Середня швидкість поршня, у свою чергу, впливає на зношування циліндра і поршня, на величину інерційних сил частин, що рухаються, на швидкість руху пластин клапана і на швидкість газу в щілинах клапана.

Отже, вона є одним з факторів, що визначають довговічність компресора. Звичайне значення середньої швидкості поршня приймають у межах від 3 до 5 м/с, іноді до 7 м/с. Для раціонального компонування компресора доцільно величину ходу поршня зв'язати з діаметром циліндра першого ступеня.

Для вертикальних компресорів крейцкопфного типу з метою зменшення висоти компресора приймається:

$$\frac{S}{D_1} = 0,4 \dots 0,6, \text{ де } D_1 - \text{діаметр циліндра першого ступеня.}$$

Для вертикальних компресорів крейцкопфного типу з метою зменшення висоти компресора приймається:

$$\frac{S}{D_1} = 0,4 \dots 0,6, \text{ де } D_1 - \text{діаметр циліндра першого ступеня.}$$

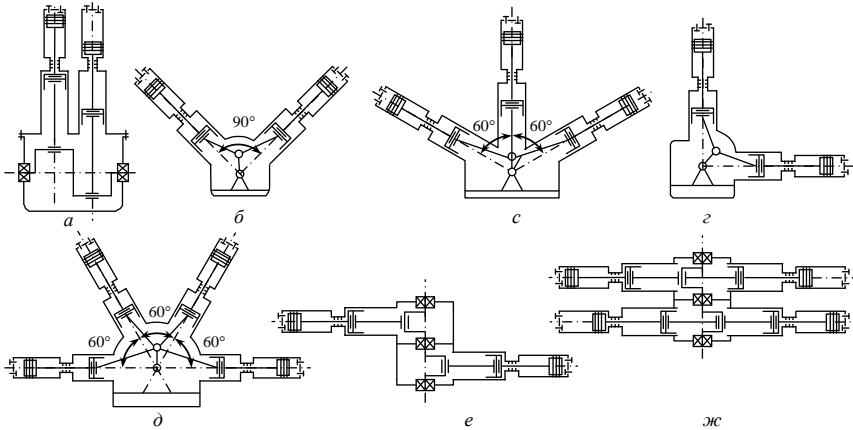


Рис. 2. Схеми конструктивного виконання крейцкопфних компресорів: *a* – вертикальний з кількістю циліндрів - 2; *б* – V-подібний з кількістю циліндрів - 2, 4, 6; *в* – Ш-подібний з кількістю циліндрів - 3, 6; *г* – тронковий з кількістю циліндрів - 2, 4, 6; *д* – X-подібний з кількістю циліндрів - 4 і 8; *е* – опозитній дворядний з кількістю циліндрів - 2, 4, 6, 8; *ж* – опозитній дворядний з кількістю циліндрів у першому ряду – 2, 4, у другому – 2, 4, відповідно - 4, 8 ступенів стиснення

2.2.8. Визначення діаметрів циліндрів ступенів

У випадку, якщо поршень першого ступеня не є диференційним, теоретичний об'єм, який займає поршень, визначається за формулою:

$$Q_{pi} = \frac{\pi D_1^3}{4} S n, \text{ м}^3 / \text{хв.} \quad (25)$$

З виразу (23) випливає, що $Sn = 30C_{cp}$, тому для визначення робочого обсягу циліндра першого ступеня використаємо формулу:

$$Q_{pi} = \frac{\pi D_1^2}{4} 30C_{cp}, \text{ м}^3 / \text{хв.} \quad (26)$$

Останнє співвідношення дозволяє визначити діаметр циліндра першого ступеня:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_{p1}}{30\pi C_{cp}}}, \text{ м.} \quad (27)$$

Аналогічно, для i -го ступеня з робочою площею у вигляді кола, можна записати:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q_{pi}}{30\pi C_{cp}}}. \quad (28)$$

У випадку, коли поршень є диференційним і має робочу площу у вигляді кільця, діаметр попереднього ступеня визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4(Q_{p1} + Q_{pc})}{30\pi C_{cp}}}. \quad (29)$$

де Q_{pc} – робоча продуктивність сусіднього (наступного) ступеня.

