

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ІННОВАЦІЙНИХ ОСВІТНІХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач випускової кафедри
_____ М. С. Кулик
« _____ » _____ лютого 2020 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»

**Тема: Зрідження природного газу на автомобільній газонаповнювальній
компресорній станції**

Виконавець: студент ГУ-201 Мз Перепелиця Владислав Олександрович

Керівник: к.т.н., доцент Капітанчук Констянтин Іванович

Консультанти з окремих розділів:

«Охорона праці» к.т.н., доцент Казанець В.І.

«Охорона навколишнього середовища» к.т.н., доцент Савицький В.Д.

Нормоконтролер: к.т.н., доцент _____.

КИЇВ 2020

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут навчально-науковий інноваційних освітніх технологій
Кафедра авіаційних двигунів
Освітній ступінь магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Освітньо-професійна програма Газотурбінні установки і компресорні станції

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

д. т. н., професор _____ М.С. Кулик

« 25 » листопада 2019 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи

Перепелиці Владислава Олександровича

1. Тема роботи: «Зрідження природного газу на автомобільній газонаповнювальній компресорній станції», затверджена наказом ректора від « 23 » листопада 2019 р., № 2187/ст.

2. Термін виконання роботи: з 23 листопада 2019 року по 27 лютого 2020 року.

3. Вихідні дані роботи: початковий тиск – 25 МПа; кінцевий тиск – 1 МПа; початкова температура – 263К; число ступенів турбодетандера – 2; форма проточної частини $d=const$.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці): реферат, зміст, вступ, аналіз сучасних способів отримання зрідженого природного газу, конструктивна розробка турбодетандерної установки, охорона праці, охорона навколишнього середовища, висновки, список використаних джерел.

5. Перелік обов'язкового графічного матеріалу: схеми термодинамічних циклів сучасних установок скраплення газу, реалізована сучасна схема зрідження природного газу, технологічна схема стенда для виробництва зрідженого природного газу, технологічна схема АГНКС з двофазним струминним енергорозділювачем, технологічна схема АГНКС з турбодетандером, переріз турбодетандера, схема теплообмінника.

6. Календарний план-графік

| № пор. | Завдання | Термін виконання | Підпис керівника |
|--------|--|-----------------------|------------------|
| 1. | Опрацювання літератури | 20.10.19– 10.11.19 | |
| 2. | Вступ. Аналіз сучасних способів отримання зрідженого природного газу | 11.11.19– 30.11.19 | |
| 3. | Конструктивна розробка турбодетандерної установки | 01.12.19– 23.12.19 | |
| 4. | Охорона праці | 24.12.19– 04.01.20 | |
| 5. | Охорона навколишнього середовища | 05.01.20– 11.01.20 | |
| 6. | Графічні роботи та оформлення розрахунково-пояснювальної записки | 11.01.20– 20.01.20 | |
| 7. | Підготовка доповіді для захисту дипломного проекту | 20.01.20– 25.01.20 | |

7. Консультація з окремих розділів дипломної роботи:

| Назва розділу | Консультант (посада, П.І.Б.) | Дата, підпис | |
|----------------------------------|---------------------------------|----------------|------------------|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| Охорона праці | к.т.н., доцент Казанець В.І. | | |
| Охорона навколишнього середовища | | | |

8. Дата видачі завдання: « 25 » листопада 2019 р.

Керівник дипломної роботи : _____ К.І. Капітанчук
(підпис керівника)

Завдання прийняв до виконання: _____ В.О. Перепелиця
(підпис випускника)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проекту «Зрідження природного газу на автомобільній газонаповнювальній компресорній станції»: 80 сторінок, 2 таблиці, 14 рисунків, 21 використане джерело, 2 додатки.

Об'єкт дослідження – технологічне обладнання автомобільної газонаповнювальній компресорній станції.

Предмет дослідження – установка зрідження природного газу.

Мета дипломної роботи: розробка технічних та технологічних пропозицій для організації процесу зрідження природного газу на автомобільній газонаповнювальній компресорній станції.

Метод дослідження: аналітичний та розрахунковий. Обробка даних проведена з використанням математичної статистики та обчислювальної техніки.

Наукова новизна: Комплекс запропонованих рішень з організації процесу зрідження природного газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях.

Практичне значення отриманих результатів. Реалізація запропонованих рішень забезпечить організацію процесу зрідження природного газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях України.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ | 7 |
| ВСТУП | 10 |
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СПОСОБІВ ОТРИМАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ | 12 |
| 1.1. Аналіз термодинамічних циклів сучасних установок скраплення газу | 12 |
| 1.2. Аналіз сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу, як об'єкту дослідження | 13 |
| 1.3. Характеристики сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу | 17 |
| Висновки за розділом | 18 |
| РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА ТУРБОДЕТАНДЕРНОЇ УСТАНОВКИ | 19 |
| 2.1. Схема підключення турбодетандерної установки | 19 |
| 2.2. Термодинамічний розрахунок турбодетандера | 20 |
| 2.2.1. Розрахунок першого ступеня турбодетандера | 20 |
| 2.2.2. Розрахунок другого ступеня турбодетандера | 28 |
| 2.3. Конструктивні особливості турбодетандерної установки..... | 36 |
| 2.4. Система автоматичного керування | 42 |
| 2.5. Тепловий розрахунок теплообмінника | 44 |
| 2.6. АГНКС, що використовує перепад тиску на ГРС для виробництва зрідженого природного газу | 49 |
| Висновки за розділом | 53 |
| РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ | 54 |
| 3.1. Законодавча та нормативна база України з охорони праці | 54 |
| 3.2. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, діючі в робочій зоні АГНКС. ГОСТ 12.0.003-74-ССБ | 56 |
| 3.3. Технічні та організаційні заходи по зменшенню рівня впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів ГОСТ 12.0.003-74 ССБ | 57 |
| 3.4. Забезпечення пожежної та вибухобезпеки при роботі на АГНКС. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ | 60 |

| | |
|--|----|
| 3.5. Інструкція з охорони праці для оператора АГНКС при заправленні автотранспорту | 62 |
| Висновки за розділом | 65 |
| РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА | 66 |
| 4.1. Аналіз впливу технічних чинників на навколишнє середовище | 66 |
| 4.2. Негативні наслідки роботи турбогенераторної установки | 68 |
| 4.3. Забруднення навколишнього середовища автотранспортом | 71 |
| 5.4. Заходи щодо покращення стану довкілля поблизу АГНКС | 74 |
| Висновки за розділом | 77 |
| ВИСНОВКИ..... | 78 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 79 |
| Додаток А. Геометричні характеристики профелів лопаток МЕІ. | |
| Додаток Б. Програма розрахунку робочої лопатки турбодетандера на мові програмування «ФОРТРАН-6». | |

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

| | | |
|--------|---|--|
| АСУ | – | автоматизована система управління |
| АГРС | – | автоматична газорозподільна станція |
| АПО | – | апарат повітряного охолодження |
| ВІС | – | вимірювально-інформаційна система |
| ВН | – | відцентровий нагнітач |
| ГДК | – | граничнодопустима концентрація |
| ГТС | – | газотранспортна система |
| ГРС | – | газорозподільна станція |
| ГТУ | – | газотурбінна установка |
| ГПА | – | газоперекачувальний агрегат |
| ГЩУ | – | головний щит управління |
| ЗВТ | – | засоби вимірювальної техніки |
| КВП | – | контрольно-вимірювальні прилади |
| КВПіА | – | контрольно-вимірювальні прилади і автоматика |
| КЗ | – | камера згоряння |
| КС | – | компресорна станція |
| МГ | | магістральний газопровід |
| ОК | – | осьовий компресор |
| ОДУ | – | об'єднане диспетчерське управління |
| ПА | – | протиаварійна автоматика |
| ПЗ | – | програмне забезпечення |
| ППР | – | планово-попереджувальний ремонт |
| ПО | – | плановий огляд |
| ПР | – | поточний ремонт |
| ПММ | – | паливо-мастильні матеріали |
| ПО і О | – | плановий огляд і обстеження |

ВСТУП

Унікальні фізико-хімічні властивості зрідженого природного газу (ЗПГ) такі: не токсичний, хімічно не активний; питома теплота згоряння – 12 тис. ккал/кг, що на 12%, а октановое число – 105...107 одиниць, що на 13...15% вище ніж у бензину. Однак він майже у 2 рази легший за бензин, у продуктах його згоряння міститься у 10 разів менше окису вуглецю і у 2 рази – окислів азоту.

В наш час, великі розвідано і освоєно родовища природного газу, існує розвинута мережа його доставки від родовищ у більшість регіонів країни по магістральним газопроводам (МГ). Він має, порівняно, низьку ціну і суттєві екологічні переваги у порівнянні з традиційними видами палива. Людство потребує створення виробництва ЗПГ, як універсального енергоносія ХХІ століття. Тому проблема його широкого виробництва та використання однією з пріоритетних національних задач.

Можливими напрямками споживання ЗПГ такі:

- малі, середні і "елітні" легкові автомобілі у приватному користуванні; муніципальний і державний автотранспорт (автобуси, вантажівки, легкові автомобілі, такс)і;
- авіація;
- у комунальному господарстві для тимчасової газифікації віддалених споживачів.

Заміна стисненого природного газу (СПГ) на ЗПГ дозволяє істотно поліпшити технічні показники транспортних засобів: зменшити габарити і масу системи збереження палива, збільшити корисну вантажопідйомність і запас ходу від одного заправлення, скоротити за рахунок більш рідких заправлень непродуктивні витрати, зв'язані з холостими пробігами.

Переваги ЗПГ виявляються також при доставці газу на проміжні пункти заправлення. Відносна корисна маса палива, що доставляється криогенними автозаправниками, у 3...4 рази вище, ніж при доставці заправниками типу ПАГЗ на основі зв'язування балонів великого обсягу.

При зберіганні і транспортуванні ЗПГ, незважаючи на необхідність застосування теплоізоляційних креобаков, маса палива в 1,5.. .3,5 рази вище, ніж при використанні балонів з тиском до 20 МПа. Що стосується авіації, то переведення її на газове паливо можливий тільки на базі ЗПГ.

В даний час у США на ЗПГ переведено до 25% муніципального автотранспорту, працюють автобуси, грузопогрузчики, кораблі, тепловози. У США припускають використовувати ЗПГ для створення гіперзвукового літака.

У Західній Європі цілий ряд фірм активно займається впровадженням ЗПГ в автотранспорт, а в Голландії широко використовуються ЗПГ для вогневої обробки ґрунту.

У комунальному господарстві зрідження зрідженого природного газу обумовлене техніко-економічними перевагами системи газопостачання на його основі в порівнянні з прокладкою газопроводів.

У першу чергу, це стосується населених пунктів і об'єктів малої потужності, розташованих на значних відстанях від МГ, або поза зоною дії газорозподільними станціями (ГРС).

На відстані від МГ до споживача більш ніж 40 км приведені витрати на газопостачання таких об'єктів за допомогою ЗПГ виявляються нижче, ніж для мережного варіанта. Причому переваги ЗПГ наростають зі зменшенням потужності споживача і збільшенням відстані від джерела газу.

Відзначимо, що використання ЗПГ може розглядатися і як тимчасовий спосіб газифікації населених пунктів, включених у план трубопровідної газифікації.

Після прокладки газопроводу криогенне устаткування для ЗПГ може бути переміщене на нове місце. Така схема протягом багатьох років успішно використовується у Франції.

Системи резервування газу з використанням ЗПГ характеризуються високою компактністю, економічністю і практично не мають обмежень по видачі газу, чим вигідно відрізняються від підземних сховищ газу (ПСГ), створення яких можливо далеко не скрізь через гірничо-геологічні умови.

Найбільш перспективною вважається технологія виробництва ЗПГ при використанні енергії стиснутого газу, яка пов'язана з унікальною особливістю України, як країни, яка має розвинуту мережу МГ з розташованими на них чисельними ГРС. Енергія стиснутого газу, яка використовується для його транспортування по магістральним газопроводам, дозволяє досягнути на цих станціях ефекту охолодження газу і отримання ЗПГ без додаткових витрат електроенергії.

В Інституті газу НАНУ розроблено декілька принципів схем зрідження природного газу, за якими збудовано велику кількість промислових установок зрідження у багатьох країнах - США, Західної Європи, Росії та інші.

Збудовано дослідно-промислову установку зрідження ПГ за використанням перепаду тисків, яку передано до авіаційного підприємства у м. Самара, за допомогою цієї установки виробляється ЗПГ для випробування літака ТУ- 155 на зрідженому метані.

Сьогодні в системі НАК "Нафтогаз України" експлуатується 90 автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС), які розташовані по всій території України.

Діючі АГНКС, загальною потужністю 33750 заправок за добу, можуть забезпечити газовим паливом 67 тисяч автомобілів, що дає змогу замінити 670 тис тонн бензину в рік. Проте, через об'єктивні причини, більшість АГНКС мають набагато нижчий відсоток завантаження, відносно проектного рівня.

Для більш ефективного використання АГНКС пропонується природний газ після акумулятора пропускати через турбодетандер з метою отримання зрідженого природного газу, а газ що відпрацював повернути в систему газопостачання.

Об'єкт дослідження – технологічне обладнання автомобільної газонаповнювальної компресорної станції.

Предмет дослідження – установка зрідження природного газу.

Мета дипломної роботи: розробка технічних та технологічних пропозицій для організації процесу зрідження природного газу на автомобільній газонаповнювальній компресорній станції.

Метод дослідження: аналітичний та розрахунковий. Обробка даних проведена з використанням математичної статистики та обчислювальної техніки.

Наукова новизна: Комплекс запропонованих рішень з організації процесу зрідження природного газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях.

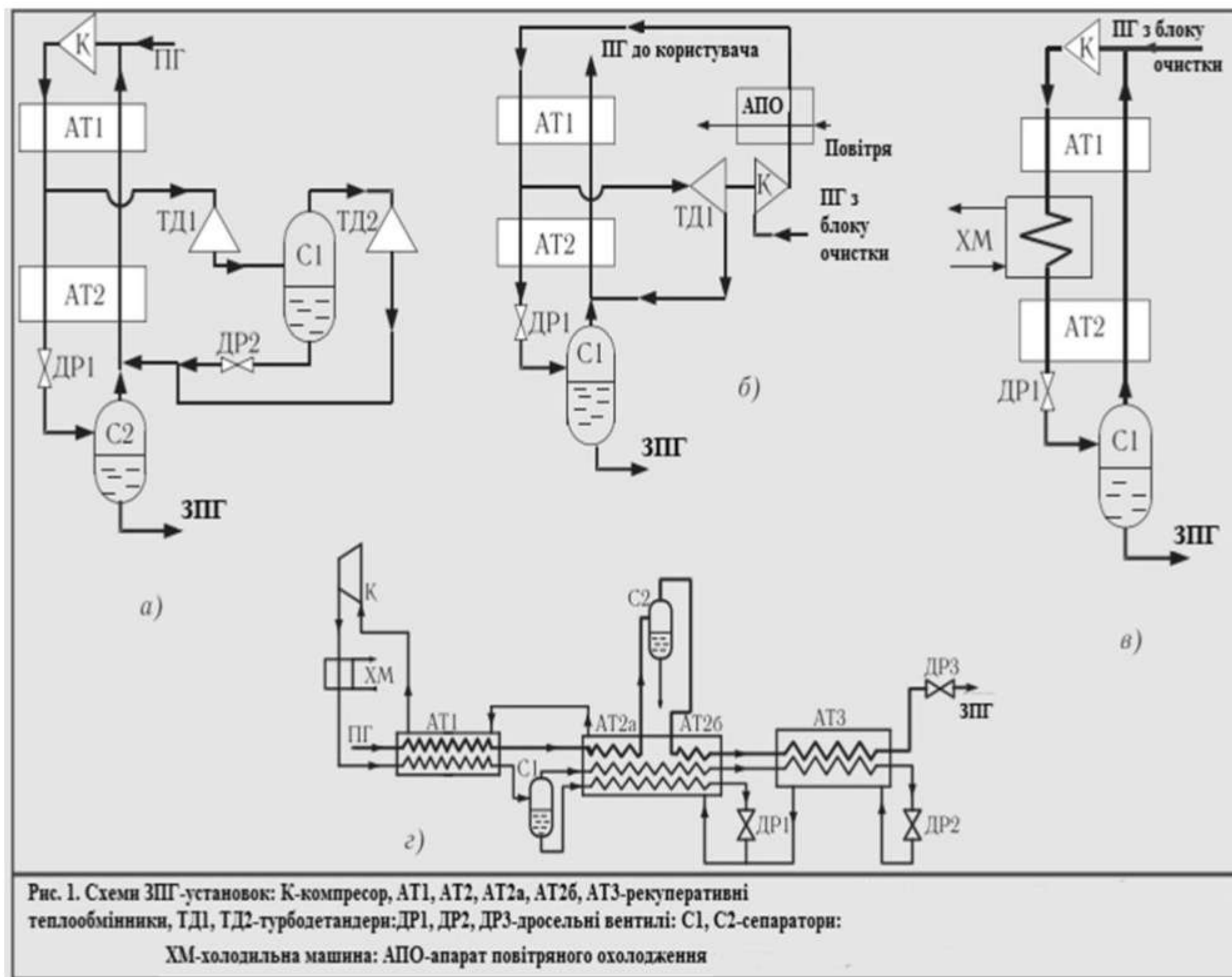
Практичне значення отриманих результатів. Реалізація запропонованих рішень забезпечить організацію процесу зрідження природного газу на автомобільних газонаповнювальних компресорних станціях України.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СПОСОБІВ ОТРИМАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

1.1. Аналіз термодинамічних циклів сучасних установок скраплення газу.

Сучасні установки скраплення газу створені на основі наступних циклів:

- із стисненням в компресорі і розширенням газу в детандере (рис. 1.1, а);
- з розширенням газу в детандере і використанням замість компресора різниці тисків між магістральними і розподільними трубопроводами на (ГРС) (рис. 1.1, б);
- із стисненням в компресорі, проміжним охолодженням природного газу (ПГ) до температури -40°C зовнішнім джерелом холоду і дроселюванням (рис. 1.1, в);
- із зовнішнім охолодженням потоку ПГ сумішшю хладагентів (рис. 1.1, г).



У розглянутих схемах установок, крім останньої (рис. 1.1, з), теплоємність зворотного потоку є істотно меншою за теплоємність прямого. Тому в теплообмінниках виникає велика (до 25 К) різниця температур між потоками в них. Це призводить до суттєвих втрат від незворотності процесів і підвищених витрат енергії.

У циклі схеми, зображеної на рис. 1.1, з, ця різниця температур значно зменшується з одночасним відповідним зниженням витрат енергії.

У зазначених основних технологічних схемах є можливим використання попереднього охолодження за допомогою пропанового хладагенту. Як зворотній використовується потік, розширений в детандері (рис. 1.1, а та 1.1, б) і парова фаза після розширення на дросельному вентилі (рис. 1.1, в) або рідинний потік суміші хладагентів (рис. 1.1, з).

1.2. Опис сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу, як об'єкту дослідження

Для розширення сфери застосування обладнання і забезпечення додаткового завантаження АГНКС компанії «НТЛ» було запропоновано спроектувати і виготовити комплекс малотоннажного виробництва зрідженого природного газу (ЗПГ), інтегрований до складу станції [1].

Основні параметри, зазначені в технічному завданні, передбачали доведення продуктивності комплексу до 600 кг/год, що відповідало коефіцієнту зрідження природного газу (ЗПГ) не менше 40%.

Виходячи із заданих параметрів, була визначена схема скраплення природного газу, основу якої становила установка дросельного типу з додатковим охолодженням газу фреонової холодильною установкою. Крім цього, комплекс повинен був мати в своєму складі технологічну ємність-накопичувач ЗПГ і колонку видачі ЗПГ в транспортні цистерни.

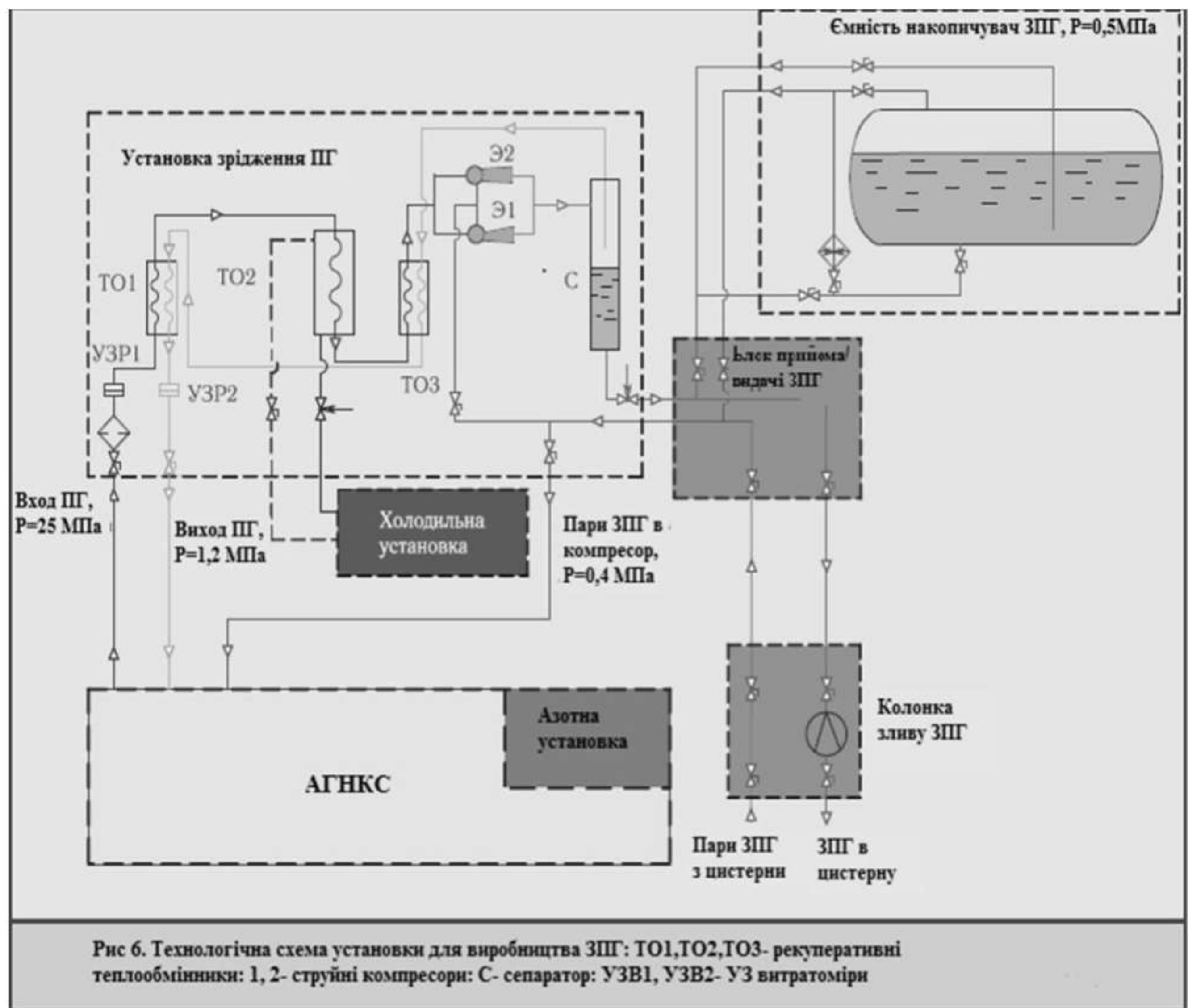
Слідуючи сучасним тенденціям створення блочно-модульних конструкцій [1], комплекс проектувався і виготовлявся у вигляді блоків повної заводської готовності, щоб на об'єкті залишалось тільки встановити їх на підготовлені фундаменти і зв'язати між собою.

Комплекс включає в себе наступні структурні елементи:

- установку скраплення, що складається з блоку входу / виходу природного газу з блоком теплообмінників; блоку струменевих компресорів; блоку сепарації;
- фреонову холодильну установку;
- блок прийому/видачі ЗПГ;
- технологічну ємність-накопичувач ЗПГ;
- колонку видачі ЗПГ в транспортну цистерну;
- допоміжні системи забезпечення роботи комплексу (система підігріву пари ЗПГ;
- азотну установку;
- дренажні пристрої безпеки.

Три блоки установки конструктивно об'єднані в єдиний технологічний блок і встановлені на загальному фундаменті.

Технологічна схема установки наведена на рис. 1.2.



Компримированні до тиску 25 МПа і минулий осушку природний газ з технологічних систем АГНКС надходить в блок входу / виходу установки скраплення (рис. 1.3).

У блоці проводиться додаткове очищення газу від механічних домішок, а також вимірювання витрати природного газу на вході в установку (прямий потік) і виході з неї (зворотний потік).

Далі газ надходить в блок теплообмінників.

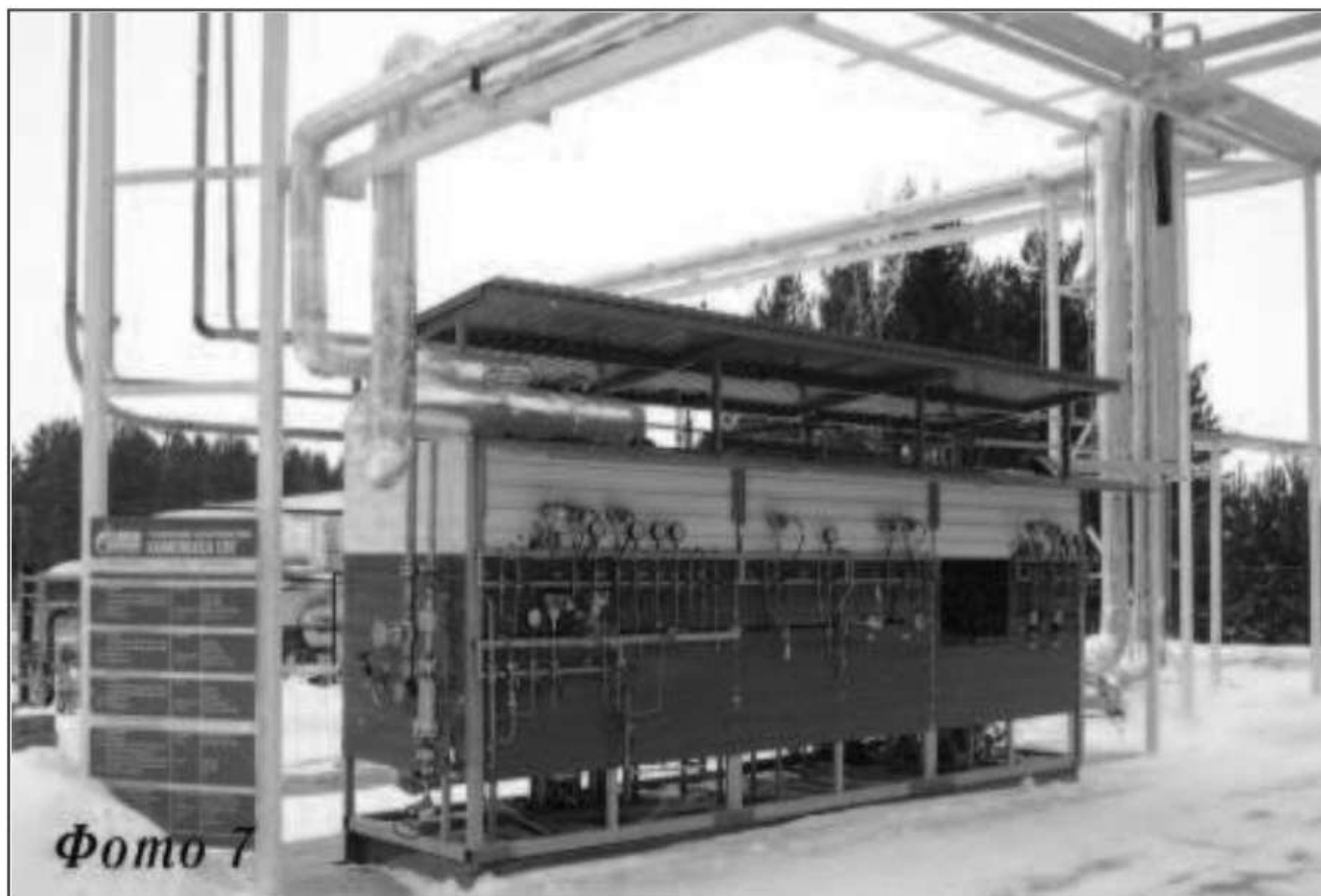


Рис. 1.3. Блок входу / виходу установки зрідження

У ньому газ послідовно охолоджується в трьох теплообмінниках: в першому і третьому - охолодження проводиться зворотним потоком парів СПГ, у другому - рідким фреоном при температурі (мінус 65...мінус 75)°С.

Охолоджений в блоці теплообмінників до температури (мінус 75...мінус 80)°С природний газ надходить на дроселювання.

Як пристрій дроселювання газу з тиску 25,0 МПа до тиску зворотного потоку 1,2 МПа обрані струменеві компресори.

Дане технічне рішення дозволяє крім дроселювання прямого потоку виробляти відкачування парів ЗПГ з технологічної ємності-накопичувача і забезпечувати підтримку тиску в ній не більше 0,4 МПа.

Парожідкостная суміш природного газу після струменевих компресорів направляєтся в блок сепарації, де розділяється на ЗПГ і його пари. Пари ЗПГ формуються в зворотний потік і, пройшовши через теплообмінники блоку входу / виходу, де нагріваються до температури (5...10)°С, надходять на вхід в АГНКС.

ЗПГ з сепаратора додатково дроселується до тиску 0,4 МПа і через блок прийому/ видачі ЗПГ надходить в технологічну ємність. При відповідному накопиченні ЗПГ відвантажується криогенним насосом в транспортні цистерни через колонку видачі (рис.1.4). Використовувана фреонова холодильна установка має два контури. Перший контур фреону R404 служить для охолодження фреону R23 другого контуру.

Кожен контур містить по чотири компресора, які в міру необхідності послідовно підключаються до роботи за допомогою АСУ-комплексу. Використання декількох компресорів в кожному контурі дозволяє:

– плавно регулювати навантаження холодильної установки відповідно до потреб блоку скраплення, що дозволяє економити електроенергію при отриманні СПГ.

– забезпечувати резервування обладнання установки (рис. 1.5).



Рис. 1.4. Колонка видачі природного газу

Рис. 1.5. Обладнання установки зрідження природного газу

Необхідно відзначити ряд проектно-конструкторських рішень, прийнятих при створенні комплексу. В процесі експлуатації комплексу передбачено повернення природного газу в газопровід при проведенні технологічних операцій.

Для цієї мети в технологічній схемі комплексу використовується одна з компресорних установок АГНКС.

Пари ЗПГ, що утворюються при захолаживанні ємностей, трубопроводів, криогенного насоса, а також в режимі зберігання ЗПГ, відкачуються за допомогою виділеної зі складу АГНКС компресорної установки, попередньо підігриваючись в окремому теплообміннику тосолом із загальної системи охолодження.

При цьому, використання компресора для відкачування парів ЗПГ побудовано таким чином, що дана КУ, крім відкачування парів, може застосовуватися і за прямим призначенням.

Таким чином при підготовці комплексу до роботи і в процесі його роботи виключені технологічні втрати природного газу зі скиданням в атмосферу.

Для забезпечення робочим тілом пневмоагрегати комплексу, а також для створення умов безпечної роботи при проведенні технологічних операцій і регламентних робіт в його склад включена азотна установка. Вироблений азот використовується також при відігриванні ємностей і трубопроводів.

1.3. Характеристики сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу

Реалізація проекту зі створення ЗПГ-комплексу розпочалась у 2010 році. Протягом першого і другого кварталу 2011 р. блоки комплексу були виготовлені в умовах промислового підприємства. Там вони в повному обсязі пройшли автономні випробування, після чого були відвантажені на майданчик АГНКС м. Первоуральська. Протягом третього кварталу обладнання було змонтовано і розпочалися пусконаладжувальні роботи.

Перший пуск комплексу відбувся у жовтні 2011 року з урахуванням програми-методики приймальних випробувань, а з грудня місяця, внаслідок ряду обставин, комплекс був введений в дослідно-промислову експлуатацію з режимом завантаження 16...20 год на добу.

До теперішнього моменту комплекс відпрацював 1800 год, створивши 720 т ЗПГ. При роботі в штатному режимі двох компресорних установок (КУ) 2ГМ4-1,3/12-250 з одночасною заправкою компримованим газом автомобілів.

Продуктивність установки зрідження досягає 580...620 кг/год ЗПГ (приблизно 14,5 т/добу). Питомі витрати електроенергії складають 0,95...0,97 кВтг/кг ЗПГ, що в 1,55 рази нижче, ніж у звичайній установці дросельного типу, яка раніше експлуатувалася на даній АГНКС. [3].

Коефіцієнт скраплення природного газу при різних режимах роботи установки – 47...52%. Максимальна досягнута продуктивність по ЗПГ - 720 кг/год.

Висновки за розділом

1. Проведено аналіз термодинамічних циклів сучасних установок скраплення газу.

2. Описано сучасний комплекс виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу, як об'єкту дослідження.

3. Надані характеристики сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу.

4. При роботі в штатному режимі двох КУ 2ГМ4-1,3/12-250 з одночасною заправкою компримованим газом автомобілів. Продуктивність установки зрідження досягає 580...620 кг/год ЗПГ (приблизно 14,5 т/добу).

Питомі витрати електроенергії складають 0,95...0,97 кВтг/кг ЗПГ, що в 1,55 рази нижче, ніж у звичайній установці дросельного типу. Коефіцієнт скраплення природного газу при різних режимах роботи установки – 47...52%. Максимальна досягнута продуктивність по ЗПГ - 720 кг/год.

5.

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА ТУРБОДЕТАНДЕРНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Схема підключення турбодетандерної установки

Розглянемо турбодетандерну установку, яка дозволяє отримувати скраплений природний газ на АГНКС.

Газ після компримування на АГНКС надходить в блок акумуляторний, який призначений для збереження запасу стисненого газу до 25 МПа і забезпечення заправлення автомобіля через газозаправну колонку.

Проектом передбачено після блоку акумуляторного, при відсутності автотранспорту, прилаштувати байпасну лінію (див. рис. 2.1). На ній послідовно встановити теплообмінник, турбодетандер, конденсотозбірник, дотискний компресор .

Частина газового потоку буде подаватися на газозаправні колонки, для заправлення автомобілів. Інша частина газу буде рухатися в рекуперативний теплообмінник, де газ буде охолоджуватися до температури -95°C . після теплообмінника газ надходить у турбодетандер, де в результаті розширення і охолодження відбувається часткове скраплення газу. Досвід роботи ряду дослідних установок такого роду показує, що турбодетандер може задовільно працювати за умов масового вмісту рідкої фази в загальному потоці до 25 %. Вихідна суміш з турбодетандера розділяється в сепараторі.

Далі рідка фаза природного газу відводиться через зворотні клапани у термоізоляційний бак. Газова фаза із сепаратора відкачується дотискним компресором і пропускається через рекуперативний теплообмінник у систему газопостачання.

Дотискний компресор розташований на одному валі з турбодетандером, сприяє більш глибокому розширенню і більшому охолодженню газу в детандері. Як навантаження турбодетандера використовується електрогенератор, що приводиться в дію перетворювачем частоти обертання.

Таким чином можливо отримати 5 % зрідженого газу та 95 % газу.

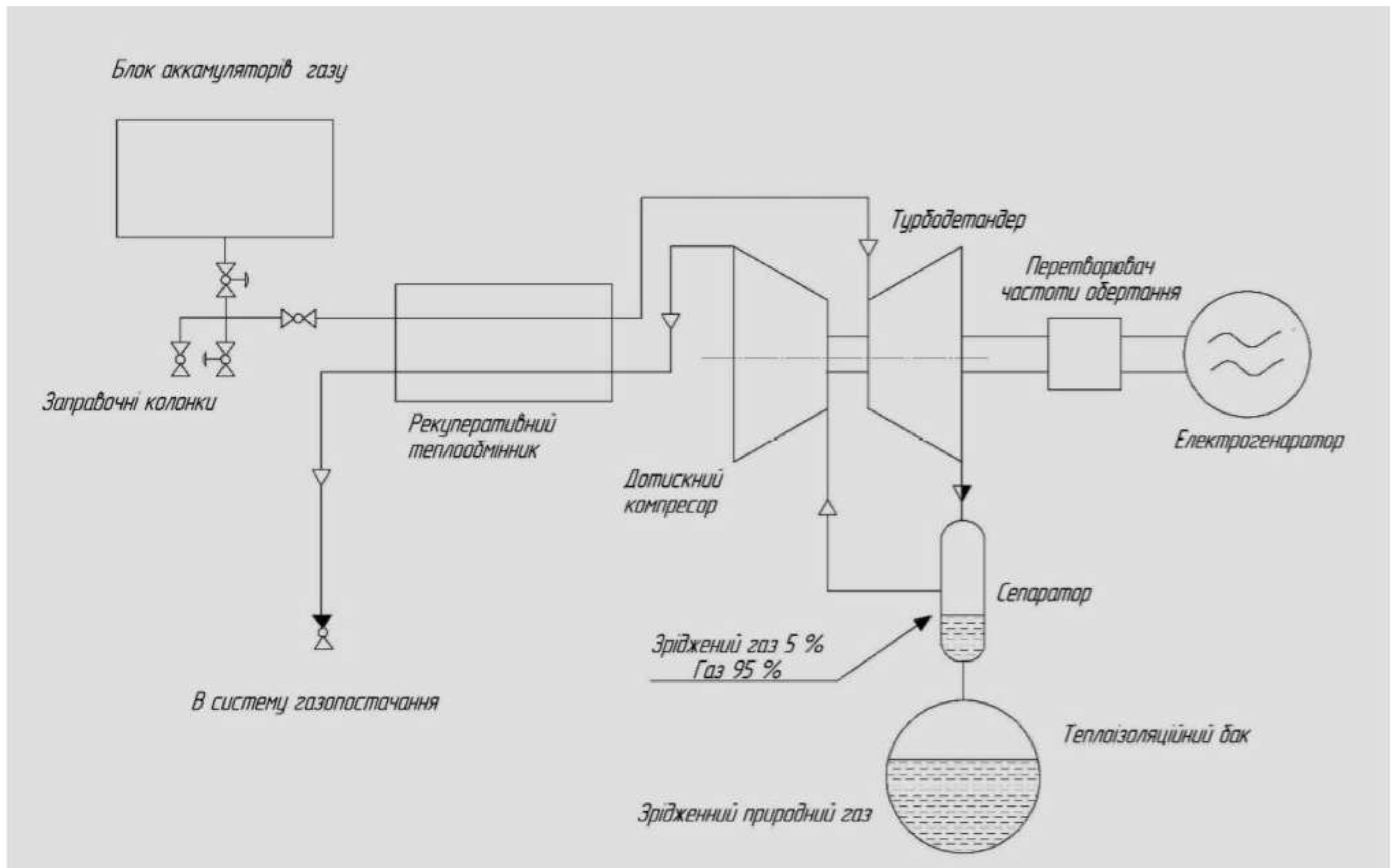


Рис. 2.1. Схема підключення турбодетандерної установки

2.1. Термогазодинамічний розрахунок турбодетандера

2.1.1. Розрахунок першого ступеня турбодетандера.

Вихідними даними для розрахунку турбодетандера є:

- витрата газу $G=15$ кг/с;
- тиск газу на вході в сопловий апарат $P_0 = 25$ МПа;
- температура газу на вході в сопловий апарат $T_0=178,15$ К.

Вибираємо число ступенів турбодетандера $Z=2$ і форму проточної частини $d_{\text{вн}}=\text{const}$. Відповідно до закону $d_{\text{вн}}=\text{const}$ розподіл теплоперепаду по ступеням турбодетандера зростає, отже вибираємо $i_{2t}=540$ кДж/кг, $P_2=2.2$ МПа. Розрахунок виконується по табличним значенням теплофізичних параметрів чистого метану.

- Параметри газу перед турбодетандером:
 $i_0=710$ кДж/кг; $v_0=0.005$ м³/кг.
- Ентальпія газу при ізоентропному розширенні в ступені до тиску:
 $P_2 = 2.2$ МПа; $i_{2t} = 560$ кДж/кг.
- Ентальпія гальмування на вході в соплову решітку:

$$\bar{i}_0 = i_0 + \frac{1^2}{2} = 710 + \frac{1^2}{2} = 712 \text{ кДж/кг.}$$

- Дійсний теплоперепад ступеня:

$$\bar{H}_0 = \bar{i}_0 - i_{2t} = 712 - 560 = 152 \text{ кДж/кг.}$$

- Фіктивна швидкість на виході із соплової решітки:

$$c_\phi = \sqrt{2\bar{H}_0} = \sqrt{2 \cdot 152 \cdot 10^3} = 551,362 \text{ м/с.}$$

• Прийmemo ступінь реактивності на середньому радіусі $\rho=0,2$, оцінимо попередньо коефіцієнт швидкості в сопловій решітці $\phi=0,92$, а кут виходу потоку із соплової решітки $\alpha_1=13^\circ$. Тоді оптимальне відношення швидкостей:

$$x_\phi^{opt} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,92 \cos 13^\circ}{2\sqrt{1-0,2}} = 0,467.$$

- Оптимальна окружна швидкість на середньому радіусі:

$$u = x_\phi^{opt} c_\phi = 0,467 \cdot 551,362 = 257,318 \text{ м/с.}$$

- Прийmemo середній діаметр ступеня $d_{ср}=0,30$ м. Тоді частота обертання:

$$n = \frac{60u}{\pi d_{ср}} = \frac{60 \cdot 257,318}{\pi \cdot 0,30} = 16380 \text{ об/хв.}$$

- Передбачуваний теплоперепад соплових решіток:

$$H_{0c} = (1-\rho)\bar{H}_0 = (1-0,2) \cdot 152 = 121,6 \text{ кДж/кг.}$$

- Ентальпія газу за сопловою решіткою при ізоентропном розширенні:

$$i_{2t} = \bar{i}_0 - H_{0c} = 712 - 121,6 = 590,4 \text{ кДж/кг.}$$

• По ентропії s_0 і ентальпії i_{2t} за допомогою таблиць знаходимо тиск і питомий об'єм газу за сопловою решіткою при ізоентропічному розширенні:

$$P_1 = 2,5 \text{ МПа; } v_0 = 0,03 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

- Теоретична швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$c_{1t} = \sqrt{(1-\rho)} \cdot c_\phi = \sqrt{1-0,2} \cdot 551,362 = 493,153 \text{ м/с.}$$

- Відповідно до таблиць швидкість звуку $a=466$ м/с:

$$\text{число } M_1 = 1,05.$$

- Вихідна площа соплової решітки:

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = \frac{15 \cdot 0,03}{0,936 \cdot 493,153} = 0,000975 \text{ м}^2,$$

де $\mu_1=0,936$ – попереднє значення коефіцієнта витрат.

- Висота лопаток соплової решітки:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d_{\text{ср}} \sin \alpha_1} = \frac{0,000975}{\pi \cdot 0,30 \cdot \sin 10^\circ} = 0,006, \text{ м} = 6 \text{ мм.}$$

- По куту виходу потоку $\alpha_1 = 10^\circ$ з урахуванням надзвукового характеру течії виберемо для соплової решітки по Атласу профіль С-90-12Б з хордою $b_1 = 60$ мм. Прийmemo відносний крок $t_1 = 0,72$, і тоді число соплових лопаток:

$$z_c = \frac{\pi d_{\text{ср}}}{b_1 t_1} = \frac{\pi \cdot 0,30}{0,06 \cdot 0,72} = 22.$$

- Знаходимо по таблицях динамічну в'язкість газу за сопловою решіткою:

$$\mu_T = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{c_{1r} b_1}{\mu_1 v_{1r}} = \frac{493,153 \cdot 0,06}{12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03} = 8,084 \cdot 10^7.$$

- Визначення уточненого значення коефіцієнта витрат:

$$\Delta \mu_{\text{Re}} = -8 \text{Re}^{-1/2} = -8 \cdot (8,084 \cdot 10^7)^{-1/2} = -0,00089;$$

$$\Delta \mu_M = 0,005;$$

$$\mu_1 = 0,982 - \Delta \mu_M \frac{b_1}{l_1} - \Delta \mu_{\text{Re}} + \Delta \mu_M = 0,982 - 0,005 \frac{0,06}{0,006} - 0,001 + 0,005 = 0,936.$$

- Визначаємо коефіцієнт втрат у соплової решітки:

Втрати на тертя знайдемо по співвідношенню:

$$\zeta_{\text{ТР}} = 0,04(3 - 13 \sin 10^\circ + 21 \sin^2 10^\circ) = 0,055.$$

Коефіцієнт кінцевих втрат:

$$\zeta_{\text{кінц}} = 0,015 \cdot 0,06 / 0,006(1,5 - 2 \sin 10^\circ) = 0,13.$$

Приймаючи товщину вихідної кромки $\Delta_{\text{кр}} = 0,5$ мм.