Після визначення D_1 , скориставшись співвідношенням $S_1 D_1 = 0,4 \dots 0,6$, можна визначити хід поршня S .

Результати розрахунків зводимо до табл. 8.

Таблиця 8

Діаметри циліндрів за ступенями

Номер ступеня	$D_{i, \text{м}}$
I	
II	
III	
Z	

2.2.9. Визначення споживаної потужності компресора і вибір двигуна

Потужність компресора визначається як сума потужностей усіх ступенів.

Масова продуктивність компресора, при умовах всмоктування визначається як:

$$M_k = \frac{\rho_g Q_{p1}}{60}, \text{ кг/с}, \quad (30)$$

де ρ_g - густина газу при початкових умовах перед входом до першого ступеня.

$$\text{Отже, } \rho_g = \frac{\rho_0 P_1 T_0}{P_0 T_1 Z_1}, \text{ кг/м}^3, \quad (31)$$

Внутрішній напір ступеня компресора визначається за формулою:

$$H_{\text{іст}} = \frac{k_{\text{п}}}{k_{\text{п}} - 1} Z_1 R_T (T_2 - T_1), \text{ кДж/кг}. \quad (32)$$

Внутрішній напір є повною роботою, що підводиться до 1 кг газу у ступені з урахуванням усіх втрат енергії, окрім втрат механічної енергії у підшипниках.

Потужність, яку споживає будь-який ступень компресора, є добутком внутрішнього напору і секундної масової втрати газу:

$$N_{\text{ст}} = M_g H_{\text{іст}}, \text{ кВт}. \quad (33)$$

Потужність багатоступінчастого компресора можна визначити за формулою:

$$N_k = M_k \sum H_{\text{іст}}, \text{ кВт}, \quad (34)$$

де M_k – масова продуктивність компресора, кг/с; $\sum H_{\text{іст}}$ – сума внутрішніх напорів усіх ступенів.

Потужність на валу компресора визначається за формулою:

$$N_B = \frac{N_{\text{к}}^*}{\eta_{\text{мех}}} K_N, \text{ кВт}, \quad (35)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний коефіцієнт корисної дії компресора, що враховує втрати енергії у підшипниках і передачі від електро-

двигуна. Коефіцієнт запасу потужності зазвичай знаходиться в межах $K_N = 1,10 \dots 1,15$.

3. РОЗРАХУНОК РОБОТИ КОМПРЕСОРА І АКУМУЛЯТОРНОГО БЛОКУ

Швидка заправка газобалонних автомобілів на АГНКС здійснюється від акумуляторів, всередині яких початковий тиск газу знаходиться в межах $P_{1ак} = 23,0 \dots 25,0$ МПа, а температура $T_{ак} = 288 \dots 303$ К.

Заправка автомобілів відбувається при непрацюючих компресорах АГНКС, при цьому тиск газу в акумуляторі знижується до величини $P_{2ак} = 21,0 \dots 22,0$ МПа при сталій температурі $T_{ак}$. Після досягнення тиску $P_{2ак}$ відбувається автоматично пуск компресорів АГНКС, які подають стиснений газ до акумулятора і підвищують у ньому тиск до первинної величини $P_{1ак}$.

Якщо геометричний об'єм акумулятора становить $V_{ак}$, м³, то об'єм газу, який подається для заправки газобалонних автомобілів із акумулятора і приведений до нормальних параметрів ($P_0 = 101,3$ МПа і $T_0 = 273$ К), розраховується з використанням рівняння стану природного газу за формулою:

$$Q_{ак} = V_{ак} \frac{P_{1ак} - P_{2ак}}{P_0} \frac{Z_0}{Z_1} \frac{T_0}{T_{ак}}, \text{ м}^3, \quad (36)$$

де Z_1 – коефіцієнт стисливості природного газу при параметрах $P_{1ак}$ і $T_{ак}$; Z_0 – коефіцієнт стисливості при P_0 і T_0 .

Величина коефіцієнтів Z_1 і Z_0 розраховується за формулами (6) і (7).

Об'єм заправки одного вантажного автомобіля марки ГАЗ-53 або ЗІЛ-138 становить $55 \dots 60$ м³, враховуючи, що більшість автомобілів, які приїждять на заправку до АГНКС, мають тиск газу у балонах у середньому близько $2,5 \dots 3,5$ МПа.