Відносну товщину:

$$\bar{\Delta}_{\text{кр}} = \frac{\Delta_{\text{кр}}}{b_1 \cdot t_1 \cdot \sin 10^\circ} = 0,067.$$

Коефіцієнт кромкових втрат:

$$\Delta \zeta_{\text{кр}} = 0,15 \cdot (\bar{\Delta}_{\text{кр}} - 0,1) = -0,005.$$

Поправка на число M : $\Delta \zeta_M = 0,005.$

Поправка на число Re:

$$\Delta\zeta_{Re}=5,8 \cdot 10^4 \cdot (8,84 \cdot 10^7)^{-5/4}=0,0000075.$$

Припускаємо меридіональне обведення циліндричним ($\Delta\zeta_{мер}=0$), а вхід потоку безударним ($\Delta\zeta_{вх}=0$).

$$\theta = d_{cp} / l_1 = 0,30 / 0,006 = 50,$$

і виправлення на неї визначається співвідношенням:

$$\Delta\zeta_{\theta} = \frac{0,03}{1+\theta} = 0,00059.$$

Остаточний коефіцієнт втрат у соплової решітки:

$$\zeta_c = 0,055 + 0,13 - 0,005 + 0,005 + 0,0000075 + 0,00059 = 0,186.$$

- Уточнений коефіцієнт швидкості для соплової решітки:

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} = \sqrt{1 - 0,186} = 0,902.$$

- Уточнена швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,902 \cdot 493,153 = 445 \text{ м/с}.$$

- Кут виходу потоку знайдемо по співвідношенню:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{c_1} \sin 10^\circ\right) = \arcsin\left(\frac{0,936}{0,90} \sin 10^\circ\right) = 10,4^\circ.$$

- Осьова й окружна складові швидкості c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 445 \cdot \sin 10,4^\circ = 80,323 \text{ м/с};$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 445 \cdot \cos 10,4^\circ = 437,702 \text{ м/с}.$$

- Відносна швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$\omega_1 = (c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1)^{1/2} = (445^2 + 257,318^2 - 2 \cdot 257,318 \cdot 445 \cdot \cos(\alpha_1))^{1/2} = 197,434 \text{ м/с}.$$

- Кут входу потоку в робочу решітку:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \arctg \frac{80,323}{437,702 - 257,318} = 26^\circ.$$

- Теоретична відносна швидкість виходу з робочої решітки:

$$\omega_{2t} = \sqrt{\omega_1^2 + \rho c_\phi^2} = \sqrt{197,434^2 + 0,2 \cdot 551,362^2} = 315,88 \text{ м/с}.$$

- Швидкість звуку на виході з робочої решітки по таблицях $a=466 \text{ м/с}$ і

число Маха:

$$M_{2t} = \omega_{2t} / a = 315,88 / 466 = 0,708.$$

- Втрата кінетичної енергії потоку в сопловій решітці:

$$\Delta H_c = \zeta_c H_{0c} = 0,186 \cdot 121,6 = 22,587 \text{ кДж/кг.}$$

• З огляду на не дуже високу точність інтерполяції даних таблиць при розрахунку ізоентропних процесів, визначимо висоту робочої решітки, користаючись параметрами ізоентропного процесу, що йде по основній ізоентропи. Так як $v_{2t}=0,03 \text{ м}^3/\text{кг}$, то прийнявши коефіцієнт витрати для основної решітки $\mu_2=0,94$, одержимо вихідну площу робочих решіток:

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 \omega_{2t}} = \frac{15 \cdot 0,03}{0,94 \cdot 315,88} = 0,001516 \text{ м}^2.$$

- Виберемо перекришку $\Delta l=l_2-l_1=2 \text{ мм}$, і тоді висота робочої лопатки:

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 6 + 2 = 8 \text{ мм.}$$

- Ефективний кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d_{cp} l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0,001516}{\pi \cdot 0,30 \cdot 0,008}\right) = 12^\circ.$$

• По кутах $\beta_1=26^\circ$ і $\beta_{2\text{эф}}=12^\circ$ по Атласу профілів виберемо профіль Р-23-14А, для якого оптимальний відносний крок $t_{\text{опт}}=0,60/0,75$.

• Вибравши хорду профілю $b_2=26 \text{ мм}$ і прийнявши $t_{\text{опт}}=0,60$, одержимо число робочих лопаток на колесі:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 0,30}{0,026 \cdot 0,60} = 60.$$

- Уточнимо значення μ_2 по формулі:

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2\text{эф}}) = 180^\circ - (26 + 12) = 142^\circ ;$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0,02 + 0,027 \sin 142^\circ = -0,003 ;$$

$$\text{Re} = \frac{\omega_{2t} b_2}{\mu_2 v_{1t}} = \frac{315,88 \cdot 0,026}{12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03} = 2,24 \cdot 10^7 ;$$

$$\Delta\mu_M = 0,005 ;$$

$$\mu_2 = 0,965 - 0,01 \cdot 26/8 + 0,005 - 0,003 - 0,002 = 0,932,$$

що близько до заданого і тому не вимагає уточнення.

- Складові коефіцієнта втрат у робочій решітці:

$$\zeta_{mp} = 0,08 \cdot (1,841 - 1,584 \sin 142^\circ + 0,62 \sin^2 142^\circ) = 0,088;$$

$$\zeta_{конц} = 0,026 \cdot (26/8)(1,87 - 1,15 \sin 142^\circ) = 0,098;$$

$$\bar{\Delta}_{кр} = \frac{\Delta_{кр}}{b_2 \bar{t}_2 \sin \beta_{2эф}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,60 \sin 12^\circ} = 0,064,$$

де $\Delta_{кр} = 0,5$ мм – прийнята товщина вихідної кромки.

$$\Delta \zeta_{кр} = 0,15 \cdot (0,64 - 0,1) = 0,025;$$

$$\Delta \zeta_M = -0,04 \cdot 0,65^2 + 0,05 \cdot 0,65^3 = -0,00317;$$

$$\Delta \zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (2,24 \cdot 10^7)^{-5/4} = 0,000038;$$

$$\Delta \zeta_\theta = \frac{0,06}{1 + 0,3/0,008} = 0,00156.$$

- Коефіцієнт втрат у робочій решітці:

$$\zeta_p = 0,088 + 0,098 + 0,025 - 0,0037 + 0,000038 + 0,00156 = 0,209.$$

- Уточнений коефіцієнт швидкості для робочої решітки:

$$\Psi = \sqrt{1 - \zeta_p} = \sqrt{1 - 0,206} = 0,889.$$

- Дійсна швидкість виходу з робочої решітки у відносному русі:

$$\omega_2 = 0,889 \cdot 315,88 = 280,897 \text{ м/с.}$$

- Кут виходу потоку з робочої решітки у відносному русі:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\Psi} \sin \beta_{2эф}\right) = \arcsin\left(\frac{0,932}{0,889} \cdot \sin 12^\circ\right) = 12^\circ.$$

- Осьова й окружна складова швидкості:

$$\omega_{2a} = \omega_2 \sin \beta_2 = 280,897 \cdot \sin 12^\circ = 58,399 \text{ м/с;}$$

$$\omega_{2u} = \omega_2 \cos \beta_2 = 280,897 \cdot \cos 12^\circ = 274,745 \text{ м/с.}$$

- Швидкість виходу потоку із робочої решітки:

$$c_2 = (\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2)^{1/2} = (280,897^2 + 257,318^2 - 2 \cdot 257,318 \cdot 280,897 \cdot \cos 12^\circ)^{1/2} = 61,007, \text{ м/с.}$$

Кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\omega_{2a}}{\omega_{2u} - u} = \arctg \frac{58,399}{274,745 - 257,318} = 85^\circ.$$

Практично осьовий вихід говорить про оптимальність ступені.

- Втрата кінетичної енергії в робочій решітці:

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2 \zeta_p}{2} = \frac{315,88^2 \cdot 0,209}{2} = 10440 \text{ Дж / кг} = 10,44 \text{ кДж/кг.}$$

- Втрата з вихідною швидкістю:

$$\Delta H_{BC} = c_2^2 / 2 = 61,007^2 / 2 = 1861 = 1,861 \text{ кДж/кг.}$$

- Корисна робота на лопатках турбодетандера:

$$H_u = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{BC} = 152 - 22,587 - 10,44 - 1,861 = 117,112, \text{ кДж / кг.}$$

- Відносний лопатковий КПД:

$$\eta_{0л} = H_u / \bar{H}_0 = 117,112 / 152 = 0,77.$$

- Відносний лопатковий КПД по загальмованим параметрам:

$$\eta_{0л}^* = \frac{117,112}{152 - 1,861} = 0,78.$$

- Потужність на лопатках ступеня:

$$N_x = GH_u = 15 \cdot 117,112 = 1757 \text{ кВт.}$$

- По відношенню $\theta = d_{cp} / l_2 = 0,3 / 0,008 = 37,5$ знаходимо степінь реактивності на периферії r_p і в кореня r_k :

$$\rho_n = 1 - (1 - 0,2) \cdot \left(\frac{37,5}{37,5 + 1} \right)^{1,75} = 0,236 ;$$

$$\rho_n = 1 - (1 - 0,2) \cdot \left(\frac{37,5}{37,5 - 1} \right)^{1,75} = 0,161.$$

Цим реактивностям відповідає тиск у периферії перед робочими решітками: $p_{1п} = 2,6$ МПа, а в кореня $p_{1к} = 2,4$ Мпа.

- Будемо вважати, що робочі лопатки не мають бандажів. Задавшись з конструктивних розумінь зазором між корпусом і торцевими поверхнями робочих лопаток $\delta_r = 0,3$ мм і визначивши відносний зазор:

$$\bar{\delta}_r = \delta_r / l_2 = 0,3 / 8 = 0,038.$$

Втрати в ступені від периферійного витоку:

$$\Delta H'_{YT} = 1,37(1 + 1,6 \cdot 0,2)(1 + 1/37,5) \cdot 0,037 \cdot 117,112 = 8,154 \text{ кДж/кг.}$$

- Витрата витоку газу G''_{YT} через лабіринте ущільнення валу ротора обчислимо припускаючи, що тиск за ним $P_{упл} = 1,9$ МПа, отриманого в результаті розрахунку осьового зусилля, що діє на ротор, і необхідності розвантаження колодок упорного підшипника.

• Будемо вважати, що ущільнення – прямоточне, складається із шести округлених гребнів, установлених із кроком $s=10$ мм. Зазор в ущільненні: $\delta_y=0,3$ мм, його діаметр $d_{\text{упл}}=0,25$ м. Послідовно визначаємо: $\delta_y/s=0,03$ і поправочний коефіцієнт $k_y=1,39$; коефіцієнт витрати $\mu_y=0,76$ (при товщині гребня $\Delta=0,6$ мм і $\delta_y/\Delta = 2$).

Відношення тисків:

$$\varepsilon = p_{\text{упл}}/p_{1к} = 1,9/2,4 = 0,792.$$

$$G''_{\text{VT}} = 1,39 \cdot 0,76 \cdot \pi \cdot 0,25 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2,4 \cdot 10^6}{0,03} \frac{1 - 0,792^2}{4} \right)^{1/2} = 0,508 \text{ кг/с.}$$

• Втрати в ступені від витоку G''_{VT} :

$$\Delta H''_{\text{VT}} = \frac{G''_{\text{VT}}}{G} H_u = \frac{0,508}{15} \cdot 117,112 = 3,967 \text{ кДж/кг.}$$

• Втрати в ступені від витоків:

$$\xi_{\text{VT}} = (\Delta H'_{\text{VT}} + \Delta H''_{\text{VT}}) / \bar{H}_0 = (8,154 + 3,967) / 152 = 0,08.$$

• Визначимо втрати від тертя об газ, вважаючи, що воно виникає в трьох зонах: в ущільненні під сопловим апаратом, на внутрішній конічній поверхні і на бічній поверхні диска між ущільненнями валу і соплового апарата.

Приймаючи ширину ущільнення соплового апарата $B'=60$ мм, знайдемо відносну величину втрат тертя:

$$\xi'_{\text{TP}} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{d_{\text{упл}} B'}{F_1} \cdot x_{\phi}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,25 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{0,00097} \cdot 0,467^3 = 0,00313.$$

• Відносну втрату на внутрішній вільній конічній поверхні знайдемо по співвідношенню, приймаючи її ширину $B''=50$ мм і діаметр $d''=0,28$ м:

$$\xi''_{\text{TP}} = 10^{-3} \frac{d'' B''}{F_1} \cdot x_{\phi}^3 = 10^{-3} \cdot \frac{0,28 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,00097} \cdot 0,467^3 = 0,0029.$$

• Відносну втрату тертя бічної поверхні диска об газ знайдемо по співвідношенню, задавши осьовий зазор між диском і корпусом $s=30$ мм.

Тому що $s/d_d \cong s/d_{\text{упл}} = 30/250 = 0,12$ і число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{U d_{\text{упл}}}{2 \mu_e \nu_1} = \frac{257,318 \cdot 0,25}{2 \cdot 12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03} = 8,788 \cdot 10^7,$$

то коефіцієнт тертя: $k_{\text{TP}} = 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,32^{0,1} (8,788 \cdot 10^7)^{-0,2} = 0,00058$.

Втрати тертя (з обліком однієї бічної поверхні):

$$\xi_{TP}''' = \frac{1}{2} \cdot 0,00058 \cdot \frac{0,3^2}{0,00097} \cdot 0,467^3 = 0,00269 .$$

- Сумарна втрата від тертя:

$$\xi_{TP} = \xi_{TP}' + \xi_{TP}'' + \xi_{TP}''' = 0,00313 + 0,0029 + 0,00269 = 0,0087 .$$

- Внутрішній відносний КПД ступеня:

$$\eta_{oi} = \eta_{0i} - \xi_{UT} - \xi_{TP} = 0,77 - 0,08 - 0,0087 = 0,682 .$$

- Внутрішня потужність ступеня:

$$N_i = G \bar{H}_0 \eta_{oi} = 15 \cdot 152 \cdot 0,682 = 1555 \text{ кВт}.$$

- Корисна робота ступеня:

$$H_i = \bar{H}_0 \eta_{oi} = 152 \cdot 0,682 = 103,664 \text{ кДж/кг}.$$

- Ентальпія газу за ступенем:

$$i_2 = \bar{i}_0 - H_i = 712 - 103,664 = 608,336 \text{ кДж/кг}.$$

За допомогою таблиць по тиску p_2 і ентальпія i_2 знайдемо температуру за ступенем $T_2=155 \text{ К}$.

2.1.2. Розрахунок другого ступеня турбодетандера.

Вихідними даними для розрахунку 2-го ступеня турбодетандера є:

- витрата газу $G=15 \text{ кг/с}$;
- тиск газу на вході в сопловий апарат $P_0=2,5 \text{ МПа}$;
- температура газу на вході в сопловий апарат $T_0=155 \text{ К}$;
- $d_{\text{вн}}=0,295 \text{ м}$; $n=16380 \text{ об/хв}$.

- Параметри газу перед 2-им ступенем турбодетандера:

$$i_2=601,4 \text{ кДж/кг}; v_0=0,03 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

- Ентальпія газу при ізоентропному розширенні в ступені до тиску:

$$P_2=0,6 \text{ МПа}; i_{2t}=410 \text{ кДж/кг}.$$

- Ентальпія гальмування на вході в соплову решітку:

$$\bar{i}_0 = i_2 + 2^2 / 2 = 601,4 + 2^2 / 2 = 603,4 \text{ кДж/кг}.$$

- Дійсний теплоперепад ступеня:

$$\bar{H}_0 = \bar{i}_0 - i_{2t} = 603,4 - 410 = 193,4 \text{ кДж/кг}.$$

- Фіктивна швидкість на виході із соплової решітки:

$$c_\phi = \sqrt{2\bar{H}_0} = \sqrt{2 \cdot 193,4 \cdot 10^3} = 621,93 \text{ м/с.}$$

• Прийемо ступінь реактивності на середньому радіусі $\rho=0,2$, оцінимо попередньо коефіцієнт швидкості в сопловій решітці $\varphi=0,95$, а кут виходу потоку із соплової решітки $\alpha_2=15^\circ$. Тоді оптимальне відношення швидкостей:

$$x_\phi^{opt} = \frac{\varphi \cos 15^\circ}{2\sqrt{1-\rho}} = \frac{0,95 \cos 15^\circ}{2\sqrt{1-0,2}} = 0,513.$$

• Оптимальна окружна швидкість на середньому радіусі:

$$u = x_\phi^{opt} c_\phi = 0,513 \cdot 621,93 = 319,024 \text{ м/с.}$$

• Передбачуваний теплоперепад соплових решіток:

$$H_{0c} = (1-\rho)\bar{H}_0 = (1-0,2) \cdot 193,4 = 154,72 \text{ кДж/кг.}$$

• Ентальпія газу за сопловою решіткою при ізоентропном розширенні:

$$i_{2t} = \bar{i}_0 - H_{0c} = 603,4 - 154,72 = 448,68 \text{ кДж/кг.}$$

• По ентропії s_0 і ентальпії i_{2t} за допомогою таблиць знаходимо тиск і питомий об'єм газу за сопловою решіткою при ізоентропічному розширенні:

$$P_2 = 0,6 \text{ МПа}; v_0 = 0,9 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

• Теоретична швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$c_{1t} = \sqrt{(1-\rho)} \cdot c_\phi = \sqrt{1-0,2} \cdot 621,93 = 556,273 \text{ м/с.}$$

• Відповідно до таблиць швидкість звуку $a=466$ м/с, отже число $M_2=1,25$ і $\mu_1=0,975$ – попереднє значення коефіцієнта витрат. і тоді вихідна площа соплової решітки:

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 c_{1t}} = \frac{15 \cdot 0,9}{0,975 \cdot 556,273} = 0,025 \text{ м}^2,$$

• Знайдемо середній діаметр ступеня:

$$d_{cp2} = \frac{1}{2}(d_2 + D_2) = \frac{1}{2} \left(d_2 + \sqrt{\frac{4F_2}{\pi \sin \alpha_2} + d_2^2} \right) = \frac{1}{2} \left(0,295 + \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{\pi \cdot \sin 15} + 0,295^2} \right) = 0,376 \text{ м.}$$

Знайдемо частоту обертання ротора турбодетандера:

$$n = \frac{60u}{\pi d_{cp}} = \frac{60 \cdot 319,024}{\pi \cdot 0,376} = 16190 \text{ об/хв.}$$

• Висота лопаток соплової решітки:

$$l_2 = d_{2cp} - d_{en} = 0,376 - 0,295 = 0,081 \text{ м} = 81 \text{ мм.}$$

- По куту виходу потоку $\alpha_2=15^\circ$ з урахуванням надзвукового характеру течії виберемо для соплової решітки по Атласу профіль С-90-15Б с хордою $b_2=52$ мм. Прийmemo відносний крок $t_2=0,70$, і тоді число соплових лопаток:

$$z_c = \frac{\pi d_{cp2}}{b_2 \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 0,376}{0,052 \cdot 0,70} = 32.$$

- Знаходимо по таблицях динамічну в'язкість газу за сопловою решіткою $\mu_\Gamma = 12,2 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м².

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{c_{1r} b_2}{\mu_\Gamma v_{2r}} = \frac{556,273 \cdot 0,052}{12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 2,634 \cdot 10^6.$$

- Уточнене значення коефіцієнта витрат:

$$\Delta\mu_{Re} = -8 Re^{-1/2} = -8 \cdot (2,634 \cdot 10^6)^{-1/2} = -0,0049;$$

$$\Delta\mu_M = 0,005;$$

$$\mu_1 = 0,982 - \Delta\mu_M \frac{0,052}{0,071} - 0,0045 + \Delta\mu_M = 0,982 - 0,005 \frac{0,052}{0,071} - 0,0045 + 0,005 = 0,979.$$

- Визначаємо коефіцієнт втрат у соплової решітки:

Втрати на тертя знайдемо по співвідношенню:

$$\zeta_{TP} = 0,052(3 - 13 \sin 15^\circ + 21 \sin^2 15^\circ) = 0,055.$$

Коефіцієнт кінцевих втрат:

$$\zeta_{кінц} = 0,015 \cdot 0,052 / 0,071(1,5 - 2 \sin 15^\circ) = 0,0835.$$

Приймаючи товщину вихідної кромки $\Delta_{кр}=0,5$ мм, знайдемо відносну товщину:

$$\bar{\Delta}_{кр} = \frac{\Delta_{кр}}{b_1 \cdot \bar{t}_1 \sin 15^\circ} = \frac{\Delta_{кр}}{52 \cdot 0,70 \sin 15^\circ} = 0,079,$$

і потім по співвідношенню коефіцієнта кромкових втрат:

$$\Delta\zeta_{кр} = 0,15 \cdot (\bar{\Delta}_{кр} - 0,1) = 0,15 \cdot (0,079 - 0,1) = -0,00314.$$

Поправка на число M :

$$\Delta\zeta_M = 0,005.$$

Поправка на число Re визначається по співвідношенню:

$$\Delta\zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (Re)^{-5/4} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (2,634 \cdot 10^6)^{-5/4} = 0,00055.$$

Припускаємо меридіональне обведення циліндричним ($\Delta\zeta_{\text{мер}}=0$), а вхід потоку безударним ($\Delta\zeta_{\text{вх}}=0$).

$$\theta = d_{cp} / l_1 = 0,376 / 0,081 = 4,646,$$

і виправлення на неї визначається співвідношенням:

$$\Delta\zeta_{\theta} = \frac{0,03}{1 + 4,646} = 0,0053.$$

Остаточний коефіцієнт втрат у соплової решітки:

$$\zeta_c = 0,055 + 0,00835 - 0,00314 + 0,005 + 0,000547 = 0,071.$$

- Уточнений коефіцієнт швидкості для соплової решітки:

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_c} = \sqrt{1 - 0,071} = 0,964.$$

- Уточнена швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,965 \cdot 556,273 = 536,134 \text{ м/с.}$$

- Кут виходу потоку знайдемо по співвідношенню:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{0,979}{0,965} \sin 15^\circ\right) = 15^\circ.$$

- Осьова й окружна складові швидкості c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 536,134 \sin 15^\circ = 348,594 \text{ м/с;}$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 536,134 \cdot \cos 15^\circ = 517,852 \text{ м/с.}$$

- Відносна швидкість виходу газу із соплової решітки:

$$\omega_1 = (c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1)^{1/2} = (536,134^2 + 319,024^2 - 2 \cdot 319,024 \cdot 536,134 \cdot \cos(\alpha_1))^{1/2} = 229 \text{ м/с.}$$

- Кут входу потоку в робочу решітку:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \arctg \frac{348,594}{517,852 - 319,024} = 35^\circ.$$

- Теоретична відносна швидкість виходу з робочої решітки:

$$\omega_{2t} = \sqrt{\omega_1^2 + \rho c_{\phi}^2} = \sqrt{229^2 + 0,2 \cdot 621,93^2} = 360,703 \text{ м/с.}$$

- Швидкість звуку на виході з робочої решітки $a = 466 \text{ м/с}$ і число Маха:

$$M_{2t} = 360,703 / 466 = 388,3 / 466 = 0,774.$$

- Втрата кінетичної енергії потоку в сопловій решітці:

$$\Delta H_c = \zeta_c H_{0c} = 0,071 \cdot 154,72 = 11 \text{ кДж/кг.}$$

• З огляду на не дуже високу точність інтерполяції даних таблиць при розрахунку ізоентропних процесів, визначимо висоту робочої решітки,

Так як $v_{2t}=0,09$ мЗ/кг, то прийнявши коефіцієнт витрати для основної решітки $\mu_2=0,95$, одержимо вихідну площу робочих решіток:

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 \omega_{2t}} = \frac{15 \cdot 0,09}{0,95 \cdot 360,703} = 0,0039 \text{ м}^2.$$

• Виберемо перекришку $\Delta l = l_2 - l_1 = 2,0$ мм, і тоді висота робочої лопатки:

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 81 + 2 = 83 \text{ мм.}$$

• Ефективний кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\beta_{2\text{эф}} = \arcsin\left(\frac{F_2}{\pi d_{cp} l_2}\right) = \arcsin\left(\frac{0,0039}{\pi \cdot 0,376 \cdot 0,083}\right) = 26^\circ.$$

• По кутах $\beta_1=35^\circ$ і $\beta_{2\text{эф}}=26^\circ$ по Атласу профілів виберемо профіль Р-35-25А, для якого оптимальний відносний крок $t_{opt}=0,55/0,65$.

• Вибравши хорду профілю $b_2=26$ мм і прийнявши $t_{opt}=0,60$, одержимо число робочих лопаток на колесі:

$$z_2 = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{b_2 \cdot \bar{t}_2} = \frac{\pi \cdot 0,376}{0,026 \cdot 0,60} = 76.$$

• Уточнимо значення μ_2 по формулі:

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_2 + \beta_{2\text{эф}}) = 180^\circ - (35 + 26) = 119^\circ;$$

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0,02 + 0,027 \sin 119^\circ = 0,0036;$$

$$\text{Re} = \frac{\omega_{2t} b_2}{\mu_2 v_{1t}} = \frac{360,703 \cdot 0,026}{12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,09} = 8,541 \cdot 10^6;$$

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8 \text{Re}^{-1/2} = -8 \cdot (8,541 \cdot 10^6)^{-1/2} = -0,00274;$$

$$\Delta\mu_M = 0,005;$$

$$\mu_2 = 0,965 - 0,01 \cdot 26/83 + 0,005 - 0,003 + 0,002 = 0,932,$$

що близько до заданого і тому не вимагає уточнення.

• Складові коефіцієнта втрат у робочій решітці:

$$\zeta_{mp} = 0,08 \cdot (1,841 - 1,584 \sin 119^\circ + 0,62 \sin^2 119^\circ) = 0,074;$$

$$\zeta_{\text{конц}} = 0,026 \cdot (26/83)(1,87 - 1,15 \sin 119^\circ) = 0,073;$$

$$\bar{\Delta}_{kp} = \frac{\Delta_{kp}}{b_2 \bar{t}_2 \sin \beta_{2\text{эф}}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,60 \sin 26^\circ} = 0,073,$$

де $\Delta_{кр} = 0,5$ мм – прийнята товщина вихідної кромки.

$$\Delta\zeta_{кр} = 0,15 \cdot (\bar{\Delta}_{кр} - 0,1) = 0,15 \cdot (0,073 - 0,1) = 0,026 ;$$

$$\Delta\zeta_M = -0,04 \cdot 0,83^2 + 0,05 \cdot 0,83^3 = 0,001 ;$$

$$\Delta\zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (8,541 \cdot 10^6)^{-5/4} = 0,00013 ;$$

$$\Delta\zeta_\theta = \frac{0,06}{1 + 0,3/0,008} = 0,00156 .$$

- Коефіцієнт втрат у робочій решітці:

$$\zeta_p = 0,074 + 0,0073 + 0,073 + 0,001 + 0,00013 + 0,00156 = 0,172 .$$

- Уточнений коефіцієнт швидкості для робочої решітки:

$$\Psi = \sqrt{1 - \zeta_p} = \sqrt{1 - 0,172} = 0,91 .$$

- Дійсна швидкість виходу з робочої решітки у відносному русі:

$$\omega_2 = \Psi \cdot \omega_{2t} = 0,91 \cdot 360,703 = 328,24 \text{ м/с} .$$

- Кут виходу потоку з робочої решітки у відносному русі:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\Psi} \sin \beta_{2ef}\right) = \arcsin\left(\frac{0,962}{0,974} \cdot \sin 26^\circ\right) = 26^\circ .$$

- Осьова й окружна складова швидкості w_2 :

$$\omega_{2a} = \omega_2 \sin \beta_2 = 328,24 \cdot \sin 26^\circ = 143,9 \text{ м/с} ;$$

$$\omega_{2u} = \omega_2 \cos \beta_2 = 328,24 \cdot \cos 26^\circ = 295,022 \text{ м/с} .$$

- Швидкість виходу потоку із робочої решітки:

$$c_2 = (\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2)^{1/2} = (328,24^2 + 319,024^2 - 2 \cdot 319,024 \cdot 328,24 \cdot \cos \beta_2)^{1/2} = 174,3 \text{ м/с} .$$

- Кут виходу потоку з робочої решітки:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{w_{2a}}{w_{2u} - u} = \arctg \frac{143,9}{295,022 - 319,024} = 88^\circ .$$

Практично осьовий вихід говорить про оптимальність ступеня.

- Втрата кінетичної енергії в робочій решітці:

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2 \zeta_p}{2} = \frac{360,703^2 \cdot 0,172}{2} = 11180 \text{ Дж/кг} = 11,18 \text{ кДж/кг} .$$

- Втрата з вихідною швидкістю:

$$\Delta H_{вс} = c_2^2 / 2 = 174,267^2 / 2 = 15180 = 15,18 \text{ кДж/кг} .$$

- Корисна робота на лопатках турбодетандера:

$$H_u = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{bc} = 193,4 - 11 - 11,18 - 15,18 = 156,04 \text{ кДж/кг.}$$

- Визначаємо відносний лопатковий КПД по співвідношенню:

$$\eta_{0,л} = H_u / \bar{H}_0 = 156,04 / 193,4 = 0,807 .$$

- Визначимо відносний лопатковий КПД по загальмованим параметрам:

$$\eta_{0,л}^* = \frac{H_u}{H_0 - \Delta H_{bc}} = \frac{156,04}{193,4 - 15,18} = 0,876 .$$

- Потужність на лопатках ступені:

$$N_{л} = GH_u = 15 \cdot 156,04 = 2341 \text{ кВт.}$$

- По відношенню $\theta = d_{cp}/l_2 = 0,376/0,083 = 4,5$ знаходимо степінь реактивності на периферії r_p і в кореня r_k по співвідношенню:

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta + 1} \right)^{1,75} = 1 - (1 - 0,2) \cdot \left(\frac{4,5}{4,5 + 1} \right)^{1,75} = 0,436 ;$$

$$\rho_n = 1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\theta}{\theta - 1} \right)^{1,75} = 1 - (1 - 0,2) \cdot \left(\frac{4,5}{4,5 - 1} \right)^{1,75} = -0,237 .$$

Цим реактивностям відповідає тиск у периферії перед робочими решітками: $p_{1п} = 2,6$ МПа, а в кореня $p_{1к} = 2,4$ МПа.

Будем вважати, що робочі лопатки не мають бандажів.

Задавшись зазором між корпусом і торцевими поверхнями робочих лопаток $\delta_r = 0,3$ мм і визначивши відносний зазор:

$$\bar{\delta}_r = \delta_r / l_2 = 0,3 / 83 = 0,0036 .$$

Знайдемо втрати в ступені від периферійного витоку:

$$\Delta H'_{вт} = 1,37(1 + 1,6 \cdot \rho)(1 + 1/\theta) \cdot \delta_r \cdot H_u = 1,37(1 + 1,6 \cdot 0,2)(1 + 1/4,5) \cdot 0,03 \cdot 156,04 = 1,245 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата витоку газу $G''_{вт}$ через лабіринте ущільнення валу ротора обчислимо припускаючи що тиск за ним $P_{упл} = 1,9$ МПа, отриманого в результаті розрахунку осьового зусилля, що діє на ротор.

Необхідності розвантаження колодок упорного підшипника. Будемо вважати, що ущільнення – прямоточне, складається із шести округлених гребнів, установлених із кроком $s = 10$ мм. Зазор в ущільненні $\delta_y = 0,3$ мм, його діаметр $d_{упл} = 0,15$ м. Визначаємо: $\delta_y/s = 0,03$ і поправочний коефіцієнт $k_y = 1,39$; коефіцієнт витрати $\mu_y = 0,76$ (при товщині гребня $\Delta = 0,6$ мм і $\delta_y/\Delta = 2$).

Відношення тисків:

$$\varepsilon = p_{\text{упл}}/p_{1к} = 1,9/2,4 = 0,792;$$

$$G''_{\text{вт}} = 1,39 \cdot 0,76 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2,4 \cdot 10^6}{0,03} \frac{1 - 0,792^2}{4} \right)^{1/2} = 0,305 \text{ кг/с.}$$

Втрати в ступені від витоку $G''_{\text{вт}}$:

$$\Delta H''_{\text{вт}} = \frac{G''_{\text{вт}}}{G} H_u = \frac{0,305}{15} \cdot 156,04 = 3,171 \text{ кДж/кг.}$$

- Втрати в ступені від витоків:

$$\xi_{\text{вт}} = (\Delta H'_{\text{вт}} + \Delta H''_{\text{вт}}) / \bar{H}_0 = (1,245 + 3,171) / 193,4 = 0,023 .$$

- Визначимо втрати від тертя об газ, вважаючи, що воно виникає в трьох зонах: в ущільненні під сопловим апаратом, на внутрішній конічній поверхні і на бічній поверхні диска між ущільненнями валу і соплового апарата.

Приймаючи ширину ущільнення соплового апарата $B'=40$ мм, знайдемо відносну величину втрат тертя:

$$\xi'_{\text{тр}} = 2 \cdot 10^{-3} \frac{d_{\text{упл}} B'}{F_2} \cdot x_{\phi}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,15 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,025} \cdot 0,513^3 = 0,000065 .$$

- Відносну втрату на внутрішній вільній конічній поверхні знайдемо по співвідношенню, приймаючи її ширину $B''=50$ мм і діаметр $d''=0,18$ м:

$$\xi''_{\text{тр}} = 10^{-3} \frac{d'' B''}{F_2} \cdot x_{\phi}^3 = 10^{-3} \cdot \frac{0,18 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,025} \cdot 0,513^3 = 0,000049 .$$

- Відносну втрату тертя бічної поверхні диска об газ знайдемо по співвідношенню, прийнявши осьовий зазор між диском і корпусом $s=30$ мм.

Тому що $s/d_d \cong s/d_{\text{упл}} = 30/150 = 0,2$ і число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{U d_{\text{упл}}}{2 \mu_2 \nu_2} = \frac{319,024 \cdot 0,15}{2 \cdot 12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 2,179 \cdot 10^6 ,$$

то коефіцієнт тертя:

$$k_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,32^{0,1} (2,179 \cdot 10^6)^{-0,2} = 0,0012 .$$

Втрати тертя (з обліком однієї бічної поверхні):

$$\xi'''_{\text{тр}} = \frac{1}{2} \cdot k_{\text{тр}} \frac{d_{\text{сер}}}{F_2} \cdot x_{\phi}^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,0012 \cdot \frac{0,376^2}{0,025} \cdot 0,513^3 = 0,00046 .$$

- Сумарна втрата від тертя:

$$\xi_{\text{тр}} = \xi'_{\text{тр}} + \xi''_{\text{тр}} + \xi'''_{\text{тр}} = 0,000065 + 0,000049 + 0,00046 = 0,00058 .$$

- Внутрішній відносний КПД ступеня:

$$\eta_{oi} = \eta_{0i} - \xi_{UT} - \xi_{TP} = 0,807 - 0,023 - 0,00058 = 0,783 .$$

- Внутрішня потужність ступеня:

$$N_i = G\bar{H}_0\eta_{oi} = 15 \cdot 193,4 \cdot 0,783 = 2273 \text{ кВт.}$$

- Корисна робота ступеня:

$$H_i = \bar{H}_0\eta_{oi} = 193,4 \cdot 0,783 = 151,512 \text{ кДж/кг.}$$

- Ентальпія газу за ступенем:

$$i_2 = \bar{i}_0 - H_i = 603,4 - 151,512 = 451,888 \text{ кДж/кг.}$$

За допомогою таблиць по тиску p_2 і ентальпії i_2 знайдемо температуру за ступенем $T_2=118 \text{ К}$.

2.3. Конструктивні особливості турбодетандерної установки

При виготовленні турбодетандера необхідно мати на увазі, що установка працює при низьких температурах. Тому матеріали, які використовуються для виготовлення деталей турбодетандера, повинні бути стійкими до холоду. Зазвичай використовуються деталі із вуглецевих та низьколегованих сталей та чавуну.

До холодостійких матеріалів відносять:

- леговані сталі аустенітного класу;
- сплави кольорових металів.

До перших належать аустенітні нікелеві сталі із вмістом нікелю вище за 13%, аустенітні хромонікелеві сталі із вмістом нікелю 8...24% та хрому 18...25%, а також сталі, що не піддаються корозії. До сплавів із кольорових металів належать сплави бронзи, латуні, алюмінію.

Виконання і компоновання основних елементів статора і ротора турбодетандера відповідають сучасним конструкторським тенденціям, характерним для газових турбін суднових і авіаційних газотурбінних установок.

Повздожній переріз турбодетандера наведено на рис. 2.2.

Особливістю компоновання є взаємне розміщення елементів корпусу і ротора, що забезпечує максимальне зменшення подовжніх розмірів агрегату; цьому відповідає підвищена величина кута розкриття проточної частини.

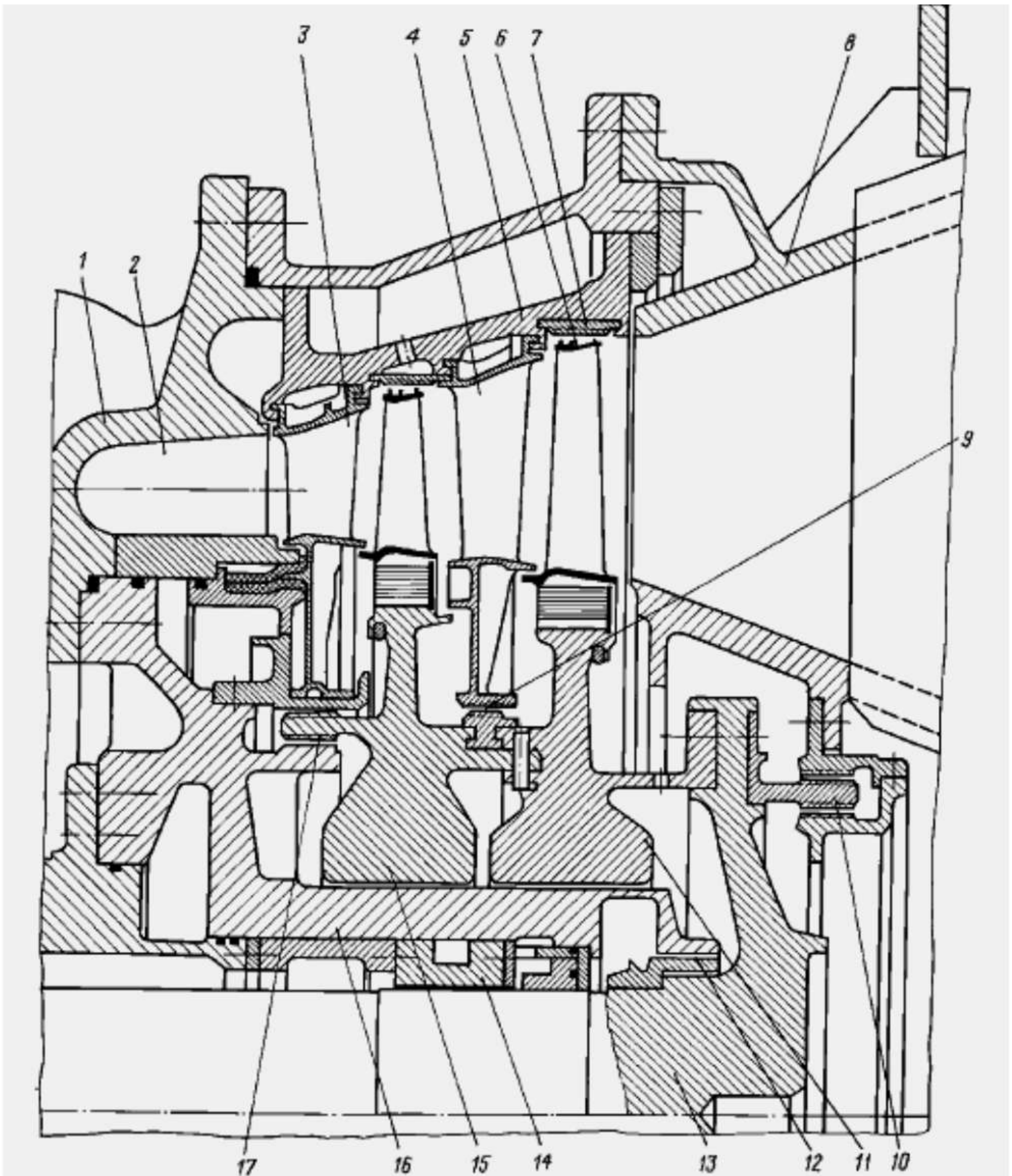


Рис. 2.2. Поздовжній розріз турбодетандера

Для розробленого агрегату представляється доцільним використання опорних і упорного підшипників гідродинамічного типу.

Силовий корпус 1 турбодетандера включає вхідну улітку 2, до якої на внутрішньому діаметрі кріпляться корпуси задньої і передньої опор ротора, а по зовнішньому діаметрі - корпус соплових апаратів 5 і вихідного пристрою 8.

Улітка 2, корпус 5 та 8 виконані литими зі сталі, інші деталі – цільно-виточенні сталеві оболонки.

Зовнішня і внутрішня конічні оболонки вихідного пристрою 8 по всій довжині мають кільцеві проточки для зниження втрат тиску газу на виході з турбодетандера. Лабіринтова обойма 10 на внутрішній оболонці служить для створення розвантажувальної порожнини турбодетандера.

Соплові апарати першої і другої ступенів складаються з пакетів лопаток 3 і 4, зафіксованих спеціальними зачепами і штифтами в корпусі 5. Пакети соплових лопаток набираються по розточеннях цього корпусу з зазорами й ущільнюються спеціальними елементами.

По внутрішньому діаметрі лопатки першого ступеня завальцовані стрічкою, а лопатки другого ступеня - стільниковим ущільненням 9. Над кожним рядом робочих лопаток по внутрішньому діаметрі корпусу 5 розміщені вставки 7, які разом із гребнями на бандажі 6 ущільнюють периферію робочих лопаток.

Ротор турбодетандера включає диски 15 і 11 відповідно першої і другої ступенів з робочими лопатками і вал 13. Диски з'єднані між собою радіальними штифтами, а з валом - призонними болтами. Масловідбивачі на втулці ущільнення 12 перешкоджає витоку масла з підшипникових опор ротора. У дисках виконані осьові пази для установки робочих лопаток з ялинковими хвостовиками.

Для запобігання осьового зсуву лопатки стопоряться спеціальними сегментами. Усі лопатки на периферійній частині мають бандажні полки з гребінцями, що із вставками соплових апаратів утворюють відповідні ущільнення.

У пакеті лопаток соплового апарата першого ступеня виконаний отвір для візуального огляду лопаток першої ступенів ротора за допомогою ендоскопа.

У корпусі 16 задньої опори розташовується вкладиш 14 опорного підшипника ковзання. Ротор має кінцеві ущільнення 10 і 17, що перешкоджають виходу газу з проточної частини.

На рис.2.3. зображена конструкція ротора турбодетандера в зборі.

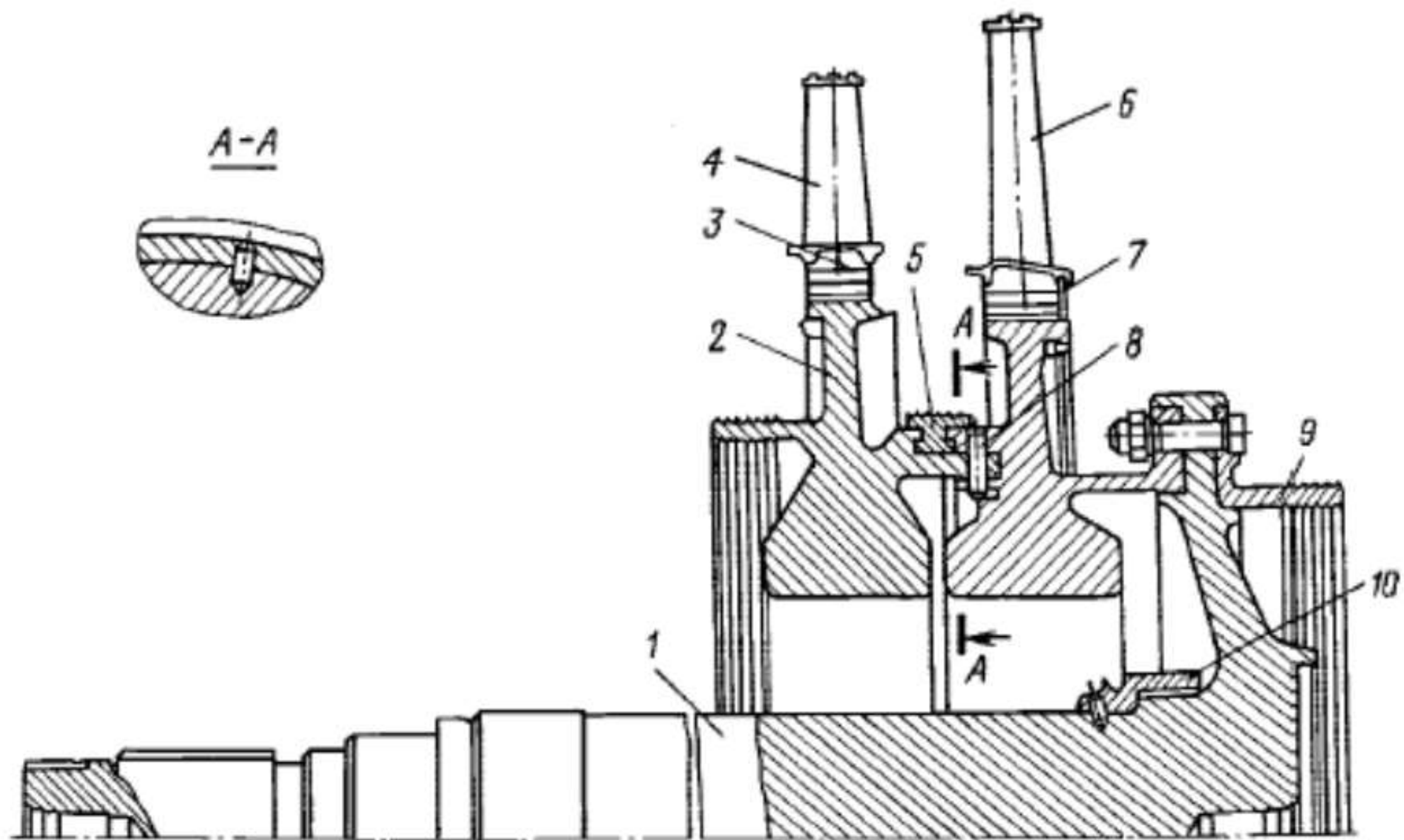


Рис. 2.3. Конструкція ротора

Вал 1 ротора виконаний як одне ціле з конічним диском, до якого за допомогою болтів кріпляться лабіринтова вставка 9 і диск другого ступеня, до якого, у свою чергу, за допомогою радіальних штифтів 8 кріпиться диск 2 перші ступені. Робочі лопатки 4 і 6 кріпляться до дисків хвостовиками 3 і 7. Між дисками встановлюються сегменти 5 ущільнення соплового апарата другого ступеня. До вала 1 кріпиться втулка 10 з масловідбивачем.

Редуктор

Для передачі руху від робочого колеса турбодетандера до гальмівного електрогенератора, як правило, застосовуються одноступінчасті циліндрові зубчасті передачі — редуктори із передавальним відношенням до 10. Редуктори турбодетандерних агрегатів характеризуються великими коловими швидкостями - до 90 м/с. Для забезпечення повільної роботи зубчастої пари і зменшення шуму в редукторі використовуються косозубі пари з порівняно невеликими модулями (1...3,5).

Конструкція редуктора представлена на рис. 2.4.