Якщо кількість автомобілів, які одночасно можуть заправлятися на АГНКС, становить $n_{авт}$ за одну годину (ця величина залежить від кількості заправних постів АГНКС), то час падіння тиску в акумуляторі від $P_{1ак}$ до $P_{2ак}$ становить:

$$\tau_1 = \frac{Q_{\text{ак}}}{n_{\text{авт}} q_{\text{зап}}}, \text{ГОДИН}, \quad (37)$$

де $q_{\text{зап}} = 55 \dots 60 \text{ м}^3/\text{автомобіль}$.

Для забезпечення заправки $n_{\text{авт}}$ автомобілів за годину загальна продуктивність компресорів має становити:

$$Q_{\text{к}} \geq n_{\text{авт}} q_{\text{зап}}, \text{М}^3 / \text{ГОД}. \quad (38)$$

Якщо величина, розрахована за формулою (38), є меншою заданої у завданні на курсовий проект, то кількість $n_{\text{авт}}$ необхідно зменшити.

При включенні компресорної установки під час заправки автомобілів від акумулятора, час підвищення тиску від $P_{2\text{ак}}$ до $P_{1\text{ак}}$ в акумуляторі становитиме:

$$\tau_2 = \frac{Q_{\text{ак}}}{Q_{\text{к}}}, \text{ГОД}. \quad (39)$$

Максимальна кількість запусків-зупинок компресора за добу становитиме:

$$m = \frac{24}{\tau_1}. \quad (40)$$

Сукупний розв'язок рівнянь (36), (37) і (40) дозволяє визначити об'єм акумулятора АГНКС для забезпечення бажаної кількості m зупинок-запусків компресорної установки за добу:

$$V_{\text{ак}} = \frac{24 n_{\text{авт}} q_{\text{зап}}}{m(P_{1\text{ак}} - P_{2\text{ак}}) / P_0} \frac{Z_1 T_{\text{ак}}}{Z_0 T_0}, \text{М}^3. \quad (41)$$

4. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА ПРОЕКТУ

Науково-дослідна частина курсового проекту є обов'язковим його елементом, виконання якого ставить своєю метою:

- розвинути у студентів навички науково обґрунтованого аналізу якості поршневих компресорів, що надходять в експлуатаційні підприємства, до виявлення причин, що обумовлюють передчасну відмову поршневих компресорів і до розробки заходів щодо попередження цих відмов;

- сприяти розвитку навичок у виконанні дослідної роботи, складовим елементом якої є вивчення літературних джерел з досліджуваного питання у світовій практиці;

- сприяти розвитку у студентів творчого мислення, уміння реалізувати результати теоретичних досліджень у конструктивні рішення;

- сприяти розвитку навичок роботи із періодичною і спеціальною літературою.

Тема науково-дослідної частини проекту вибирається студентом і затверджується викладачем при видачі завдання на курсовий проект.

Науково-дослідну частину проекту виконують як правило, у вигляді реферативного огляду робіт з обраної теми, опублікованих у періодичній і спеціальній літературі. При цьому керівник проекту вказує лише на мінімальний перелік рекомендованої літератури з даної теми. Подальший пошук необхідних матеріалів в літературних джерелах студент виконує самостійно.

Науково-дослідну частину проекту оформляють у вигляді одного аркуша формату А1 (графіки).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Биков Г.О.* Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції. / [Г.О. Биков, К.І. Капітанчук, М.С. Кулик та ін.]. – К.: НАУ, 2006. - 292 с.

2. *Биков Г.О., Бикова О.Г.* Термодинаміка реальних макро-систем і вуглеводневих газів: Навч. посіб. – К.: НАУ, 2003. – 134 с.

3. *Фотин Б.С.* Поршневые компрессоры. / [Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, та ін.]. - Л.: Машиностроение, 1987. – 372 с.

4. *Гайнулин Ф.Г.* Природный газ как моторное топливо на транспорте. / [Ф.Г. Гайнулин, А.И. Гриценко, Ю.Н. Васильев та ін.]. – М.: Недра, 1986. -255 с.

5. *Храпач Г.К.* Машинист компрессорной станции. – М.: Недра . 1966. – 345 с.