Для розвантаження підшипників редуктора від осьових сил, що виникають в зачепленні, застосовується упорна шайба, напресована на швидкохідну шестерню.

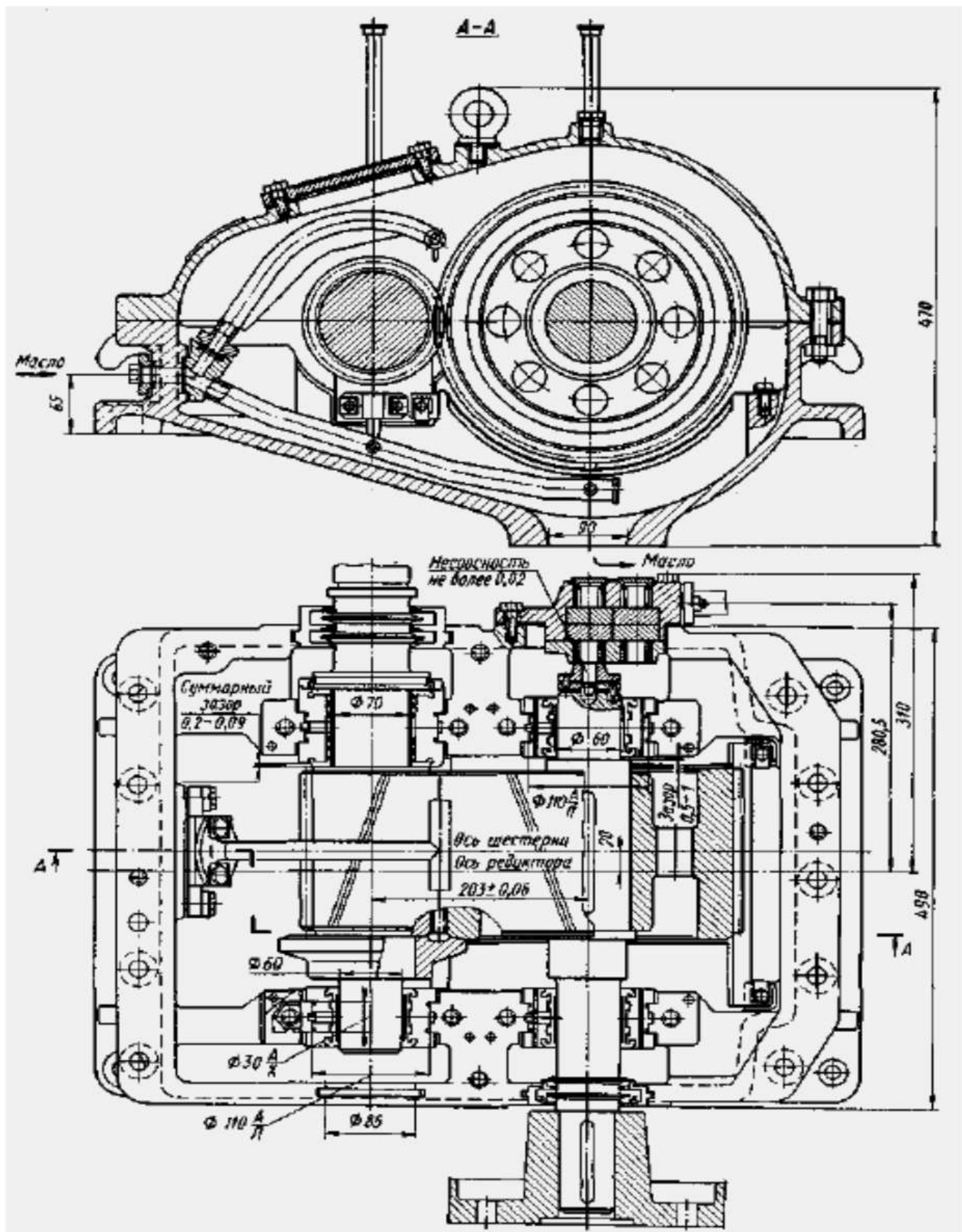


Рис. 2.4. Конструкція редуктора

Ця шестерня виконується разом із валом з однієї поковки високоміцної легованої сталі марок 40ХН, 40ХН2МА, 38ХН3МА. Тихохідна шестерня звичайно виконується із двох частин — ободі зі сталі 40Х, який запресовується на ступецю з чавуну СЧ 21-40, або із сталі 25Л групи Ш.

Система змащування зчеплення та підшипників редуктора примусово-циркуляційна.

Деякі зарубіжні фірми застосовують планетарні зубчаті редуктори, які порівняно із циліндровими краще центрують провідний та відомий вали, мають більш високий ККД, меншу вагу і менші габарити у поперечному по відношенню до осі шестерень напрямі. Проте застосування планетарних передач робить неможливим консольне кріплення робочого колеса турбодетандера безпосередньо на швидкохідній шестерні редуктора.

Отже з'являється необхідність в установці проміжного валу, двох підшипників та зубчастої муфти, що призводить до збільшення габаритів турбодетандерного агрегату в осьовому напрямі.

Муфти

Для передачі обертання від валу турбодетандера на вал редуктора при симетричному розташуванні робочого колеса щодо опор застосовуються зубчаті муфти з проміжним валом. Конструкцію муфти зображено на рис. 2.5.

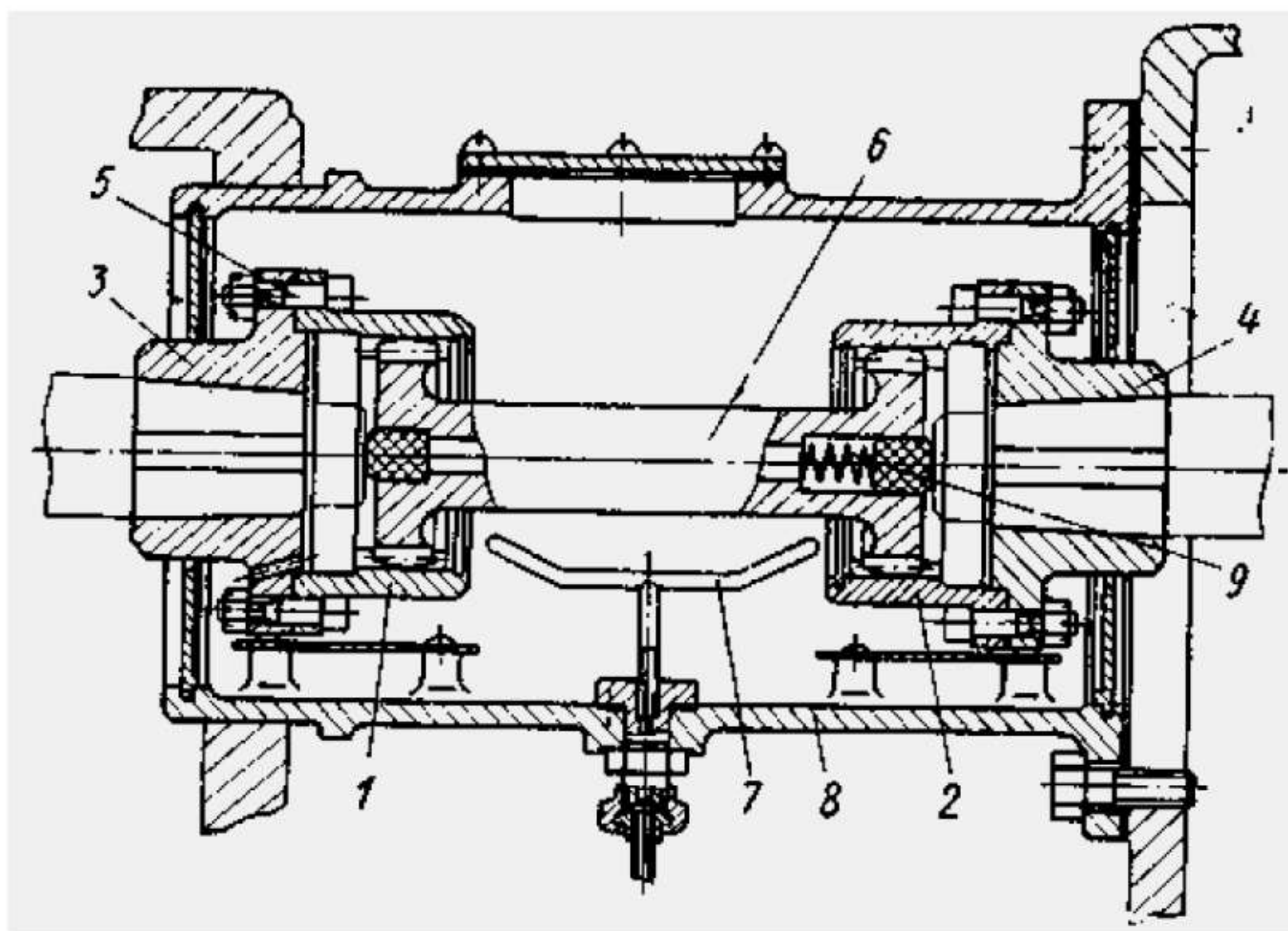


Рис. 2.5. Конструкція муфти:

1, 2 – зубчасті втулки; 3, 4 – напівмуфти; 5 – призонний болт; 6 – проміжний валик;
7 – форсунка; 8 – корпус муфти; 9 – пружина

Зубчате зчеплення муфти змащується маслом від загальної масляної системи агрегату.

Ці муфти можуть компенсувати невелику неспіввісність і перекіс валів, що виникає при монтажі і під час роботи турбодетандера, а також ослабляють шкідливий вплив на зубчасту пару поштовхів і вібрацій, що виникають при пуску і при зміні режиму роботи турбодетандера.

Для передачі обертання від валу редуктора на вал електрогенератора застосовуються пружно демпфіруванні муфти втулково-пальцевого типу (рис. 1.4). Поперечні зсуви валів, що допускаються, для втулково-пальцевих муфт складають величину 0,05 мм, а кутовий зсув, що допускається, 0,05 мм на довжині у 200 мм.

2.4. Система автоматичного керування

Система автоматичного керування (САК) виводить турбодетандер на будь-який заданий режим роботи, здійснює контроль за його параметрами і захищає від появи умов можливої аварії.

Система автоматичного регулювання (САР) призначена для підтримки постійного тиску і температури газу на виході із турбодетандера.

Системи САК і САР виконані по електропневмогідравлічних схемах, у яких виконавчі елементи працюють під тиском масла або газу, а керуючі елементи функціонують при подачі електричного струму напругою 220-380 В. Схема САК і САР приведена на рис.2.6.

Робочим тілом усіх клапанів, крім дозуючого, є газ, що надходить на вхід агрегату. Для роботи дозуючого клапана в імпульсних лініях пропускного клапана і стоп-крана використовується масло з маслосистеми автоматики.

Ця маслосистема включає шестерний електромаслонасос 25 і фільтр тонкого очищення масла 24. Масло відбирається з загального маслобака. Система обладнана необхідними датчиками і сигналізаторами. Необхідний тиск масла 1,5 МПа.

Природний газ через вхідний стаціонарний кран, стоп-кран 3 і дозуючий клапан 2 надходить на вхід турбодетандера.

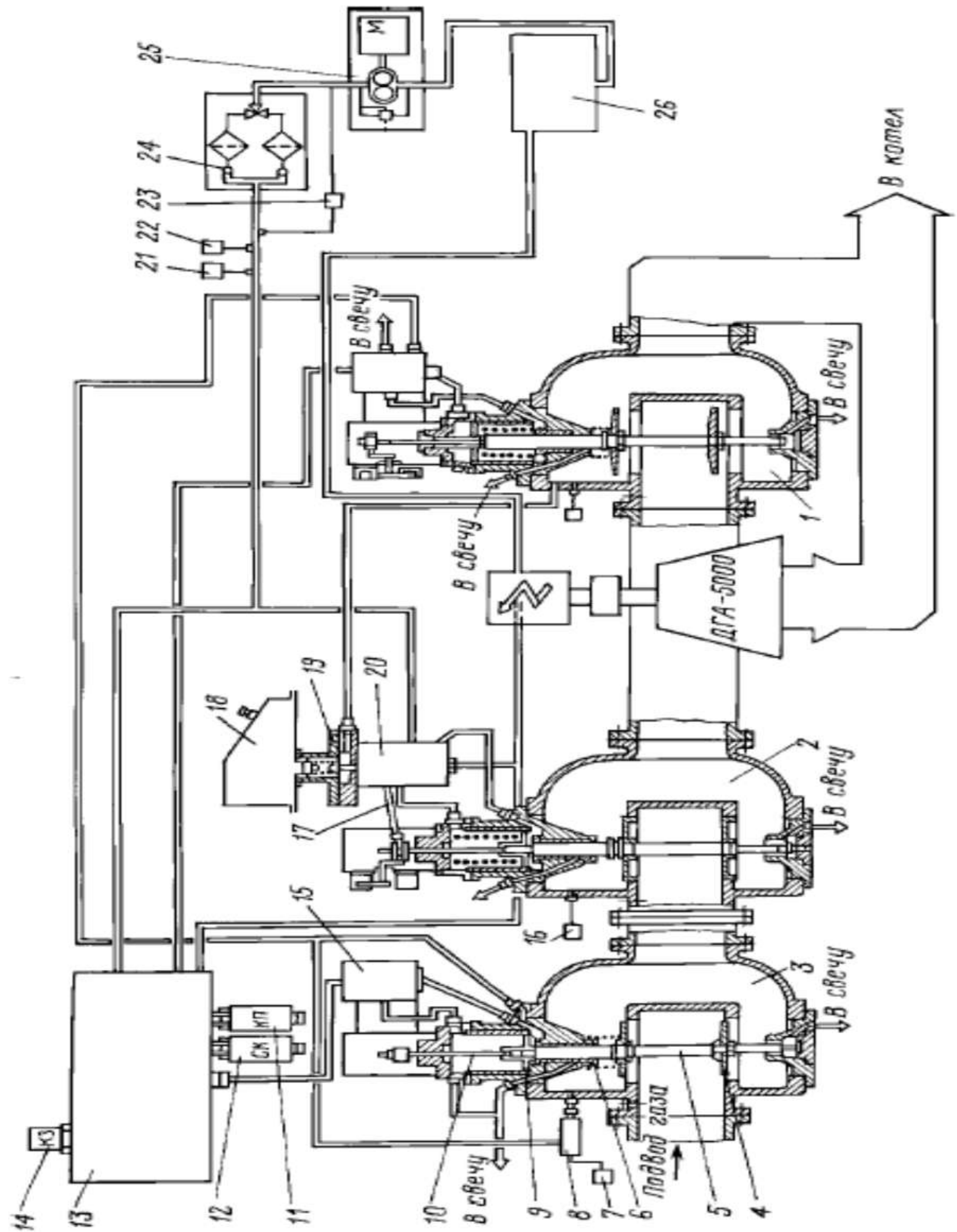


Рис. 2.6. Схема САУ турбодетандера:

- 1 - байпасний клапан; 2 - дозуючий клапан; 3 - стоп-кран; 4 - тарілка клапана; 5 - шток; 6 - пружина; 7 - реле тиску; 8 - фільтр; 9 - силовий поршень; 10 - шток керування; 11 - електроклапан відкриття пропускного клапана; 12 - електроклапан відкриття стоп-крана; 13 - блок керування; 14 - електроклапан відкриття клапана захисту; 15 – серво-клапан; 16 - датчик тиску; 17 - важіль зворотного зв'язку; 18 - командний вузол; 19 - мембрана; 20 - золотник; 21 - датчик тиску; 22 – реле тиску; 23 - реле перепаду тиску; 24 - фільтр олії автоматики; 25 - маслонасос автоматики; 26-маслобак

За допомогою дозуючого клапана 2 змінюється витрата газу для підтримки тиску газу після турбодетандера в межах 0,07-0,15 МПа в залежності від налаштування.

Стоп-кран 3 призначений для припинення подачі газу в турбодетандер при аварійній зупинці турбодетандера. Пропускний клапан 1 служить для швидкого вирівнювання тиску газу до і після турбодетандера при спрацьовуванні стоп-крана. Вирівнювання тисків газу необхідно за умовами міцності агрегату.

Блок керування 13 призначений для керування станційними запірними кранами, клапанами паливної апаратури й електроустаткуванням блоку розміщені електромагніти керування стоп-краном 12 і пропускним краном 11.

Схема блоку виконана на реле РЕП-П і ПЕ-27. На кришці блоку знаходяться кнопки керування агрегатами маслосистем і валоповоротним пристроєм. Підключення зовнішніх кабелів електроустаткування виробляється через рознімання ШР.

2.5. Тепловий розрахунок теплообмінника

Вихідні дані:

- $T'_1=390$ К – температура стиснутого газу перед теплообмінником;
- $T'_2=178,15$ К – температура стиснутого газу на вході в турбодетандер;
- $G'=15$ кг/с – витрата стиснутого газу;
- $T''_1=118$ К - температура газу перед теплообмінником;
- $T''_2=278$ К – температура газу після теплообмінника;
- $G''=10$ кг/с – витрата холодного газу після турбодетандера;
- Визначимо фізичні параметри газу.

Мольна ізобарна теплоємність природного газу:

$$\mu C_{p0} = 21,563 + (21,656 + 0,071t) \cdot \Delta v ,$$

де $\Delta v = \frac{\rho_{газа}}{\rho_{нов}} = \frac{0,77}{1,293} = 0,596$ - відносна густина газу.

Відхилення ізобарної теплоємності від ідеально-газового стану:

$$\frac{\Delta C_p}{R_T} = \frac{6 \cdot \pi}{g^3} (0,41 + 0,02 \cdot \pi),$$

де $\pi = \frac{P}{P_{кр}}$; $g = \frac{T}{T_{кр}}$ - приведенні параметри КПГ.

$P_{кр}=4,73$ та $T_{кр}=196,746$ – критичні параметри газу.

Динамічна в'язкість газу:

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2},$$

де $\mu_0=10,201$ – динамічна в'язкість газу при 273 °К; C – стала, яка залежить від властивостей газу, для метана C=164.

Кінематична в'язкість залежно від температури і тиску:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu_0}{P} \left(R \cdot T \frac{273 + C}{T + C} \right) \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2},$$

де ν - кінематична в'язкість; μ - динамічна в'язкість.

Результати розрахунків зводимо до табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Фізичні параметри газу

| Параметри газу | Тиск P, МПа | Те-ра T, К. | Теплоємність C _p , Дж /кг К. | Динамічна в'язкість $\mu \cdot 10^8$, Па·с. | Кінематична в'язкість $\nu \cdot 10^{-10}$, м ² /с. |
|---------------------------------------|----------------|----------------|--|--|---|
| Стиснутий газ після акумулятора | 25,0 | 303,0 | 4070,0 | 11,16 | 6,9 |
| Холодний газ після турбодетандера | 0,05 | 103,0 | 2028,0 | 3,87 | 410,0 |

- Кількість тепла, яка передається через поверхню теплообміну:

$$Q' = C'_p \Delta t' \cdot G' = 2974(390-178,15)15=9451000 \text{ Дж} = 9451 \text{ кДж.}$$

- Знайдемо температурні умови роботи теплообмінника:

Знайдемо середню, по довжині теплообмінника, температуру газу за умови, що охолодження її в теплообміннику не значне:

$$t'_{cp} = \frac{t'_1 + t'_2}{2} = \frac{390 + 178,15}{2} = 284,075 \text{ К.}$$

Відношення перепадів температур:

$$\frac{T_2'' - T_1''}{T_1' - T_2'} = \frac{178,15 - 118}{390 - 278,15} = 0,536,$$

Середню, по довжині теплообмінника температура холодного газу, знаходимо по співвідношенню:

$$T_{cp}'' = T_{cp}' - \Delta T_{cp},$$

де ΔT_{cp} - середній логарифмічний температурний напір між теплоносіями:

$$\Delta T_{cp} = \frac{(T_2' - T_1'') - (T_1' - T_2'')}{\ln \frac{(T_2' - T_1'')}{(T_1' - T_2'')}} = \frac{(178,15 - 118) - (390 - 278,15)}{\ln \frac{178,15 - 118}{390 - 278,15}} = 83,251 \text{ К.}$$

$$T_{cp}'' = T_{cp}' - \Delta T_{cp} = 284,075 - 83,251 = 200,824 \text{ К.}$$

По отриманим значенням T_{cp}' і T_{cp}'' знаходимо необхідні теплофізичні характеристики теплоносіїв.

Дані розрахунків заносимо до табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Фізичні параметри газу

| Параметри газу | Тиск Р, МПа | Те-ра Т, К. | Динамічна в'язкість $\mu \cdot 10^8$, Па·с. | Кінематична в'язкість $\nu \cdot 10^{10}$, м ² /с. |
|-----------------------------------|----------------|----------------|--|--|
| Стиснутий газ після акумулятора | 25,0 | 284,075 | 16,657 | 21,632 |
| Холодний газ після турбодетандера | 0,6 | 200,824 | 14,005 | 18,189 |

- Прийmemo діаметр:
 - $d_{внутр} = 0,015$ м; $d_{зовн} = 0,07$ м;
 - швидкість стиснутого газу прийmemo $V' = 5$ м/с;
 - швидкість холодного газу прийmemo $V'' = 50$ м/с;
 - коефіцієнти теплопровідності: для стиснутого газу $\lambda' = 0,105$ Вт/м·К; для газу $\lambda'' = 0,11$ Вт/м·К.

- Знаходимо число Рейнольдса:

$$Re' = \frac{V' \cdot d_{внутр}}{\nu'} = \frac{5 \cdot 0,015}{21,632 \cdot 10^{-10}} = 3,467 \cdot 10^7 ;$$

$$Re'' = \frac{V'' \cdot d_{зовн}}{\nu''} = \frac{50 \cdot 0,07}{18,189 \cdot 10^{-10}} = 1,924 \cdot 10^9 .$$

- Числа Прандтля для газу:

$$Pr' = \frac{C_p' \cdot \nu' \cdot \rho'}{\lambda'} = \frac{2974 \cdot 21,632 \cdot 10^{-10} \cdot 170}{0,105} = 0,01 ;$$

$$Pr'' = \frac{C_p'' \cdot \nu'' \cdot \rho''}{\lambda''} = \frac{38690 \cdot 18,189 \cdot 10^{-10} \cdot 0,575}{0,11} = 0,00037 .$$

- Критерій Нусельта для газу:

Оскільки $Re > 10000$ потік турбулентний.

$$Nu'_i = a_1 \cdot Re^{b1} \cdot Pr^{b2} = 0,23 \cdot (3,467 \cdot 10^7)^{0,41} \cdot 0,01^{0,37} = 52,441 ;$$

$$Nu'_z = a_1 \cdot Re^{b1} \cdot Pr^{b2} = 0,23 \cdot (1,924 \cdot 10^9)^{0,41} \cdot 0,00037^{0,37} = 78,992 .$$

- Коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній поверхні труби і на зовнішній:

$$\alpha' = \frac{Nu'_i \cdot \lambda'}{d_{внутр}} = \frac{52,441 \cdot 0,105}{0,015} = 367,09 ;$$

$$\alpha'' = \frac{Nu''_i \cdot \lambda''}{d_{зовн}} = \frac{78,992 \cdot 0,11}{0,07} = 124,131 .$$

- Коефіцієнт теплопередачі, конструктивно прийнявши коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{м.тр} = 20$ Вт/м·К:

$$k_{м.н} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha' \cdot d_{внутр}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{м.тр}} \cdot \lg \left(\frac{d_{зовн}}{d_{внутр}} \right) + \frac{1}{\alpha'' \cdot d_{зовн}}} = \frac{1}{\frac{1}{36709 \cdot 0,015} + \frac{1}{2 \cdot 20} \cdot \lg \left(\frac{0,07}{0,015} \right) + \frac{1}{124131 \cdot 0,07}} = 3,191$$

- Знайдемо загальну площу теплопередачі:

$$F_{м.н} = \frac{Q}{k_{м.н} \cdot \Delta T_{ср}} = \frac{9451}{3,191 \cdot 83,251} = 15,582 \text{ м}^2 .$$

- Периметр трубки:

$$P_{тр} = \pi \cdot d_{зовн} = 3,14 \cdot 0,07 = 0,22 \text{ м} .$$

- Площа бокової поверхні однієї трубки довжиною $L_{тр} = 1$ м:

$$S_{бок} = L_{тр} \cdot P_{тр} = 0,22 \text{ м}^2 .$$

- Потрібна кількість трубок:

$$n_{тр} = \frac{F_{м.н}}{S_{бок}} = \frac{15,582}{0,22} = 70,82 \text{ штук} .$$

2.6. АГНКС, що використовує перепад тиску на ГРС для виробництва зрідженого природного газу

Перепад тиску на ГРС можна ефективно використовувати для одержання зрідженого природного газу у технологічній схемі АГНКС із наступною регазифікацією (випаром) рідкої фракції перед заправкою автомобільних балонів.

Підвищення тиску газу до необхідної величини (20...25 МПа) може здійснюватися шляхом регазифікації зрідженого газу в замкнутому об'ємі за рахунок електричного обігрівання або якогось іншого джерела теплоти, у тому числі за рахунок теплоти згоряння деякої частини газу, що надходить на АГНКС.

На рис. 2.7 показана технологічна схема АГНКС, що реалізує процес зрідження природного газу за рахунок перепаду тисків ГРС з двофазним струминним енергорозділювачем.

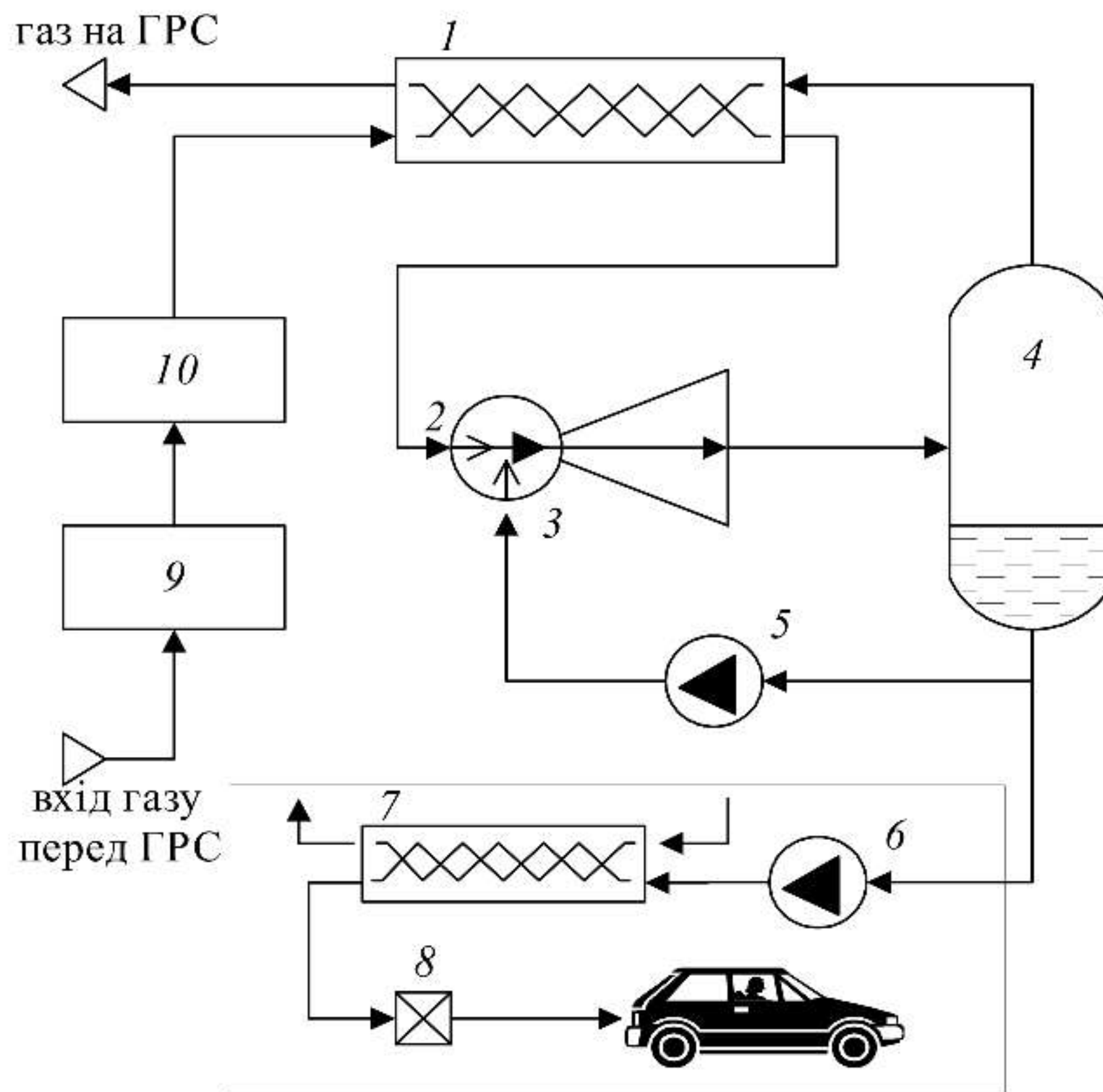


Рис. 2.7. Принципова технологічна схема АГНКС, що реалізує процес зрідження природного газу шляхом використання рахунок перепаду тиску на ГРС з двофазним струминним енергорозділювачем:

1 — рекуперативний теплообмінник; 2 — двофазний струминний енергороздільник;
3 — дозатор; 4 — сепаратор; 5, 6 — насос; 7 — регазифікатор; 8 — газозаправна колонка;
9 — блок осушення; 10 — блок очищення

У цій схемі природний газ подається через блоки осушення 13 і очищення 14 у рекуперативний теплообмінник 1, як і в описаній вище схемі.

Після теплообмінника газ надходить у турбодетандер 2, де в результаті розширення і охолодження відбувається часткове скраплення газу. Досвід роботи ряду дослідних установок такого роду показує, що турбодетандер може задовільно працювати при масовому вмісті рідкої фази в загальному потоку природного газу до 25%. Вихідна двофазна суміш з турбодетандера розділяється в сепараторі 4.

Далі рідка фаза природного газу відводиться через зворотні клапани 8 у криогенні ємкості - акумулятори 5 і насосами 7 перекачується в регазифікатор 6 для наступної заправки газових балонів високого тиску за допомогою газозаправних колонок 10 і 11. Газоподібна фаза із сепаратора 4 відкачується дотискуючим компресором 12 і пропускається через рекуперативний теплообмінник 1 у газопровід, що подає газ від ГРС споживачам. Дотискуючий компресор 12, що розташований на одному валі з турбодетандером, сприяє більш глибокому розширенню і більшому охолодженню газу в детандері.

Як навантаження турбодетандера в приведеній схемі використовується електрогенератор 3 потужністю 3100 кВт, що приводиться в дію перетворювачем частоти обертання 9. Деякі параметри газу на вході в теплообмінник і турбодетандер на виході з них приведені в схемі.

В охолоджений потік природного газу на виході із сопла Лавалю за допомогою дозатора 3 вводиться частина холодної рідинної фази, що призводить до подальшого зменшення температури потоку і часткового скраплення природного газу.

У сепараторі 4 відбувається поділ газоподібної і рідкої фракцій. Частина скрапленого газу із сепаратора відводиться за допомогою насоса 6 у регазифікатор 7 і далі на газозаправну колонку 8. Інша частина насосом 5 знову вводиться в дозатор 3 сопла Лавалю і здійснює рециркуляцію.

Газова фаза із сепаратора 4 надходить у рекуперативний теплообмінник 1, звідкіля подається на одоризатор і далі - у газопровід, що виходить із ГРС до споживачів.

Розрахункові параметри ідеального циклу АГНКС із двофазним струминним енергорозділювачем такі:

- тиск і температура газу на вході в рекуперативний теплообмінник (РТ) складає 3 МПа і 20°C, відповідно;

- тиск і температура газу на виході з РТ відповідно дорівнюють 3 МПа і мінус 95°C;

- кількість рідкої фракції природного газу на виході з АГНКС складає 0,5% (мас.) від кількості газу, що проходить через ГРС.

У той же час найбільш ефективною і перспективною технологічною схемою АГНКС, що використовує перепад тиску на ГРС для скраплення природного газу з наступною регазифікацією рідкої фази перед заправкою автомобільних балонів, є схема, що включає не сопло Лавалю, а турбодетандер (рис. 2.8).

У цій схемі природний газ подається через блоки осушення 13 і очищення 14 у рекуперативний теплообмінник 1, як і в описаній вище схемі.

Після теплообмінника газ надходить у турбодетандер 2, де в результаті розширення і охолодження відбувається часткове скраплення газу. Досвід роботи ряду дослідних установок такого роду показує, що турбодетандер може задовільно працювати при масовому вмісті рідкої фази в загальному потоку природного газу до 25%. Вихідна двофазна суміш з турбодетандера розділяється в сепараторі 4.

Далі рідка фаза природного газу відводиться через зворотні клапани 8 у криогенні ємкості - акумулятори 5 і насосами 7 перекачується в регазифікатор 6 для наступної заправки газових балонів високого тиску за допомогою газозаправних колонок 10 і 11.

Газоподібна фаза із сепаратора 4 відкачується дотискуючим компресором 12 і пропускається через рекуперативний теплообмінник 1 у газопровід, що подає газ від ГРС споживачам. Дотискуючий компресор 12, що розташований на одному валі з турбодетандером, сприяє більш глибокому розширенню і більшому охолодженню газу в детандері.

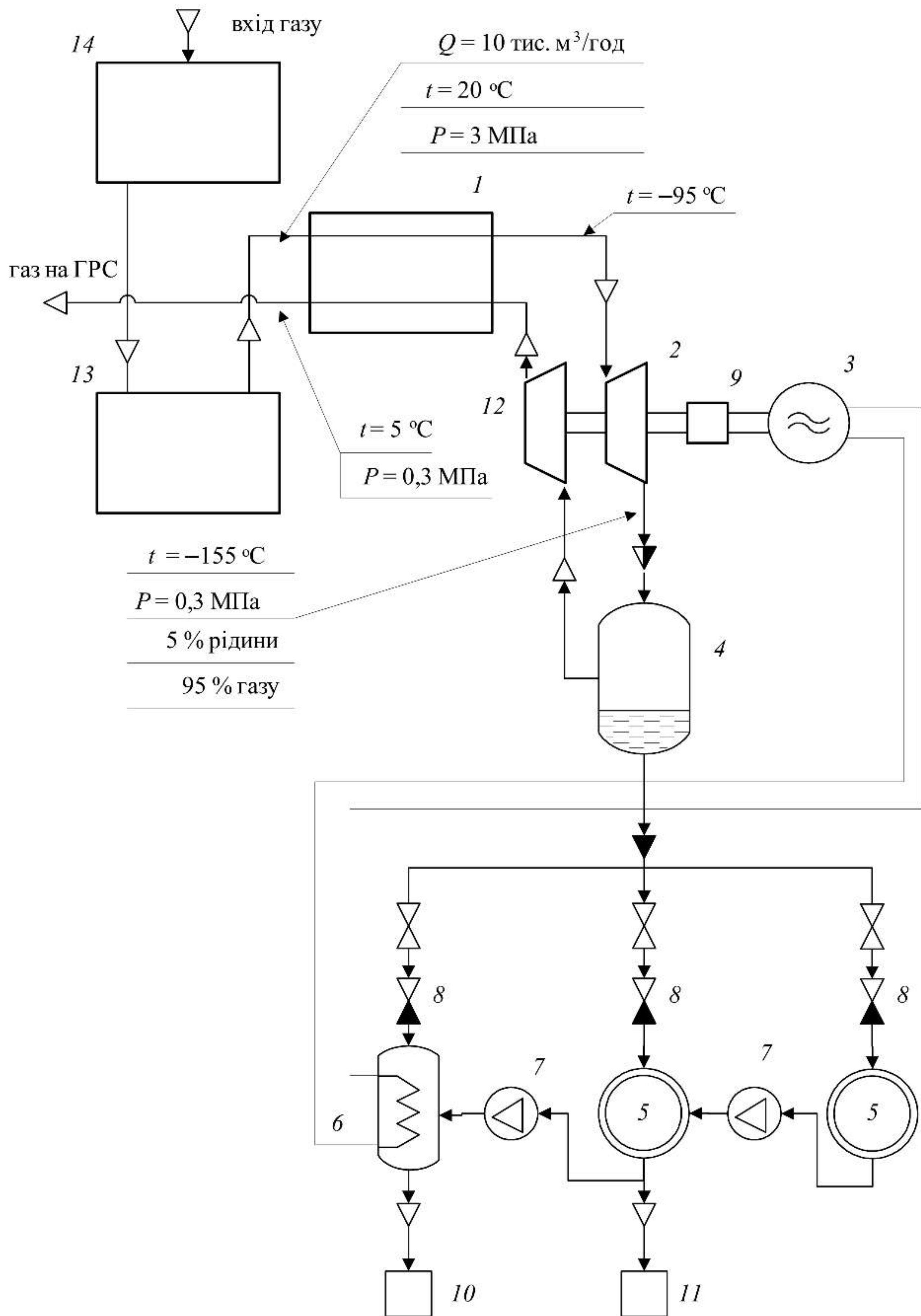


Рис. 2.8. Принципова технологічна схема АГНКС, що реалізує процес скраплення природного газу шляхом використання перепаду тиску на ГРС з турбодетандером:
 1 — рекуперативний теплообмінник; 2 — турбодетандер; 3 — електрогенератор;
 4 — сепаратор; 5 — акумулятор, 6 — регазифікатор; 7 — насос; 8 — зворотний клапан; 9 — перетворювач частоти обертання; 10, 11 — газозаправні колонки; 12 — дотискний компресор;
 13 — блок осушення; 14 — блок очищення

Як навантаження турбодетандера в приведеній схемі використовується електрогенератор з потужністю 3100 кВт, що приводиться в дію перетворювачем частоти обертання 9. Деякі параметри газу на вході в теплообмінник і турбодетандер на виході з них приведені в схемі.

Висновки за розділом

1. Запропоновано схему зрідження природного газу на АГНКС, яка включає в себе турбодетандерну установку.
2. Проведено термодинамічний розрахунок двоступеневої турбодетандерної установки. Визначені всі газодинамічні параметри потоку і геометричні параметри лопаток соплового апарата і робочого колеса. По кутах $\beta_1 = 32$ і $\beta_{2\text{еф}} = 16$ згідно з «Атласом профілів» вибраний профіль Р-26-17А. Для даного профіля оптимальний відносний крок $\bar{t}_{opt} = 0,60 \dots 0,70$. Хорда профілю $b_2 = 26$ мм.
3. Наведені основні конструктивні особливості турбодетандерних установок.
4. Розроблено систему автоматичного керування турбодетандера.
5. Виконано тепловий розрахунок теплообмінника. Визначена необхідна площа теплообмінника та необхідна кількість трубок.
6. Представлено технологічні схеми АГНКС, що використовують перепад тиску на ГРС з двофазним струминним енергорозділювачем та з турбодетандером для виробництва зрідженого природного газу.

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Законодавча та нормативна база України з охорони праці

Охорона праці – діюча на підставі відповідних законодавчих та інших нормативних актів, система соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Нормативною умовою запобігання виробничим травмам і аваріям є розроблення заходів з охорони праці, що попереджують дію на працівників на робочих місцях небезпечних та шкідливих виробничих чинників, ліквідують умови, за яких вони можуть діяти на людей, а також зменшують ризик можливих небезпечних дій самих працівників.

Законодавчі та інші нормативно-правові акти з охорони праці встановлюють, регламентують та регулюють державні вимоги щодо забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці, сприяють створенню та ефективному функціонуванню чіткої системи управління охороною праці на підприємстві, в галузі, в регіоні та в державі в цілому, забезпеченню на кожному робочому місці безпечних і нешкідливих умов праці, встановленню правил.

Законодавча та нормативна база України з охорони праці регламентує все, що пов'язано із створенням і забезпеченням безпечних умов праці. [8]

Правовою основою законодавства України про охорону праці є:

- Конституція України;
- Закон України «Про охорону праці»;
- Кодекс законів про працю України (КЗпП);
- Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування»;
- Основи законодавства України про охорону здоров'я;
- Кодекс цивільного захисту України;
- Закон України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення»;

- Закон України «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку».

Зараз в Україні створена і діє ціла система законодавчих та нормативно-правових актів, що регламентують питання охорони праці.

Законодавчими актами, що визначають основні правовідносини у виробничій діяльності, є державні нормативні акти про охорону праці (ДНАОП).

Державні нормативні акти про охорону праці – це правила, стандарти, норми, положення, інструкції та інші документи, яким надано силу закону і які є обов'язковими для виконання.

Залежно від сфери впливу ДНАОП можуть мати міжгалузеву та галузеву дію.

Міжгалузеві державні нормативні акти про охорону праці мають загальнодержавне значення, їх дія поширюється на всі підприємства незалежно від їх відомчої належності, форми власності та виду господарської діяльності.

Галузеві державні нормативні акти про охорону праці поширюються лише на підприємства, що належать до певної галузі. Одним з головних державних нормативних актів про охорону праці в нафтогазовій галузі є:

- ДНАОП 0.00-1.21-98, Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів;
- ДНАОП 0.03-8.07-94, Перелік робіт і робіт зі шкідливими і небезпечними умовами праці, на яких забороняється застосування праці неповнолітніх;
- Наказ, Правила від 18.12.2007 № 315 Про затвердження Правил охорони праці при термічній обробці металів.

Крім вказаних законодавчих актів, правові відносини у сфері охорони праці регулюють підзаконні нормативні акти, укази Президента, рішення Уряду, нормативні акти міністерств та інших центральних органів державної виконавчої влади.

На підставі ДНАОП розробляються відомчі документи про охорону праці (ВДОП). Вони затверджуються міністерствами або іншими об'єднаннями з метою конкретизації вимог охорони праці залежно від специфіки галузевих об'єктів.

Перехід на нові, суто українські нормативні акти вимагає значного обсягу робіт та певного часу. Тому у державі дотепер залишаються чинними правила, стандарти, норми, положення та інші нормативні акти, які діяли ще за радянських часів. Крім вищезгаданих документів, вимоги охорони праці регламентують також будівельні й санітарні норми та правила, правила облаштування електроустановок, норми радіаційної безпеки, правила побудови та безпечної експлуатації кранів, резервуарів, що працюють під тиском та інші нормативні документи.

До найважливіших підзаконних нормативно-правових актів, що регламентують охорону праці, належать такі:

- Постанова «Про порядок проведення розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві» (N 1232 від 30 листопада 2011 р.);

- Список виробництв, професій і робіт з важкими та шкідливими умовами праці, на яких забороняється застосування праці жінок, затверджений МОЗ (№256 від 29.12.1993р.);

- Постанова КМУ від 26.10.2011 № 1107 «Про затвердження Порядку видачі дозволів на виконання робіт підвищеної небезпеки та на експлуатацію (застосування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки»;

- Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці (ДНАОП 0.00-4.12-99 від 25.01.2005 №15) та інші.

Нормативно – правові акти з охорони праці в міру розвитку наукових досягнень не рідше одного разу на десять років мають переглядатися, уточнюватися й доповнюватися.

Нормативно – правові акти з охорони праці є обов'язковими до виконання, в умовах виробничої діяльності, будь-якими суб'єктами господарювання.

Опрацювання та прийняття нових, перегляд і скасування чинних нормативно-правових актів здійснює спеціально уповноважений центральний орган з нагляду за охороною праці за погодженням з галузевими міністерствами або відомствами створеними за галузевим принципом.

3.2. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, діючі в робочій зоні АГНКС. ГОСТ 12.0.003-74 ССБ

Робоча зона АГНКС складається з ділянки компресорного та акумуляторного блоків, операторної, трансформаторної та галереї заправних колонок. Тут безліч виробничих факторів, які небезпечно впливають на людей, що працюють на АГНКС.

Відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 за природою впливу шкідливі фактори поділяються на:

- а) фізичні;
- б) хімічні;
- в) психофізіологічні.

При роботі турбогенераторної установки можливе виникнення наступних небезпечних і шкідливих факторів:

1. Фізичні:

- а) рухомі частини технологічного обладнання;
- б) підвищена або понижена температура поверхонь обладнання (ГОСТ 12.1.005-88, СН 3.3.6.042-99);
- в) підвищений рівень шуму на робочому місці оператора ТГ установки (ГОСТ 12.1.003-83);
- г) підвищений рівень вібрації;
- д) недостатність природного освітлення.

2. Хімічні (подразнюючі):

- а) подразнююча дія газу із проникненням через органи дихання.

До основних небезпечних та шкідливих виробничих факторів на ділянці компресорного та акумуляторного блоків АГНКС відносяться:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюгу, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики.

Джерелом підвищеної запиленості повітря робочої зони компресорного та акумуляторного блоків є те, що устаткування встановлене на ділянці відкритого повітря у блочно-контейнерному виконанні. [9]

Концентрація нетоксичного пилу складає від 1 до 8 мг/м³. Тому згідно норм гранично допустима концентрація нетоксичного пилу у повітрі робочої зони виробничих приміщень не повинна перевищувати:

- 2 мг/м³ – пил, що вміщує кристалічний окис кремнію від 10 до 70 %;
- 1 мг/м³ – більше 7 %;
- 4 мг/м³ – для інших видів пилу, що вміщує кварц.

Робочим тілом компресорної установки є природний газ метан, що може потрапляти до повітря робочої зони через негерметичні з'єднання. Метан СН₄ – безкольоровий горючий газ без запаху, легший за повітря. При вмісті метану в повітрі 5-15 % по об'єму утворюється вибухова суміш.

Джерелом підвищеного рівня шуму (89 дБА при нормі 80 дБА) та підвищеного рівня вібрації 109 дБ при $f=31,5$ Гц (норма $L_v=107$ дБ при $f=31,5$ Гц) робочої зони компресорного та акумуляторного блоків є електродвигун потужністю 132 кВт, що приводить у рух колінчатий вал поршневого компресора.

Одним з небезпечних та шкідливих виробничих факторів на ділянці компресорного та акумуляторного блоків АГНКС є підвищене значення напруги в електричному ланцюгу, замикання якого може відбутися через тіло людини. Значення напруги, що живить все електричне устаткування, становить 380 В ($I=10$ А, $F=50$ Гц).

3.3. Технічні та організаційні заходи по зменшенню рівня впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів. ГОСТ 12.0.003-74 ССБ

Будівлі АГНКС і допоміжні споруди повинні бути розміщені з дотриманням відстані між ними згідно до вимог законодавства.