6. *Елин В.И.* Насосы и компрессоры. / [В.И. Елин, К.Н. Солдатов, С.М. Соколовский та ін.]. – М.: ГОСТОПТЕХИЗДАТ 1958. – 371 с.

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Завдання №

**на виконання курсового проекту з дисципліни
«Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції»**

Факультет _____

Спеціальність _____

Група _____

Прізвище, ім'я, по-батькові студента _____

Склад природного газу, варіант № _____

Кількість заправок на добу, варіант № _____

Тиск газу на вході, варіант № _____

Термін здачі курсового проекту _____ 20__ р.

Дата видачі завдання: « ____ » _____ 20__ р.

Додаток №2

Варіанти складу природного газу

Номер варіанта	Склад газу, відсотки об'ємні, %						
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₆ H ₁₂	N ₂	CO ₂
1	92,6	4,3	1,0	0,36	0,14	1,5	0,10
2	98,7	0,11	0,01	0,04	0,01	1,0	0,13
3	85,4	5,4	3,5	1,65	0,65	3,0	0,4
4	93,5	2,2	0,5	0,54	0,16	2,6	0,5
5	95,3	0,04	0,05	0,01	0,00	4,2	0,4
6	85,2	5,5	2,1	0,9	0,3	5,0	1,0
7	93,0	4,1	0,72	0,26	0,08	1,54	0,3
8	86,5	0,26	0,11	0,05	0,02	13,0	0,06
9	93,0	0,34	0,12	0,11	0,03	6,0	0,4
10	95,8	0,66	0,36	0,28	0,13	2,2	0,57
11	97,0	1,14	0,57	0,54	0,1	0,47	0,18
12	91,5	4,4	1,24	0,47	0,19	1,8	0,4
13	92,0	3,6	1,0	0,5	0,3	2,0	0,6
14	89,3	5,8	1,0	0,8	0,2	2,6	0,3
15	93,0	3,4	1,4	0,25	0,05	1,3	0,6
16	86,5	6,5	2,6	1,7	0,1	2,0	0,6
17	91,9	3,4	0,85	0,36	0,17	2,8	0,52
18	95,9	0,7	0,2	0,09	0,01	3,0	0,10
19	78,3	11,9	4,5	1,7	0,5	2,1	1,0
20	86,4	6,8	2,3	1,0	0,5	2,5	0,5
21	84,2	3,8	1,2	0,46	0,24	9,1	1,0
22	82,7	4,7	2,9	1,5	0,2	7,5	0,5
23	96,4	0,6	0,4	0,14	0,06	2,1	0,30
24	94,2	2,7	0,6	0,55	0,15	1,6	0,2

Додаток №3

Завдання за варіантами АГНКС по кількості заправок, продуктивності, фізичним параметрам всмоктуваного газу

Номер варіанта	Параметри АГНКС		
	кількість заправок	продуктивність, м ³ /год	тиск на вході, МПа
1	50	75	0,2
2	75	110	0,2
3	125	180	0,5
4	150	220	0,5
5	60	85	0,2
6	500	750	1
7	250	360	1
8	250	360	1
9	75	110	0,2
10	75	110	0,2
11	50	75	0,2
12	50	75	0,2
13	30	45	0,2
14	125	180	0,8
15	100	150	0,8
16	75	110	0,5
17	500	750	1
18	50	75	0,2
19	500	750	1
20	150	220	0,5
21	500	750	1
22	250	360	1
23	75	110	0,5
24	50	75	0,2

Навчально-методичне видання

АВТОМОБІЛЬНІ ГАЗОНАПОВНЮВАЛЬНІ КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ

Методичні рекомендації
до виконання курсового проекту
для студентів спеціальності 7/8.05060406
«Газотурбінні установки і компресорні станції»

Укладачі: КАПТАНЧУК Костянтин Іванович
КЛЮЙ Володимир Миколайович

Редактор *Н.О.Щур*
Технічний редактор *А.І. Лавринович*
Коректор *В.В. Кулініч*
Комп'ютерна верстка *Н.С. Ахроменко*

Підп. до друку . Формат 60×84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. Обл.-вид. арк. .
Тираж 100 пр. Замовлення №

Видавництво Національного авіаційного університету „НАУ-друк”
03680, м. Київ - 58, проспект Космонавта Комарова, 1

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК №977 від 05.07.2002