Розриви між АГНКС і іншими будівлями і спорудами, які не відносяться до неї, прийняті у відповідності з «Основними положеннями по проектуванню автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій».

Рух автотранспорту до автозаправних колонок і від них здійснюється за односторонньою схемою з урахуванням допустимих радіусів повороту транспортних засобів великого і малого габаритів.

Влаштування доріг забезпечує можливість вільної евакуації транспортних засобів від заправних колонок. До будівель АГНКС виконані необхідні протипожежні під'їзди.

У приміщенні компресорного блоку і бункерах акумуляторів газу передбачений автоматичний контроль рівня загазованості приміщення за допомогою системи ГАЗ-1М (п'ять датчиків).

У разі загазованості компресорного цеху більш 0,5 % газу за об'ємом включається аварійна витяжна вентиляція і звукова сигналізація, у разі 1% загазованості компресорного цеху, відповідно, відбувається зупинка АГНКС за алгоритмами «Аварійний останов АГНКС» і «Нормальний останов АГНКС».

Територія станції повинна бути огорожена і в нічний час мати відповідне електричне освітлення, оснащена телефонним та гучномовним зв'язком. На видних місцях встановлюються плакати з схемою руху автомобілів та обов'язками водія під час заправки, а також інструкції про заходи пожежної безпеки. По периметру станції встановлюються відеокамери для контролю за територією АГНКС, з виводом зображення на пульт оператора.

З метою подолання пилу у повітрі робочої зони використовують фільтри, циклони (сухі, вологі), що дозволяють очистити повітря до 85...95 %.

Обслуговуючий персонал повинен бути навченим та мати допуск до самостійної роботи, віком не молодше 18 років. Навчання та інструктажі проводяться 1 раз в квартал, з записом в журнал та карточки працівників. Перевірка знань для робітників 1 раз у рік, а для інженерно-технічних працівників раз у три роки. Працівники забезпечуються засобами індивідуального захисту.

Розрахунок освітлення блоку-операторного

Якість освітлення визначають згідно з нормами ДБН В.2.5-28-2006.

Найбільш розповсюдженим і простим є метод світлового потоку. Метод коефіцієнта використання світлового потоку доцільно застосовувати у разі

розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь з урахуванням відбиваних від стін і стелі світлових потоків. [11]

Мета розрахунку загального освітлення - визначити кількість світильників необхідних для забезпечення мінімальної нормованої освітленості і потужність освітлювальної установки, необхідних для забезпечення в цеху нормованої освітленості.

Для даного приміщення вибрані люмінесцентні лампи ЛТБ-40-4 з теплобілим світлом. Параметри ЛТБ-40-4 по ГОСТ 6825-70:

- світловий потік (номінальний) – $F_{лн} = 2580$ лм;
- світловий потік (розрахунковий) – $F_{лр} = 2450$ лм;
- потужність – 40 Вт; напруга – 103 В; струм – 0,43 А.

Для розрахунку задаємо такі початкові дані:

- площа приміщення $S = a \cdot b \cdot c = 7 \cdot 4 \cdot 3 = 84$ м²;
- висота підвісу світильника $H_p = 3$ м;
- коефіцієнти відбиття стелі $\rho_c = 0,7$, для стін $\rho_{ст} = 0,5$, робочої поверхні $\rho_{п} = 0,1$;
- мінімальна нормована освітленість $E_n = 300$ лк;
- коефіцієнт запасу приймаємо $K = 1,3$;
- поправочний коефіцієнт $Z = 1,1$.

Для початку визначимо індекс приміщення:

$$\varphi = \frac{ab}{H_p(a+b)} = \frac{7 \cdot 4}{3 \cdot (7+4)} = 0,84.$$

Знайдемо коефіцієнт використання світлового потоку: $\eta = 0,81$.

Знайдемо кількість ламп у світильниках:

$$n = \frac{E_n SKZ}{F_{л} \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 84 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{2450 \cdot 0,81} = 18.$$

Знайдемо кількість світильників N:

$$N = \frac{n}{3} = \frac{18}{3} = 6.$$

Світильники слід розташовувати у два ряди по 3 штук.

3.4. Забезпечення пожежної та вибухобезпеки при роботі на АГНКС. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ

Приміщення АГНКС оснащені сигналізаторами пожежі, апаратура оповіщення про місце пожежі розміщена в операторній біля щита управління компресорними установками. У разі виникнення пожежі автоматично вимикаються подаюча і витяжна системи вентиляції, здійснюється скидання газу з технологічних ліній і адсорберів, і припиняється подача газу. [12]

При експлуатації АГНКС передбачаються заходи, що забезпечують пожежну і вибухову безпеку технологічних процесів і споруджень відповідно до Правил пожежної безпеки в Україні, Правилами пожежної безпеки для підприємств і організацій газової промисловості, нормативними документами.

Для захисту від теплового впливу при пожежах забезпечуються автоматичними установками пожежогасіння.

Тип, кількість і розміщення систем пожежогасіння, а також режим їхньої роботи (тиск перед розпилювальними форсунками, інтенсивність розпилення) визначаються проектом станції, виходячи з умови рівномірного зрошення всіх поверхонь, що захищаються від вогню, і створення надійного теплового захисту суміжних конструкцій при тепловому впливі полум'я газу.

Використання системи водяного охолодження для зрошення палаючого природного газу категорично забороняється, оскільки надходження води підсилює інтенсивність його випаровування і, отже, інтенсивність горіння газу.

Джерелом водопостачання автоматичних установок водяного зрошення може служити протипожежний кільцевий водопровід високого тиску. Витрата води з мережі протипожежного водопроводу визначається розрахунком, виходячи з умови однієї пожежі при площі забудови до 150 га. Додатково передбачається витрата води не менше 50 л/с на пересувну пожежну техніку.

Інтенсивність подачі води на охолодження установки варто приймати:

- 0,8 л/с на 1 м² поверхонь, що захищаються від полум'я, – для поверхонь резервуарів або ємностей;

- 0,4 л/с на 1 м² поверхонь, що захищаються від полум'я, – для місць розташування функціонального обладнання (запобіжні клапани, вузли арматури).

Автоматичні установки зрошення крім автоматичного мають дистанційне вмикання з щита керування і ручне. Вузли керування розміщуються на відстані не менше 10 м від приміщення з обладнанням або власне установки.

Будівлі, споруди, зовнішні установки облаштовуються ручними пожежними оповіщувачами для виклику пожежної охорони.

При технічному обслуговуванні та ремонті установки необхідно користуватися мідним або обмідненим інструментом, що запобігає іскроутворенню. Робочу поверхню сталевого інструменту треба змащувати солідолом або ацетиленом.

В усіх вибухонебезпечних зонах прилади електричного обладнання та освітлення повинні бути у вибухобезпечному виконанні. Використання додаткового встановлення тимчасових заземлень.

Протипожежний захист забезпечується наступними заходами:

- застосуванням засобів пожежогасіння;
- застосуванням в зоні встановлення установки пожежної сигналізації;
- застосуванням вогнестійких матеріалів у будівельних конструкціях.

На території майданчика з установкою встановлено протипожежний щит, на якому містяться вуглекислотні та порошкові вогнегасники ВВК-5, ВП-5М або ВП-90(100). Біля щита розміщений ящик з піском об'ємом не менше 0,1 м³. Також на протипожежному щиті розміщено необхідний пожежний інвентар (пожежні відра, лопати, пожежне покривало, багор, ломи, сокири).

Протипожежні щити встановлені на території об'єкту з розрахунку один щит на 5000 м² площі.

Знаряддя, розміщене на протипожежних щитах, відноситься до первинних засобів пожежогасіння, які призначені для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж у початковій стадії їхнього розвитку силами обслуговуючого персоналу об'єкту до прибуття підрозділів пожежної охорони.

Всі установки, а також приміщення керування оснащуються світловою і звуковою сигналізацією та телефонного зв'язку.

Будівлі і приміщення об'єктів з підвищеною вибухо-пожежною небезпекою (до яких належать АГНКС) виконуються з вогнестійких матеріалів (бетон, цегла, шлакоблоки та ін.). Приміщення, в яких розміщено вибухонебезпечне обладнання, облаштовується азбестовими плитами.

3.5. Інструкція з охорони праці для оператора АГНКС при заправленні автотранспорту

Порядок заправки автотранспортних засобів на АГНКС визначається адміністрацією підприємства, у веденні якого знаходиться АГНКС, і проводиться за інструкцією, затвердженою у встановленому порядку. Операцію заправки здійснює оператор АГНКС або водій автомобіля під наглядом оператора. Заправка автотранспорту стисненим газом на АГНКС може проводитися автоматично (дистанційно) з пульта керування (операторної) або вручну через запірні пристрої, встановлені на газозаправній колонці.

Якщо застосовується ручний спосіб заправки, необхідно:

- переконатися, що запірні пристрої на газопроводах, що підводять газ до газозаправної колонки відкриті;

- переконатися, що запірні пристрої, встановлені на газозаправній колонці, закриті, а крани на «свічці» - відкриті. Якщо на газозаправній колонці є триходовий кран, то положення останнього повинно бути встановлено в позиції «Скидання»;

- закрити запірний пристрій, встановлений на «свічці» колонки (якщо є триходовий кран, то його варто встановити в положення «Закрито») і перевірити за манометром на газозаправній колонці, що тиск газу дорівнює нулю;

- приєднати заправну головку шланги газозаправної колонки до заправного вентиля газобалонної апаратури автомобіля і відкрити заправний вентиль автомобіля;

- перевірити залишковий тиск газу в балонах автомобіля за манометром колонки і відкрити запірний пристрій, встановлений на газозаправній колонці (за наявності триходового крану він встановлюється в положення «Відкрито»);

- коли тиск в балонах автомобіля підвищується до 20 МПа і заправлення вважатиметься закінченим, заправний вентиль балонної установки автомобіля і запірний пристрій на газозаправній колонці закрити, а вентиль на «свічку» колонки відкрити (за наявності триходового крану останній встановлюється в положення «Скидання»);

- переконатися за манометром, що тиск газу на виході з газозаправної колонки дорівнює нулю, і від'єднати шланг колонки від заправного вентиля автотранспортного засобу.

Якщо застосовується автоматичний спосіб заправлення:

- перевірити положення запірної арматури, встановленої на газозаправній колонці: вентиль подачі газу на колонку і вентиль скидання на «свічку» повинні бути відкритими, заправний вентиль колонки – закритий (за наявності триходового крану він повинен знаходитися в положенні «Скидання»);

- закрити вентиль, встановлений на «свічці», або перевести триходовий кран у положення «Відкрито». При цьому тиск газу (за манометром, встановленим на колонці) повинен дорівнювати нулю;

- підключити заправну головку шланги газозаправної колонки до заправного вентиля газобалонної установки автомобіля і відкрити автомобільний заправний вентиль;

- перевірити за відповідними світловими сигналами на пульті керування необхідне для процесу заправлення положення запірної арматури, встановленої на газопроводах підведення газу до газозаправної колонки;

- за відсутності лічильника газу, що надходить на заправку, перевірити наявність і розмір залишкового тиску в балонах автомобіля, що заправляється (за манометром на пульті керування заправлення);

- переконатися у відсутності сторонніх людей у боксі автомобіля, що заправляється;

- шляхом відповідного перемикання ключів керування або натисканням кнопок, розташованих на пульті керування, здійснити заправлення автомобіля;
- після закінчення заправлення перекрити вентиль на газобалонній установці автомобіля;
- шляхом відповідних перемикань ключів керування або натисканням кнопок, розташованих на пульті управління, встановити необхідне положення запірної арматури на підвідних газопроводах до газозаправної колонки;
- відкрити вентиль, встановлений на «свічці», а за наявності триходового крану встановити його в положення «Скидання»;
- переконатися (за манометром) у відсутності тиску на газозаправній колонці;
- від'єднати шланг газозаправної колонки від заправного вентиля газобалонної апаратури автомобіля.

Заправлення автотранспорту стисненим природним газом на АГНКС повинно проводитися в порядку черги, за винятками транспорту спеціального призначення (автомобілі пожежної охорони, швидкої медичної допомоги, поліції та інших).

Заправлення проводиться тільки в разі наявності у водія посвідчення на право керування автомобілем, що працює на стисненому природному газі, і маршрутного листа з відміткою про справність матеріальної частини автотранспорту.

Забороняється в'їзд автомобіля на заправку з пасажирями в кабінах або кузовах. Після зупинки автомобіля біля газозаправної колонки водій повинен виключити двигун, включити ручні гальма, вийняти ключ з замка запалювання і залишити кабіну. Забороняється заправлення автомобіля у разі наявності людей у боксі автотранспорту, що заправляється.

Забороняється заправлення автотранспортних засобів у разі наявності втрат газу на газозаправній колонці, в шлангах або газобалонній апаратурі автомобіля.

Забороняється заправлення автотранспорту під час грози. На АГНКС потрібно вести журнал «Заправки автотранспорту стисненим газом», форма і зміст якого визначається адміністрацією АГНКС.

У процесі експлуатації нерідше одного разу на шість місяців шланги газозаправної колонки повинні піддаватися гідравлічним випробуванням на тиск, що в 1,25 раз більший за робочий тиск, який вказано в паспорті на газозаправну колонку. [13]

Висновки за розділом

1. Визначено і представлено небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що виникають при експлуатації АГНКС, що проектується.
2. Визначено конструктивно-технологічні заходи, що обмежують вплив на персонал небезпечних та шкідливих виробничих чинників.
3. Розраховано освітлення блоку-операторного.
4. Розроблено систему пожежогасіння на основі аналізу можливих пожежних ситуацій.
5. Наведено інструкція з охорони праці для оператора АГНКС при заправленні автотранспорту.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз впливу технічних чинників на навколишнє середовище

Зі вступом людства до доби науково-технічного прогресу, стрімкого зростання набирають збитки від технологічних чинників. Потенційно найнебезпечнішими вважаються атомні об'єкти, хімічна та нафтопереробна промисловість, трубопроводи, транспорт, технологічні катастрофи, породжувані викидами у повітря і водойми, захороненням в землю шкідливих відходів.

Людству загрожує загибель найближчими десятиліттями, якщо воно терміново не змінить свого ставлення до природи, не змінить свого стилю діяльності й існування. Сучасні технології стали потужним інструментом за допомогою якого людина споживає значно більше ніж природа може дати, а також викидає в довкілля таку кількість відходів, яку природа не в змозі знешкодити.

Промисловість – одна з основних галузей матеріального виробництва, без якої не можливе існування сучасної цивілізації. Промислові підприємства постачають сировину та виробляють основні види продукції. Від їх розвитку значною мірою залежать рівень економіки країни, задоволення потреб населення, обороноздатність.

Найнебезпечнішими для природного середовища є гірничо-металургійні підприємства. Великої шкоди ці підприємства завдають повітряному басейну, спричинюючи появу кислотних дощів, земельним ресурсам, утворюючи кар'єри, а також зумовлюють значне теплове забруднення середовища. Разом з доменним газом ці об'єкти промисловості викидають в атмосферу сполуки миш'яку, фосфору, сурми, свинцю, пари ртуті, смолисті речовини.

Підприємства кольорової металургії забруднюють повітря пилом, сірчанам ангідридом, оксидом вуглецю, оксидами азоту. Найнебезпечніше забруднення високотоксичним поліметалевим пилом. Підприємства кольорової металургії - основні джерела забруднення атмосферного повітря свинцем. Вихідні гази цинкового виробництва містять 25...50 % свинцю.

Вихід цинку з цинкового виробництва становить 62,5...77,5 кг на тону, а в технологічному пилю його 40...45 %. Підвищений вміст цих високотоксичних інгредієнтів фіксується на декілька десятків кілометрів від території підприємства.

Заводи з виробництва ртуті забруднюють повітря парами, які конденсуються в атмосфері та згодом вбираються ґрунтом, травою.

Важливою екологічною проблемою, пов'язаною з розвитком промисловості, є проблема звалищ. Звалища навколо великих міст щорічно поглинають в середньому 1500 га землі, яка стає небезпечним джерелом отруєння довкілля. Зі звалищ у повітря та ґрунтові води потрапляє багато токсичних речовин: важкі метали, лаки, фарби, гума, пластмаса. Вони є розсадником хвороботворних бактерій. На звалищах утворюються токсичні гази, виникають небезпечні для довкілля пожежі.

Основою розвитку людської цивілізації є енергетика. Як свідчать статистичні дані, приблизно 80 % всіх видів забруднення повітря – наслідок енергетичних процесів (добування, переробки й використання енергоресурсів). У світі щорічно спалюється приблизно 2 млрд. т вугілля, добувається та перероблюється близько 2,2 млрд. т нафти, 2 млрд. т рудних і нерудних матеріалів, що приводить до викиду 220 млн. т діоксиду сірки, 450 млн. т оксиду вуглецю, 75 млн. т оксиду азоту, 150 млн. т різних аерозолів.

Характер забруднення повітря продуктами мінерального палива визначається такими факторами: видом палива, умовами спалювання, умовами викиду, рельєфом, віддаленістю від населених пунктів і ін.

Рівень забруднення повітря в значній мірі залежить від теплотворної можливості палива, його хімічного складу. Сполучаючись з парами води в атмосфері, триоксид сірки утворює сірчану кислоту, суспензії якої дуже небезпечні.

На окиснення діоксида сірки, перетворення його в триоксид, каталітично діють суспензії металів в повітрі: заліза, цинку, марганцю. Тому особливо небезпечні викиди сполук сірки в районах металургійних заводів. Забруднення атмосфери сполуками сірки – причина кислотних дощів.

У викидах ТЕЦ небезпечні також оксиди важких металів, фтористі сполуки, бензопирен, що відносяться до канцерогенних речовин.

Важливим заходом зменшення шкідливих викидів в атмосферу є економія палива в теплових агрегатах, що досягається оптимізацією процесів згорання палива, модернізацією спалюваних апаратів, застосуванням нових схем автоматичного регулювання.

Паливно-енергетичний цикл АЕС передбачає: добування уранової руди та вилучення з неї урану, переробку цієї сировини на ядерне паливо (збагачення руди), використання палива в ядерних реакторах, хімічну регенерацію відпрацьованого палива, обробку й захоронення радіоактивних відходів.

Складові цього циклу супроводжуються небезпечним забрудненням природного середовища. Забруднення починається на стадії добування сировини, тобто на уранових копалинах. Після вилучення урану з руд залишаються величезні відходи слаборадіоактивних пустих порід – до 90% добутої з надр породи. Ці відходи забруднюють атмосферу радіоактивним газом радоном.

АЕС – це підприємство, яке поряд з електроенергією виробляє велику кількість надзвичайно небезпечних речовин. Відпрацьовані твели кілька років зберігаються на території АЕС у спеціальних басейнах з водою до зменшення радіоактивності, після цього їх у спеціальних контейнерах транспортують на фабрику для регенерації ядерного палива.

4.2. Негативні наслідки роботи турбодетендерної установки

При роботі турбодетендерної установки можливий негативний вплив на навколишнє середовище, зумовлений двома факторами: підвищеним рівнем шуму і витоком газу.

Шум належить до фізичних забруднювачів, витік газу – до хімічних.

Шумом прийнято називати будь-які небажані звуки різної частоти та інтенсивності, що заважають трудовій діяльності чи відпочинку людей і чинять несприятливий вплив на живі організми.

За фізичною суттю шум – це механічні коливання часток пружного середовища (газу, рідини, твердого тіла), які виникають в результаті дії будь-якої сили, що їх збуджує. При цьому звуком називають регулярні періодичні коливання, а шумом – неперіодичні випадкові коливальні процеси. Акустичні коливання з частотами до 16 Гц називаються інфразвуком, вище 20 кГц – ультразвуком.

Джерелами шуму є: проходження потоку газу через місцеві опори (трубопровідна арматура, дросельний вентиль), вихровий рух газу (ступінь турбіни), обертання або рух рухомих елементів (робота редуктора та роторів турбіни та генератора).

Шум негативно впливає людину. Шум призводить до зниження споживання кисню всіма тканинами головного мозку, дисфункціями та змінами у мозку та внутрішніх органах, появою судинних захворювань, біохімічними змінами у внутрішніх органах, що свідчить про напруженість захисно-приспосувальних сил організму.

При тривалому впливі інтенсивних звуків настає слухова втома, яка характеризується тимчасовим погіршенням слуху. До негативних наслідків дії шуму на організм людини можна віднести, порушення сну, підвищена втомлюваність, роздратованості, зміна психічного стану людини, емоційна неврівноваженість.

При рівні шуму понад 80 Дб послаблюється слух, виникають нервово-психічні захворювання, виразка шлунку, гіпертонія, підвищується агресивність. Дуже сильний шум (понад 110 Дб) призводить до так званого шумового сп'яніння, а потім – до руйнування тканин тіла, перш за все слухового апарату.

Викид газу при експлуатації установки не передбачений, проте можливий в аварійних ситуаціях, а також при порушенні герметичності з'єднань трубопроводів або апаратах установки, в ущільненнях та ін.

Дія газів (метан, етан, пропан, бутан) на організм людини – наркотична. Ознаками наркотичної дії є недомагання і запаморочення, потім настає стан сп'яніння, що супроводжується безпричинною веселістю, втратою свідомості.

Вуглеводневі гази можуть викликати задушення лише при дуже високих концентраціях внаслідок зменшення вмісту кисню в повітрі. За загальною емісією та вмістом в атмосфері метан є другим за значенням парниковим газом після двооксиду вуглецю.

4.3. Забруднення навколишнього середовища автотранспортом

Понад 500 млн. автомобілів викидають в атмосферу Землі понад 400 млн. т. оксидів вуглецю, понад 100 млн. т. вуглеводів, сотні тисяч тон свинцю. Промислові підприємства, теплові електростанції засоби авто і авіатранспорту щорічно спалюють понад 5 млрд. т. вугілля, нафти і більше трильйона кубометрів газу.

Ефективність безпечного використання пального для людини і його впливу на довкілля, на сьогодні є основним завданням сучасних досліджень у транспортних технологіях. [15, 16]

Під час експлуатації автомобіля з двигунами внутрішнього згорання джерелами викидів шкідливих речовин є:

- відпрацьовані гази;
- картерні гази;
- випаровування зі систем живлення, баків і карбюраторів;
- неконтрольований розлив на ґрунт експлуатаційних матеріалів.

У відпрацьованих газах автомобілів є велика кількість свинцю, який разом із солями інших металів потрапляє у ґрунт, у поверхневі та ґрунтові води, поглинається рослинами, які потім використовує людина.

Вплив автомобільного транспорту на забруднення навколишнього середовища та на здоров'я людей зумовлений тим, що:

- шкідливі викиди від автомобілів здійснюються в найнижчих, приземних шарах атмосфери, там де проходить основна життєдіяльність людини;
- діяльність основної маси автомобільного транспорту сконцентрована в місцях з високим показником населення – містах, промислових центрах;
- відпрацьовані гази двигунів автомобілів містять висококонцентровані токсичні компоненти, які є основними забруднювачами атмосфери.

Масштаби забруднення навколишнього природного середовища у ряді регіонів України досягли критичних рівнів. Значний негативний вплив на стан навколишнього середовища має автотранспорт. В окремих містах в залежності від маси промислових викидів частка автомобільних викидів змінюється від 3-х до 90 %.

При спалюванні 1000 л моторного палива, не відрегульований карбюраторний двигун на обертах, близьких до обертів холостого ходу, викидає в атмосферне повітря: оксиду вуглецю – до 100 кг; не згорілого палива (вуглеводнів) – до 20 кг; оксидів азоту – до 10 кг; сажі – до 1 кг; сірчистих з'єднань – до 2 кг.

Найбільший викид токсичних речовин у відпрацьованих газах автомобілів відбувається при неправильно відрегульованому карбюраторі, системі запалювання, форсунках, паливному насосі високого тиску, а також при несправностях системи випуску відпрацьованих газів.

З моменту появи двигунів внутрішнього згорання стоїть питання, як знизити вміст шкідливих речовин у вихлопних газах, що отруюють навколишнє середовище. Автомобілі заповнили вулиці наших міст, на яких стало важко дихати. Вдихувана отрутна суміш, яка викидається автомобільними двигунами, потрапляючи в наш організм, приводить до негативних наслідків. У поганій екологічній обстановці криється причина появи і розвитку різних хвороб, таких як алергія, бронхіальна астма й інші хвороби, зв'язані з ослабленням імунної системи, що до недавня вважалися рідкими.

Вплив автомобільного транспорту на екологічну ситуацію у нашій країні досяг критичної межі – показники забруднення атмосферного повітря і довкілля перевищують всі допустимі показники світових норм і стандартів. Тому проблема зменшення негативного впливу на довкілля автомобільного транспорту на всіх стадіях його життєвого циклу є актуальною. Загальна сума викидів забруднювальних речовин в атмосферу в країнах СНД щорічно становить майже 22 млн. т, зокрема, 20 млн. т, (90 %) – від автомобільного транспорту. [17]

Шкідливі речовини, що містяться у викидах відпрацьованих газів автомобіля, вкрай негативно впливають на здоров'я людини. Щодня на вулицях нашого міста ми отруємося оксидами вуглецю та азоту, вуглеводню та сполуками, що містять сірку. Шкідливий для людини й автомобільний шум – він впливає не лише на слух, а й на розвиток гіпертонії, виразки шлунку і діабету.

Токсичні компоненти забрудненого довкілля потрапляють в організм людини при вдиханні повітря і всмоктуються у кров, вражаючи при цьому дихальні шляхи та легені. Вуглекислий газ викликає захворювання крові, серця, центральної нервової системи. Оксид азоту сприяє виникненню астми. Вуглець знижує спроможність крові переносити кисень до тканин, сприяє загостренню симптомів серцево-судинних захворювань, порушує дихання.

Отже, повсякденна експлуатація автомобілів полягає у використанні експлуатаційних матеріалів, нафтопродуктів, природного газу, атмосферного повітря, і супроводжується все це негативними процесами, а саме:

- забрудненням атмосфери;
- забрудненням води;
- забрудненням земель і ґрунтів;
- шумовими, електромагнітними та вібраційними впливами;
- виділенням в атмосферу неприємних запахів;
- викидом токсичних відходів;
- тепловим забрудненням.

Вплив автомобільного транспорту на довкілля проявляється:

- під час руху автомобілів;
- при технічному обслуговуванні;
- при функціонуванні інфраструктури, що забезпечує його дію.

Нафта і нафтопродукти стали головним забруднювачем водного середовища.

4.4. Заходи щодо покращення стану довкілля поблизу АГНКС

Для захисту навколишнього середовища від впливу шуму необхідно регламентувати його інтенсивність, спектральний склад, час дії тощо.

Розроблені санітарні норми допустимого рівня шуму для житлових громадських споруд та для території житлової забудови, а також державні стандарти на засоби пересування, інженерне устаткування.

За сучасних умов боротьба з шумом є технічно складною, комплексною, дорогою. Важливо знижувати шум у джерелі його виникнення, створювати безшумні або малошумні машини і технологічні процеси, транспортне і промислове устаткування, починаючи ще зі стадії проектування.

Розрізняють два види нормування виробничого шуму: санітарно-гігієнічне і технічне. Перше регулює рівень шуму з огляду його дії на організм людини. Норматив житлово-побутового шуму – 40 дБА вдень, 30 дБА – вночі.

Технічне нормування стандартизує існуючі або очікувані шумові характеристики устаткування об'єкту. Друге повинне забезпечити вимоги першого. Зниження шуму в джерелі його утворення є найбільш ефективним заходом боротьби з ним, тому при проектуванні чи виборі машин, устаткування враховується режим їхньої роботи та акустичні характеристики.

Підвищення рівня шуму часто спричинюється дефектами, що виникають при експлуатації механічного устаткування: порушення балансування елементів, неприпустимого зношування деталей, недостатнього змащування тощо. Тому необхідно правильно експлуатувати обладнання.

Завчасно виконувати технічні профілактичні роботи. При порушенні роботи машини чи установки вона негайно відключається. Стіни приміщень покриваються шумопоглинаючими панелями для запобігання відбиття звуку.

Для забезпечення екологічно сталого розвитку екологічної безпеки автомобільного транспорту необхідне ефективне використання наявних інфраструктур, зниження потреб на перевезення і готовність переходу до використання екологічно чистих транспортних засобів, а під час розроблення конструкцій нової автомобільної техніки потрібно розглядати екологічні пріоритети автомобіля із врахуванням його повного життєвого циклу.

Застосування на автотранспорті газорідного палива дає можливість поліпшити ряд екологічних показників. Повнота згорання палив і їхні пускові властивості в більшій ступені залежить від випаровуваності.

Дослідивши випаровуваність газорідного палива було встановлено істотне поліпшення цього показника, а відповідно повноти згорання.

Вміст шкідливих речовин у вихлопних газах, при використанні газорідного палива, знижується в кілька разів:

- С – у 15 разів;
- CH₄ – у 12 разів;
- сірки й інших викидів – у 8 разів.

Сумарна токсичність викидів у 2-5 разів менше.

Важливою характеристикою палива є відношення вмісту «водень-вуглець» (С/Н). У метану це відношення складає 4. Це забезпечує високу екологічну чистоту продуктів згорання.

Переходу транспорту на природний газ сприяє мережа АГНКС ДК “Укртрансгаз”, філії “Управління Укравтогаз”, а також розвинута мережа приватних АГНКС. Більшість АГНКС будуються у великих містах та навколо них. Тому для захисту навколишнього середовища від шкідливого впливу промислових викидів під час експлуатації АГНКС вирішені такі задачі:

- зниження до мінімуму викидів в атмосферу природного газу;
- очищення промислових і побутових стоків;
- захист земної поверхні від ґрунтової ерозії.

Нормативний технологічний процес компримування та осушення газу виключає викид природного газу в атмосферу завдяки застосуванню герметичного обладнання, контролю загазованості, поверненню в цикл газу регенерації і т. ін.

Під час зупинок роботи обладнання і після заправлень автомобілів, скидання природного газу в атмосферу здійснюється через свічки розсіювання з урахуванням забезпечення гранично допустимих концентрацій (ГДК) вуглеводнів в атмосферному повітрі.

Використовуються більш точні та надійніші газозаправні колонки нового типу КПГ-1 (замість КГР-20), що дають можливість зменшити викиди газу в атмосферу, після заправки автомобілів у чотири рази: КГР-20 об'єм заправного шлангу 0,008 м³, а у КПГ-1 об'єм заправної голівки 0,002 м³.

У разі порушення технологічних режимів і в аварійних ситуаціях системою автоматики забезпечується зупинка компресорних установок і припинення подачі природного газу на АГНКС.

Дренажі всіх технологічних апаратів здійснюються в спеціальні дренажні системи, тобто попадання рідини на земну поверхню виключене.

Охолодження компресорних установок виконується за допомогою замкнутої оборотної системи, що виключає скидання циркулюючої рідини (вода, антифриз).

Виробничі та побутові стоки окремими трубопроводами підключені до відповідних міських мереж каналізації.

Зменшити концентрацію отруйних речовин у вихлопних газах автомобілів можна декількома способами:

- модернізувати двигун внутрішнього згорання (цей спосіб має свою межу);
- відмовитися від двигуна внутрішнього згорання, що на даному етапі розвитку технічного прогресу майже неможливо;
- змінити вид палива на більш екологічно чистий.

Останнім часом необхідність зміни виду палива загострилася тим, що запаси нафти на нашій планеті в найближчому часі вичерпаються. Таким чином, щоб уникнути повного виснаження запасів надр Землі, всесвітнього паливного краху і хоч трохи поліпшити екологічну обстановку в усьому світі, необхідно шукати альтернативу бензину й іншим видам палива, основу яких складає нафта.

Хоча спроби заміни бензину на інший вид палива і мали місце в історії, але вони були зв'язані не зі швидким початком всесвітнього паливного краху і вже тим більше не екологічною обстановкою на планеті.

У наш же час з'явилися види палива, у яких є непогані шанси замінити нафтопродукти, або що є найбільш реальним – зменшити до мінімуму їх використання та поліпшити екологічну ситуацію у світі.

Висновки за розділом

1. Найнебезпечнішими чинниками, які забруднюють навколишнє середовище вважаються атомні об'єкти, хімічна та нафтопереробна промисловість, трубопроводи, транспорт.
2. При роботі турбодетендерної установки можливий негативний вплив на навколишнє середовище, зумовлений двома факторами: підвищеним рівнем шуму і витоком газу.
3. Значну частку у забрудненні навколишнього середовища займають вихлопні гази, які щорічно віддають у атмосферу сотні тисяч тонн свинцю, мільйони оксидів вуглецю, та вуглеводів. Вплив автомобільного транспорту на екологічну ситуацію у нашій країні досяг критичної межі – показники забруднення атмосферного повітря і довкілля перевищують всі допустимі показники світових норм і стандартів.
4. Для зменшення рівня шуму пропонується використовувати шумопоглинальні матеріали. Обладнавши приміщення і елементи установки шумопоглинальними матеріалами можна знизити рівень шуму до небезпечного не перевищуючи допустимі норми.
5. Застосування автоматизованих заправних колонок КПП-1 призводить до меншої втрати природного газу при заправці автомобіля, що має позитивний економічний та екологічний ефект.
6. Використання альтернативного виду палива (природного газу) є досить перспективним у питанні захисту навколишнього середовища і тому у подальшому він буде розвиватись.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз термодинамічних циклів сучасних установок скраплення газу.

2. Описано сучасний комплекс виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу, як об'єкту дослідження.

3. Надані характеристики сучасного комплексу виробництва, зберігання та реалізації зрідженого природного газу.

4. При роботі в штатному режимі двох КУ 2ГМ4-1,3/12-250 з одночасною заправкою компримованим газом автомобілів. Продуктивність установки зрідження досягає 580...620 кг/год ЗПГ (приблизно 14,5 т/добу). Питомі витрати електроенергії складають 0,95...0,97 кВтг/кг ЗПГ, що в 1,55 рази нижче, ніж у звичайній установці дросельного типу. Коефіцієнт скраплення природного газу при різних режимах роботи установки – 47...52%. Максимальна досягнута продуктивність по ЗПГ - 720 кг/год.

5. Проведено термодинамічний розрахунок двоступеневої турбодетандерної установки. Визначені всі газодинамічні параметри потоку і геометричні параметри лопаток соплового апарата і робочого колеса. За величинами кутів $\beta_1 = 32$ і $\beta_{2\text{эф}} = 16$ згідно з «Атласом профілів» вибрано профіль Р-26-17А. Для даного профіля оптимальний відносний крок $t_{\text{опт}}=0,60...0,70$. Хорда профілю $b_2=26$ мм.

6. Наведені основні конструктивні особливості турбодетандерних установок. Розроблено систему автоматичного керування турбодетандера.

7. Виконано тепловий розрахунок теплообмінника. Визначено необхідну площу теплообмінника $S = 15,582 \text{ м}^2$ та кількість трубок $n_{\text{тр}} = 71$.

8. Представлено технологічні схеми АГНКС, що використовують перепад тиску на ГРС з двофазним струминним енергорозділювачем та з турбодетандером для виробництва зрідженого природного газу.

9. Розроблено інструкція з охорони праці для оператора АГНКС при заправленні автотранспорту. Для підвищення продуктивності і безпеки роботи турбогенераторної установки необхідно застосовувати сучасні системи шумопоглинання та використовувати новітні ущільнюючі матеріали.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Быков Г.А. Транспортные двигатели внутреннего сгорания: проблемы энергосбережения – 1997, №1.
2. Производство и использование сжиженных газов за рубежом (Обзор зарубежной литературы)» (Москва, ВНИИОЭНГ, 1974).
3. Гура Л.О. Газоперекачувальні станції магістральних газопроводів / Л.О. Гура. – Х.: НТУ "ХП", 2006. – 182 с.
4. Разработка и совершенствование низкотемпературных детандерных агрегатов / А.В. Бурняшев, О.В. Купрыгин, С.В. Моисеев, В.И. Поливанов // Технические газы. – 2006. – № 5.– С. 47–51.
5. Куличихин В.В. Использование избыточного давления природного газа на промышленных предприятиях / В.В. Куличихин, О.О. Лазарева // Надежность и безопасность энергетики. – 2010. – № 9.– С. 48–54.
6. Агабабов В.С. О применении детандер-генераторных агрегатов в газовой промышленности / В.С. Агабабов // Энергосбережение и энергосберегающие технологии в энергетике газовой промышленности. – 2001. – Т. 2. – С. 50–53.
7. Типовий технологічний регламент заправлення автомобілів стисненим газом на АГНКС БКВ-250 (СНВО ім. Фрунзе) з компресорними установками типу 4ГМ2,5-1,8/5-250 ТА 4ГМ2,5-1,2/10-25, Київ, 2001 р.
8. Законодавство України про охорону праці: збірник нормативних документів, том 1. – Київ, 1995.
9. Правила безпечної експлуатації та обслуговування обладнання автомобільних газонаповнювальних компресорних станцій (АГНКС).- Київ, 2002.
10. Правила пожежної безпеки в газовій промисловості України. - Київ, 1997.
11. Купчик М. П., Гандзюк М. П., Степанець І. Ф. та ін. Основи охорони праці. – К.: Основа, 2000. – 416с.
12. Правила безпеки систем газопостачання України. -Київ, 1998. 20. ГОСТ 12.0.003–74 “Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація”.
13. Биков Г.О., Капітанчук К.І., Кулик М.С., Орлов І.О. Автомобільні газонаповнювальні компресорні станції: Підручник. –К.: НАУ, 2006.- 292с.

14. Слюсаренко О.І. Каталітичний нейтралізатор – як спосіб розв'язання екологічної проблеми автомобільних викидів – Наук.-техн. зб. – Львів: ЛВІ. – 2005, вип. 4.

15. Підлісна М.С. Облікування та нормування викидів забруднюючих речовин в атмосферу парком озброєння і техніки – Наук.-техн. зб. – Львів: ЛВІ. – 2004, вип. 3.

16. Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Копач А.О. Шляхи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів// Вісник східно-українського НУ ім. Володимира Даля. – Луганськ, 2004№ 7(77), ч 1.

Додаток А

ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФІЛІВ ЛОПАТОК МЕІ

Таблиця 3.1

Геометрические характеристики профилей МЭИ

| Обозначение профиля | Углы выхода потока из решеток $\alpha_{1\text{эф}}, \beta_{2\text{эф}}$, градус | Расчетные углы входа в решетки $\alpha_0^{\text{расч}}, \beta_0^{\text{расч}}$, градус | Оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{\text{опт}}$ | Оптимальные числа $M_{1r}^{\text{опт}}, M_{2r}^{\text{опт}}$ | Хорда профиля $b^{\text{опт}}$, см | Площадь профиля $f^{\text{опт}}$, см ² | Минимальный момент инерции профиля $I_{\text{ин}}^{\text{опт}}$, см ³ | Момент сопротивления профиля $W_{\text{ин}}^{\text{опт}}$, см ³ |
|---------------------|--|---|--|--|-------------------------------------|--|---|---|
| C-90-09A | 8–11 | 70–120 | 0,72–0,85 | До 0,90 | 6,06 | 3,45 | 0,416 | 0,471 |
| C-90-12A | 10–14 | 70–120 | 0,72–0,87 | До 0,85 | 5,254 | 4,09 | 0,591 | 0,575 |
| C-90-15A | 13–17 | 70–120 | 0,70–0,85 | До 0,85 | 5,15 | 3,3 | 0,36 | 0,45 |
| C-90-18A | 16–20 | 70–120 | 0,70–0,80 | До 0,85 | 4,71 | 2,72 | 0,243 | 0,333 |
| C-90-22A | 20–24 | 70–120 | 0,70–0,80 | До 0,90 | 4,5 | 2,35 | 0,167 | 0,265 |
| C-90-27A | 24–30 | 70–120 | 0,65–0,75 | До 0,90 | 4,5 | 2,03 | 0,116 | 0,195 |
| C-90-33A | 30–36 | 70–120 | 0,62–0,75 | До 0,90 | 4,5 | 1,84 | 0,090 | 0,163 |
| C-90-38A | 35–42 | 70–120 | 0,60–0,73 | До 0,90 | 4,5 | 1,75 | 0,081 | 0,141 |
| C-55-15A | 12–18 | 45–75 | 0,72–0,87 | До 0,90 | 4,5 | 4,41 | 1,195 | 0,912 |
| C-55-20A | 17–23 | 45–75 | 0,70–0,85 | До 0,90 | 4,15 | 2,15 | 0,273 | 0,275 |
| C-45-25A | 21–28 | 35–65 | 0,60–0,75 | До 0,90 | 4,58 | 3,30 | 0,703 | 0,536 |
| C-60-30A | 27–34 | 45–85 | 0,52–0,70 | До 0,90 | 3,46 | 1,49 | 0,118 | 0,154 |
| C-65-20A | 17–23 | 45–85 | 0,60–0,70 | До 0,90 | 4,5 | 2,26 | 0,338 | 0,348 |
| C-70-25A | 22–28 | 55–90 | 0,50–0,67 | До 0,90 | 4,5 | 1,89 | 0,242 | 0,235 |
| C-90-12Б | 10–14 | 70–120 | 0,72–0,87 | 0,85–1,15 | 5,66 | 3,31 | 0,388 | 0,420 |
| C-90-15Б | 13–17 | 70–120 | 0,70–0,85 | 0,85–1,15 | 5,2 | 3,21 | 0,326 | 0,413 |
| C-90-12P | 10–14 | 70–120 | 0,58–0,68 | 1,4–1,8 | 4,09 | 2,30 | 0,237 | 0,324 |

Продолжение табл. 3.1

| Обозначение профиля | Углы выхода потока из решеток $\alpha_{1\text{эф}}, \beta_{2\text{эф}}$, градус | Расчетные углы входа в решетки $\alpha_0^{\text{расч}}, \beta_0^{\text{расч}}$, градус | Оптимальный относительный шаг $\bar{t}_{\text{опт}}$ | Оптимальные числа $M_{1r}^{\text{опт}}, M_{2r}^{\text{опт}}$ | Хорда профиля $b^{\text{опт}}$, см | Площадь профиля $f^{\text{опт}}$, см ² | Минимальный момент инерции профиля $I_{\text{ин}}^{\text{опт}}$, см ³ | Момент сопротивления профиля $W_{\text{ин}}^{\text{опт}}$, см ³ |
|---------------------|--|---|--|--|-------------------------------------|--|---|---|
| C-90-15P | 13–17 | 70–120 | 0,55–0,65 | 1,4–1,7 | 4,2 | 2,00 | 0,153 | 0,238 |
| P-23-14A | 12–16 | 20–30 | 0,60–0,75 | До 0,95 | 2,59 | 2,44 | 0,43 | 0,39 |
| P-26-17A | 15–19 | 23–35 | 0,60–0,70 | До 0,95 | 2,57 | 2,07 | 0,215 | 0,225 |
| P-30-21A | 19–24 | 25–40 | 0,58–0,68 | До 0,90 | 2,56 | 1,85 | 0,205 | 0,234 |
| P-35-25A | 22–28 | 30–50 | 0,55–0,65 | До 0,85 | 2,54 | 1,62 | 0,131 | 0,168 |
| P-46-29A | 25–32 | 44–60 | 0,45–0,58 | До 0,85 | 2,56 | 1,22 | 0,071 | 0,112 |
| P-60-33A | 30–36 | 47–65 | 0,43–0,55 | До 0,85 | 2,56 | 1,02 | 0,044 | 0,079 |
| P-60-38A | 35–42 | 55–75 | 0,41–0,51 | До 0,85 | 2,61 | 0,76 | 0,018 | 0,035 |
| P-23-14Ак | 12–16 | 20–30 | 0,60–0,75 | До 0,95 | 2,59 | 2,35 | 0,387 | 0,331 |
| P-26-17Ак | 15–19 | 23–45 | 0,60–0,70 | До 0,95 | 2,57 | 1,81 | 0,152 | 0,165 |
| P-27-17Б | 15–19 | 23–45 | 0,57–0,65 | 0,8–1,15 | 2,54 | 2,06 | 0,296 | 0,296 |
| P-27-17Бк | 15–19 | 23–45 | 0,57–0,68 | 0,85–1,15 | 2,54 | 1,79 | 0,216 | 0,216 |
| P-30-21Б | 19–24 | 23–40 | 0,55–0,65 | 0,85–1,10 | 2,01 | 1,11 | 0,073 | 0,101 |
| P-35-25Б | 22–28 | 30–50 | 0,55–0,65 | 0,85–1,10 | 2,52 | 1,51 | 0,126 | 0,159 |
| P-21-18P | 16–20 | 19–24 | 0,60–0,70 | 1,3–1,6 | 2,0 | 1,16 | 0,118 | 0,142 |
| P-25-22P | 20–24 | 23–27 | 0,54–0,67 | 1,35–1,6 | 2,0 | 0,99 | 0,084 | 0,100 |

Примечание. В столбце $M_{1r}^{\text{опт}}, M_{2r}^{\text{опт}}$ указан диапазон чисел M на выходе из решетки, для которого рассчитаны профили.

Додаток Б

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ ТУРБОДЕТАНДЕРА НА МОВІ ПРОГРАМУВАННЯ «ФОРТРАН-6»

```
dimension r(30),sig(30),f(30)
```

```
cbt=12.
```

```
ch=7.
```

```
en=7.
```

```
n=8
```

```
dz=0.879
```

```
dbt=0.316
```

```
fbt=0.00219
```

```
ro=7900.
```

```
ob=7200.
```

```
rz=dz/2.
```

```
rbt=dbt/2.
```

```
hl=rz-rbt
```

```
fz=fbt*ch/cbt
```

```
dh=hl/en
```

```
w=ob/60.
```

```
a=rz-rbt
```

```
a1=fz-fbt
```

```
a2=rz*fbt-fz*rbt
```

```
r(1)=rz
```

```
sig(1)=0.
```

```
f(1)=fz
```

```
do i=2,n
```

```
!if (i.eq.1) goto 2
```

```
r(i)=r(i-1)-dh
```

```
f(i)=r(i)*a1/a+a2/a
```

```
aa1=sig(i-1)*f(i-1)
```

```
aa2=ro*w**2./4.
```

```
aa3=(f(i-1)+f(i))*(r(i-1)-r(i))*(r(i-1)+r(i))
sig(i)=(aa1+aa2*aa3)/f(i)
print*,r(i),sig(i),f(i)
pause
enddo
stop
end
```